

АВТОНОМНЫЕ
КРИО-
РЕФРИЖЕРАТОРЫ
МАЛОЙ
МОЩНОСТИ

ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ

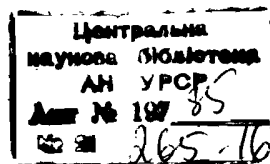
Автономные криорефрижераторы малой мощности/ М.Ю. Боярский, А.Б. Грачев, Н.В. Калинин и др.: Под ред. В.М. Бродянского. М.: Энергоатомиздат, 1984. 208 с.

Рассмотрены термодинамические процессы в системах, предназначенных для криостатирования различных устройств в космосе. Составлена обобщенная структурная схема криогенных систем и впервые приведена классификация рефрижераторов. Описаны конструкционные особенности основных элементов, выделены наиболее перспективные классы и виды систем криостатирования, показаны пути их совершенствования. Проведено сопоставление основных характеристик криорефрижераторов замкнутого и расходного типов и определены области их рационального использования.

Для научных работников и инженеров, занимающихся разработкой автономных криорефрижераторов и автономных систем, нуждающихся в криостатировании.

А в т о р ы : М.Ю. Боярский, А.Б. Грачев, Н.В. Калинин, А.А. Никонов, Ю.В. Синявский.

Рецензент В.П. Бурдаков



А 2303050000-403
051 (01) -84 25-84

© Энергоатомиздат, 1984

ПРЕДИСЛОВИЕ РЕДАКТОРА

Область приложений современной криогенной техники не ограничивается, как это было в сравнительно недавнем прошлом, стационарными промышленными и научно-исследовательскими объектами. Все большее значение приобретают и движущиеся комплексы, на которых также стало необходимым криостатирование устройств различного назначения. Такие движущиеся комплексы (наземные, водные, атмосферные и космические) неизбежно должны быть в определенной степени самостоятельны, автономны; отсюда вытекают и специфические требования к установленному на них оборудованию, в том числе криогенному, и особенности этого оборудования.

Данная книга посвящена криогенным установкам и системам, предназначенным для работы в этой, относительно новой сфере приложений криогеники.

Известно, что любая техническая система в общем случае нуждается для своей работы в "питании" — снабжении материалами, энергией и информацией.

В условиях автономности снабжение извне материалами и энергией (в отличие от информации) либо отсутствует, либо жестко ограничено. Такая ситуация заставляет создавать технические системы по принципу, довольно точно отражаемому латинской пословицей: "Omnia mea cum me" (все свое ношу с собой).

Автономность не только налагает весьма жесткие ограничения на потребление энергии и материалов, но и лимитирует массо-габаритные, ресурсные и другие характеристики криогенных установок. Часто автономность предопределяет и новые, необычные условия их работы. Поэтому, несмотря на то что во всех случаях используется одна и та же научно-техническая основа, соответствующие инженерные решения могут в условиях автономности существенно отличаться от тех, которые используются в установках, предназначенных для работы в стационарных условиях. Информация, относящаяся к ним, может быть найдена в соответствующей литературе по криогенной технике.

Может возникнуть естественный вопрос: почему из трех основных классов криогенных установок — рефрижераторов (R), ожижителей (L) и разделителей смесей (D) в книге рассматривается только первый? Такой подход объясняется двумя причинами.

Первая из них заключается в том, что подавляющее большинство автономных криогенных установок — рефрижераторы; вторая причина — установки классов L и D представляют собой в основе тоже ре-

фрижераторы, но с определенными дополнительными элементами или блоками.

Разработка и совершенствование автономных криорефрижераторов ведутся в двух взаимосвязанных направлениях — конструкторско-технологическом и системно-термодинамическом. Каждое из них в условиях автономности приобретает специфический характер.

Важность первого направления определяется тем, что приемлемые характеристики автономных криорефрижераторов (АК) могут быть достигнуты большей частью на основе новых оригинальных конструкторских решений и соответствующего высокого уровня технологии, а также посредством использования новых конструкционных материалов. Миниатюризация, необходимая в большинстве случаев для машин, аппаратов и приборов управления АК, создает в этом отношении дополнительные трудности: чем компактнее установка, тем большую роль играют качество конструкции и уровень технологии ее изготовления. Не меньшее значение в разработке АК имеет и второе — системно-термодинамическое направление. Здесь важен не только правильный выбор термодинамических процессов и их параметров внутри АК, но и увязка с внешними условиями: системами на входе (обеспечивающими подвод энергии и отвод сбросной теплоты) и на выходе (криостатируемый объект или объекты). Такие внешние задачи возникают и в стационарных системах, но условия их решения значительно проще. Дополнительно дело усложняется тем, что для всего комплекса наилучшее решение может находиться достаточно далеко от оптимума для параметров самого АК, если рассматривать его отдельно. Настоятельная необходимость такого системного подхода учитывается не всегда. Реализация соответствующих решений связана со значительными техническими и организационными трудностями. Здесь уместно вспомнить слова выдающегося авиаконструктора В.М. Мясищева: "Самолет — органичная совокупность систем, а не просто планер, начиненный приборами и оборудованием". Эти слова, естественно, в полной мере сохраняют значение не только для авиации, но и для автономных наземных, водных и особенно космических комплексов.

Литература, в которой имеются некоторые сведения об АК, относится к самым различным научно-техническим направлениям. Прежде всего это статьи и книги по криогенной технике. В обширной журнальной литературе по криогенике имеется лишь ограниченное число статей, содержащих сведения по АК. Подавляющая их часть посвящена работам, связанным с первым, конструкторско-технологическим направлением. Наиболее полный материал по схемам, конструкциям и характеристикам автономных криорефрижераторов содержится в книге А.К. Грезина и В.С. Зиновьева "Микрокриогенная техника". Это единственная пока в мировой литературе монография, которая посвящена этой важной отрасли.

Двум наиболее распространенным видам низкотемпературных установок, широко используемых в качестве АК, посвящены книги А.Д. Сулова с соавторами "Дроссельные микроохладители" и "Криогенные газовые машины". Обе книги содержат обширный и полезный материал

по схемам и конструкциям криорефрижераторов; вместе с тем нужно отметить, что некоторые теоретические положения авторов не могут быть приняты безоговорочно.

По второму направлению имеются только несколько статей; большая их часть опубликована в американской печати. Эти статьи содержат интересную информацию, однако при ее оценке следует учитывать влияние интересов фирм на взгляды некоторых авторов. Часть зарубежных статей по космической криогенике переведена на русский язык и опубликована вместе с работами по космическим источникам энергопитания в сборнике "Прямое преобразование энергии" под редакцией Н.С. Лидоренко, В.М. Бродянского, А.А. Куландина и др. Наконец, полезные сведения, относящиеся к АК, содержатся в литературе по тем автономным объектам и комплексам, в которых используется криогенная техника. Применительно к наземным и водным комплексам, так же как и к авиационным, имеется только немного кратких сообщений. В литературе по космической технике материалов, относящихся к криогенике, больше. Здесь следует отметить книгу В.П. Бурдакова и Ю.П. Данилова "Внешние ресурсы и космонавтика".

Приведенный выше краткий обзор показывает, что систематического и детального изложения вопросов, относящихся к термодинамическому аспекту развития и совершенствования АК, в литературе не было. Цель предлагаемой книги состоит в том, чтобы, не претендуя, естественно, на полный охват всех вопросов, в какой-то степени восполнить этот пробел.

Такая задача чрезвычайно трудна прежде всего вследствие многообразия действующих, проектируемых и перспективных АК и недостаточно полной и объективной информации о них. Кроме того, нужно учитывать чрезвычайно широкий диапазон внешних параметров работы АК и особенностей самих криостатируемых объектов.

В тексте намеренно допущена неравномерность в изложении различного материала. Авторы и редактор не считали целесообразным уделять много места хотя и важным, но достаточно полно освещенным в литературе вопросам. В частности, это относится к основным теоретическим положениям криогенной техники. Напротив, все то, что касается "точек роста" — вопросов, представляющих наибольший интерес сейчас и в перспективе, изложено по возможности подробно. Это относится в особенности к системам, основанным на новых способах охлаждения (электро- и магнитокалорическим комбинированным установкам, а также единой криогенной системе комплекса). Большое внимание уделено также различным показателям технического уровня, ибо их правильный выбор в значительной степени определяет успешное решение задачи создания оптимального АК для данных условий. При этом максимально используются обобщенные характеристики.

Конструкционные и технологические вопросы затрагиваются в ограниченном объеме, главным образом там, где это необходимо для оценки перспектив совершенствования машин (и в некоторых случаях аппаратов).

Рассмотрение АК ведется в книге главным образом применительно к космической технике. Это объясняется не только тем, что наибольшее ко-

личество разработок и публикаций по АК относится именно к этой области. Не менее существенно и то обстоятельство, что именно на космических комплексах к АК предъявляются во всех отношениях наиболее жесткие требования. Поэтому инженерные решения, полученные для таких условий, могут быть легко перенесены (с соответствующими коррективами) на другие объекты, где требования, как правило, намного легче. Обратная процедура значительно труднее.

Книга включает введение и шесть глав. Главы 1 и 2 посвящены общим вопросам, излагаемым с учетом специфики рассматриваемых установок. К ним относятся процессы и структуры АК, характеристики окружающей среды и показатели технического уровня. Глава 2 содержит также обобщающие графики и таблицы с характеристиками различных видов АК. Этими графиками можно пользоваться для справок до ознакомления с материалом последующих глав. Читатели, желающие изучить вопрос более глубоко, могут вернуться к этим данным после ознакомления с последующими главами (от гл. 3 до гл. 6), где рассмотрены рефрижераторы всех известных в настоящее время видов. Каждый из них характеризуется специфическими особенностями, очень важными с позиции работы в условиях автономности. Вначале описаны криорефрижераторы замкнутого типа со стационарными потоками (гл. 3) и затем с нестационарными (гл. 4). Все АК такого типа, работающие по замкнутому процессу, нуждаются в подаче энергии извне; срок работы этих АК определяется только ресурсом оборудования.

АК разомкнутого типа, которым посвящена гл. 5, не нуждаются в энергоснабжении; срок их работы определяется количеством запасенного рабочего тела.

Глава 6 отражает перспективные направления развития АК на основе как традиционных, так и новых идей. В ней существенное место занимают сведения о методах получения и поддержания низких температур на основе электрокалорического эффекта. В этой главе анализируются и преимущества единой автономной криогенной системы (ЕАКС) для комплексов с несколькими потребителями холода.

В книге приведен список отечественной и зарубежной литературы по рассматриваемой теме.

Книга предназначена для инженерно-технических и научных работников, занимающихся как проектированием, так и выбором и использованием АК, а также может служить пособием для студентов и аспирантов соответствующих специальностей. Материал изложен в расчете на то, что читатель знаком с основами термодинамики и криогенной техники. Этим объясняется, в частности, дедуктивная форма изложения материала (от общего к частному), более компактная, но требующая от читателя определенной квалификации. Вместе с тем некоторые материалы, полезные для разработчиков автономных систем и комплексов, в которых используются АК, могут быть взяты из книги в конечном виде, без изучения специфики криогенных установок.

Книга может быть полезной и специалистам в области холодильной техники, работающим над автономными рефрижераторами, предназначенными для менее низких температур.

Глава 4 и § 5.4 написаны М.Ю. Боярским, § 3.1, 3.3, а также § 5.1, 5.2, 5.3 — А.Б. Грачевым, введение и § 1.1 — Н.В. Калинин, § 6.3 написан А.А. Никоновым, Ю.В. Синявскому принадлежат § 1.2, 1.3, гл. 2, § 3.4, 6.1, 6.2; А.А. Никоновым и М.Ю. Боярским совместно написан § 5.4; М.Ю. Боярским и А.Б. Грачевым — § 3.2.

Все критические замечания по книге будут с благодарностью приняты авторами и редактором.

В. Бродянский.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

АК	— автономный криорефрижератор
АКС	— автономная криогенная система
ЕАКС	— единая автономная криогенная система
R, L, D	— классы криогенных установок (рефрижераторы, ожижители, разделители газовых смесей)
Q_0	— холодопроизводительность, Вт
q_0	— удельная холодопроизводительность, Вт/кг
Q_b	— расход теплоты на привод установки, Вт
Q_e	— эксергетическая (приведенная) холодопроизводительность, Вт
q_e	— удельная эксергетическая холодопроизводительность, Вт/кг
N	— потребляемая электрическая мощность АК (мощность привода), Вт
N_e	— эксергетическая производительность, Вт (для рефрижератора класса R равна Q_e)
D	— потери эксергии, Вт (D_i — внутренние, D_e — внешние, D_c — собственные, D_t — технические)
d	— удельные потери эксергии, Вт/кг (d_T — в теплообменнике, $d_{др}$ — в дросселе, d_d — в детандере, d_k — в компрессоре)
$T_{0.c}$	— температура окружающей среды
T_0	— температура криостатирования
$T_{из}$	— температура излучателя
T_p	— температура равновесная (излучения)
$T_{т.т.}$	— температура тройной точки
T_k	— температура критическая
Δi_T	— изотермический дроссель-эффект
Δi_n	— недорекуперация
Δi_T^E	— изотермический эффект смешения
ΔT^E	— адиабатный эффект смешения
ΔT_i	— адиабатный эффект дросселирования
M	— масса, кг
M_k	— масса излучателя
$M_{и.п.}$	— масса источников питания
M_p	— масса рефрижератора
V_p	— объем рефрижератора
$T_e = (T - T_{0.c})/T$	— эксергетическая температурная функция (фактор Карно)

ВВЕДЕНИЕ

Развитие криогенной техники в последнее десятилетие характеризуется возрастанием потребностей в криообеспечении как стационарных объектов "большой техники" (энергетики, химической технологии и других отраслей), так и обширной и разнообразной группы потребителей, значительная часть которых расположена на подвижных объектах. Криогенные системы, обеспечивающие такие объекты, часто объединяют общим понятием "криорефрижераторы малой мощности", включающим и термин "микроригенные"

Характерная особенность большинства потребителей и обслуживающих их криорефрижераторов малой мощности состоит в их полной или частичной автономности по отношению к внешним объектам, находящимся за пределами комплекса. Эта автономность определяется тем, что системы, обслуживаемые малыми криогенными установками и размещенные большей частью на транспортируемых комплексах (наземном, водном или подводном транспорте, а также на авиационных и космических аппаратах), оторваны от стационарных источников снабжения.

Следует отметить, что в определенной степени автономны и криогенные установки, работающие в отдаленных районах, не имеющих централизованного энергоснабжения, некоторые виды криомедицинского оборудования и т.п. Частично автономными по некоторым связям могут быть криогенные лабораторные и другие переносные установки, что обусловлено необходимостью их частого перемещения на значительные расстояния. Однако условия их работы все же намного легче, чем на автономных подвижных объектах.

Характеристики подвижных комплексов, на которых устанавливаются объекты и связанные с ними криогенные системы, чрезвычайно разнообразны. Основные особенности условий их окружения приведены в таблице.

Во всех случаях функционирование криорефрижератора обусловлено необходимостью его связей с внешними объектами. На входе в рефрижератор эти связи проявляются при обеспечении энергией, рабочим телом и информацией (источники энергии, хранилища рабочего тела, коммуникации управления и контроля). На выходе рефрижератор связан с объек-

* Термин "микроригенные" охватывает установки с приведенной холодопроизводительностью до 500 Вт [29, 52]. Криорефрижераторами малой мощности мы будем называть агрегаты с приведенной холодопроизводительностью Q_e до 5000 Вт. Подробнее об этом сказано в § 2.2.

Таблица. Условия окружения АК

Группа комплекса	Условия окружения		
	Гравитация	Температура среды	Давление среды, МПа
Наземные	Имеется (значение и направление, как правило, стабильны)	От -80 до $+45^{\circ}\text{C}$	0,08–0,1
Водные (над- и подводные)	Имеется (значение и направление нестабильны)	От -80 до $+45^{\circ}\text{C}$	0,1–10
Авиационные	То же*	От $+500$ до -80°C	0,1 – вакуум
Космические	Отсутствует* (может быть создана искусственно)	От 20 до 1000 К	–

*Возможны кратковременные перегрузки (до 10 g и более).

том криостатирования. Кроме того, существует и взаимодействие с окружающей средой.

Обеспечение криорефрижератора энергией в условиях автономности (и, следовательно, при отсутствии возможности питания от электросети) становится самостоятельной задачей. Возникает необходимость в специфических энергоустановках, создаваемых либо для технического комплекса, в который входит криосистема, либо специально для нее. Эти энергоустановки отличаются от обычно используемых на электростанциях как по принципу действия (солнечные батареи, тепловые двигатели с внешним нагревом, топливные элементы), так и по характеристикам (КПД, массо-габаритным показателям, рабочему телу).

Большинство автономных криорефрижераторов не связано с внешними источниками и по рабочему телу: для таких рефрижераторов отсутствие связей по рабочему телу – постоянный признак автономности.

Независимость в управлении и контроле (в большинстве технических и лексических определений именно этот признак принято считать главным и часто единственным для автономии) приводит большей частью к необходимости полной автоматизации криорефрижератора, а отсутствие обычных условий для эксплуатации и ремонта – к появлению специфических ресурсных ограничений.

По характеру связи с объектом криостатирования автономные криорефрижераторы характеризуются, как правило, сравнительно короткими коммуникациями между рефрижератором и объектом; для большинства этих систем объект частично или даже полностью включается в конструкцию самого рефрижератора.

Связь с окружающей средой (отвод в нее теплоты) усложняется отсутствием во многих случаях традиционных теплоприемников (воздух, вода) и обусловлена необходимостью создания специальных контуров и поверхностей теплообмена для отвода теплового потока. Чаще всего это возникает вследствие специфических свойств окружающей среды и относительной подвижности технического комплекса, в состав которого входит АК.

Таким образом, автономным можно считать криорефрижератор, входящий в состав технического комплекса и характеризующийся в течение всего времени работы полной или частичной независимостью связей на входе (энергии, отвода теплоты, управления и контроля). Следует также учитывать, что АК большей частью работает в условиях окружающей среды, подвижной относительно комплекса.

Специфика автономных криорефрижераторов позволяет рассматривать их как особую группу криогенных установок, обладающих некоторыми отличиями в выборе схем, физических параметров, криоагентов, подходе к проектированию установок и их элементов, выбору материалов, способам управления и т.д.

Специфичность АК по сравнению с установками "большой криогеники" отражается в требованиях к ним.

Первое требование, особенно отличающее космические АК от наземных, состоит в высокой надежности работы системы в течение продолжительного времени. В некоторых случаях ресурс должен измеряться годами. Такие требования объясняются в большинстве случаев ограничениями в условиях ремонта и осмотра. Для авиационных и водных АК ресурсные требования менее жесткие, но возрастают требования по ремонтпригодности. Чтобы получить высокую надежность соответствующих устройств, приходится идти на дополнительное усложнение всей системы.

Второе требование относится к массе системы и ее объему. Эти показатели, существенные для наземных и водных транспортных автономных установок, в космических и авиационных АК намного более строго лимитированы и, как правило, определяют выбор того или иного варианта АК. Вместе с тем относительно малые значения холодопроизводительностей в рабочем режиме, иногда соизмеримые с теплопритоками по тепловым мостам рефрижератора и объекта, приводят к миниатюризации элементов установок и как следствие либо к снижению некоторых показателей эффективности рефрижератора, либо к необходимости поиска новых решений.

Неразрывно с этим связано и *третье требование* — ограничение в энергопотреблении АК. Оно объясняется аналогичными лимитами по массе и объему, предъявляемыми к энергетической установке, с которой связан АК. В конечном счете все действия, направленные на повышение КПД рефрижератора и его элементов, неизбежно лимитируются общими массогабаритными показателями системы "рефрижератор-источник энергии". В рефрижераторах с замкнутым процессом вся теплота, выделяемая в цикле (т.е. сумма энергопотребления и всех теплопритоков), должна быть сброшена в окружающую среду через радиаторы, масса и размер которых также ограничены. В наземных и водных комплексах последнее требование большей частью менее жесткое, чем в космических и атмосферных летательных аппаратах.

Большое значение для АК имеют требования по пусковому периоду установки, переменным режимам, работе при больших перегрузках из-за ускорений или в отсутствие гравитации, а также ее тепловые, акустические и вибрационные характеристики.

Все АК можно условно разделить на три основные группы.

К *первой* относят наиболее простые устройства радиационного типа, основанные на непосредственном использовании теплообмена с окружающей средой, имеющей низкую температуру. Непосредственное использование низкой температуры окружающей среды возможно только для криостатирования в космических условиях; оно позволяет относительно просто осуществить криостатирование объектов при температурах не ниже $T_0 = 100 \div 120$ К. Такой метод обычно приемлем для объектов с малым тепловыделением. Применение метода ограничено площадью радиационных поверхностей и действием внешних источников излучения, которые лимитируют полезную холодопроизводительность на уровне сотых и десятых долей ватта.

Вторая группа включает в себя так называемые криорефрижераторы с разомкнутым контуром (системы расходного типа) с запасом газообразных сжатых, жидких или твердых криоагентов. Они также относительно просты и достаточно надежны в эксплуатации. Эти системы могут обеспечивать криостатирование во всем интервале криотемператур, но при относительно невысоких тепловыделениях объекта; срок их работы ограничен запасом рабочего тела, т.е. массой установки.

Третья группа объединяет большое число разнообразных рефрижераторов замкнутого типа с использованием машин для сжатия (а иногда и расширения) рабочего тела. Эти более сложные, но и более эффективные установки наиболее целесообразны при большом требуемом сроке службы, поскольку их массовые характеристики относительно слабо зависят от ресурса работы.

В последние годы в отечественной и зарубежной литературе публикуются исследования, в которых большое внимание уделяется перспективным системам охлаждения, основанным на изменении энтропии в переменных магнитном и электрическом полях (магнито- и электрокалорическое охлаждение).

Анализ возможностей применения таких систем в криогенной технике показывает их перспективность. Это направление соответствует одной из общих тенденций современной техники — переходу в некоторых случаях от использования механических форм движения к электрическим и магнитным. Процессы магнито- и электрокалорического охлаждения могут в принципе быть применены во всех диапазонах криотемператур без использования термомеханических процессов (или с минимальным их применением). Разработка таких методов охлаждения позволит повысить надежность систем криостатирования, а иногда и их КПД.

На первом этапе создание АК охватывало область температур криостатирования до азотного уровня ($T = 80$ К) при холодопроизводительностях от десятых долей до нескольких ватт.

С расширением задач исследования и разнообразия объектов криостатирования необходимый диапазон криообеспечения расширился в область неоновых, водородных и гелиевых температур с одновременным повышением требований по холодопроизводительности до десятков ватт, а также стабильности поддержания температуры, ресурсу, КПД, массогабаритным характеристикам и т.д.

Дальнейшее расширение номенклатуры и числа объектов криостатирования с помощью АК обуславливает дальнейший рост их холодопроизводительности до значений, лежащих в диапазоне нескольких сот Вт^* . Это неизбежно приводит к необходимости создания более совершенных установок, рассчитанных на длительный период эксплуатации.

В перспективе с развитием наземной и водной транспортной, а также авиационной и космической техники и расширением круга задач, решаемых с помощью АК, тенденция, связанная с внедрением более совершенных схем, сохранится, что потребует дальнейшего изучения традиционных и разработки новых процессов АК и их основных элементов.

Если в первые годы, при отсутствии определенного опыта в создании автономных рефрижераторов, преобладали в основном традиции и идеи "большой криогеники", то в конце 70-х и в 80-е годы все большее значение приобретает и обратный процесс — использование достижений "малой" криогеники в "большой". Это связано с тем, что часто в установках, применяемых в условиях полной или частичной автономности, приходится отказываться от традиционных методов и набора элементов, свойственных соответствующим установкам "большой криогеники", и искать новые решения.

Безусловно, наибольшие достижения в области исследования, создания и эксплуатации АК принадлежат устройствам, применяемым на борту космических станций. Здесь объекты-потребители холода, обслуживаемые АК, могут быть по назначению условно разделены на четыре группы.

Первая включает системы, которые используют вещества, находящиеся в конденсированном состоянии. К таким веществам относятся хранящиеся при криотемпературах компоненты топлива, например кислород и водород. Эти же вещества используются в электрохимических генераторах. На пилотируемых космических станциях в ряде случаев оправдано хранение кислорода в жидком или шугообразном виде для системы жизнеобеспечения экипажа [26].

Задача АК по отношению к этой группе потребителей состоит в том, чтобы в течение всего времени хранения компенсировать теплопритоки, приводящие к испарению конденсированных веществ. Теплопритоки имеют, как правило, значения, не превышающие возможности АК. Теплопритоки зависят как от размеров и формы сосудов, так и от качества теплоизоляции. Тип изоляции и ее толщина должны учитываться при оптимизации массогабаритных характеристик систем хранения конденсированных веществ. Диапазон температур, в котором должен вырабатываться холод для этих потребителей, определяется температурами насыщения хранимых веществ при соответствующих давлениях и находится обычно в пределах 4,2–90 К. В перспективе могут возникнуть и более сложные задачи, например криостатирование свободных радикалов [36].

Вторая группа потребителей включает в себя элементы радиоэлектронной аппаратуры, действие которых требует поддержания криотемператур

[12, 119]. Сюда входят прежде всего приемники инфракрасного излучения (ИК-приемники), которые могут применяться практически во всех исследованиях народнохозяйственного и научного назначения. Например, для проведения геологических изысканий эффективно используются ИК-области спектра с длиной волны $\lambda = 5 \div 20$ мкм. В океанографии и метеорологии необходим анализ узкополосных участков излучений в области $\lambda = 30$ мкм, что позволяет определять температуру почвы, водных массивов и облаков. Для проведения астрономических исследований большой интерес представляет длинноволновая часть спектра $\lambda = 100 \div 2000$ мкм, в которой излучают многие небесные тела. Поскольку эта часть спектра поглощается атмосферой, такие исследования проводятся с космических станций [164]. Хорошо известно, что чувствительность ИК-приемника существенно зависит от температуры, причем с увеличением длины волны необходимо понижать температуру детектора. Так, при $\lambda = 10$ мкм $T_0 = 70 \div 80$ К, а при $\lambda = 100$ мкм $T_0 = 4$ К. Таким образом, в зависимости от характера решаемой задачи различные типы ИК-приемников могут работать на любом участке всего диапазона криотемператур. Собственные тепловыделения ИК-приемников ничтожны и, как правило, измеряются несколькими милливаттами. В связи с этим основная задача АК состоит в компенсации теплопритоков и охлаждении приборов от $T_{0,c}$ до рабочей температуры при запуске.

Квантовые парамагнитные усилители радиоволн (мазеры), которые применяются, например, при радиолокации планет, в спутниковых системах связи, в наземных системах сопровождения космических объектов, требуют охлаждения парамагнитного кристалла до 2–4 К. Оптимальные температуры для квантовых оптических генераторов (лазеров) зависят от типа рабочего вещества и могут изменяться в диапазоне 20–80 К. Для квантовых приборов характерны относительно высокие тепловыделения, достигающие 20 Вт.

Довольно разнообразные устройства, используемые в технике сверхвысоких частот, — СВЧ-приборы работают практически во всем диапазоне криотемператур с тепловыделениями от нескольких десятых долей до нескольких ватт. СВЧ-устройства могут иметь существенные габаритные размеры. В связи с этим при разработке криорефрижераторов необходимо тщательно анализировать распределение теплопритоков по температурным уровням [52].

Таким образом, в общем случае радиоэлектронные устройства нуждаются в холоде во всем диапазоне криотемператур. Тепловыделения определяются типом устройств. Большинство радиоэлектронных устройств работает в циклическом режиме, причем время включения различных устройств может не совпадать. Поэтому при разработке АК необходимо учитывать также циклограмму работы потребителей холода, которая отражает изменение тепловыделений по времени.

Третья группа потребителей холода — системы на основе сверхпроводников, перспективы применения которых чрезвычайно широки [158]. В одних случаях их использование может существенно улучшить характеристики радиоэлектронных устройств, например повысить КПД приборов СВЧ или точность систем гироскопической стабилизации. В таких си-

*Здесь и в дальнейшем мощность тепловых потоков будет указана в ваттах (Вт). Физический смысл этого обозначения объяснен в § 1.1.

стемах сверхпроводники выполняют хотя и очень важные, но, в некотором смысле, вспомогательные функции.

В других случаях сверхпроводящие (СП) системы могут иметь и самостоятельное значение. Так, для исследования состава и энергетического спектра первичного космического излучения, определения энергии и заряда частиц необходимы сверхпроводящие соленоиды, обеспечивающие довольно сильные и протяженные магнитные поля. Такое поле, созданное сверхпроводящей системой, может служить и для защиты экипажа от проникающего радиоактивного излучения. Сверхпроводящий соленоид используют и как накопитель энергии. В принципе магнитное поле можно использовать для торможения космических аппаратов при входе их в атмосферу. В отечественной космонавтике сверхпроводящие устройства впервые были применены на спутнике "Космос-140"; впервые два небольших сверхпроводящих устройства с полем около 15 тыс. эрстед, охлаждаемых гелием в закритическом состоянии [120], успешно выдержали активный участок траектории, магнитное поле в них существовало около 10 ч. СП системы находят применение и в наземном транспорте с магнитной подвеской.

Сверхпроводящие системы и их элементы требуют криостатирования вплоть до температур 1,8 К. Основная задача АК при этом состоит в компенсации теплопритоков, значения которых должны определяться в каждом конкретном случае. В связи с тем что затраты холода в период подготовки систем к работе, связанные с охлаждением элементов конструкции и компенсацией тепловыделений, могут быть на порядок больше, чем в рабочем режиме, такие системы криостатируют в течение всего времени существования, а не только во время функционирования.

Наконец, есть еще одна, *четвертая*, группа систем, нуждающихся в криотемпературах, — это накопители внешней среды [36]. Их действие основано на том, что при полете на активном участке (или в орбитальном полете на относительно низких высотах) они могут применять массозаборники, которые используют кинетическую энергию потока для увеличения давления и накопления массы внешней среды. Вслед за этим должны быть использованы криорефрижераторы для конденсирования накопленной массы газов при длительном хранении. В зависимости от условий вещество в соответствующем конденсированном состоянии может быть жидким или твердым; его можно использовать в дальнейшем и для выделения нужных компонентов посредством низкотемпературного разделения газовых смесей. Поэтому применение накопителей иногда может существенно улучшить характеристики комплекса.

Этот весьма краткий обзор отражает разнообразие объектов — потребителей холода, которые характеризуются широким диапазоном требуемых холодопроизводительностей — от долей до нескольких сот ватт во всем интервале криотемператур.

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ПРОЦЕССЫ В АВТОНОМНЫХ КРИОРЕФРИЖЕРАТОРАХ И УСЛОВИЯ ИХ РАБОТЫ

1.1. Окружающая среда. Характеристика условий сопряжения рефрижератора с окружающей средой и криостатируемыми объектами

Функционирование автономной криогенной системы определяется прежде всего ее взаимодействием с окружающей средой, параметры которой могут существенно отличаться от тех, при которых работают стационарные объекты большой криогеники.

В применении к АК окружающей средой может быть атмосфера Земли и других планет на различных высотах, вода пресноводных и морских бассейнов, космическое пространство.

Окружающая среда определяется в подавляющем большинстве задач тремя параметрами: температурой $T_{o.c}$, давлением $P_{o.c}$ и химическим составом $\mu_{o.c}$. Все эти параметры не зависят, как правило, от взаимодействующей с ней системы. Важно также учитывать характер и скорость относительного движения среды и системы. Кроме этих параметров окружающей среды в некоторых случаях нужно учитывать и дополнительные факторы, роль которых возрастает в характеристике окружающей среды для транспортируемых систем. К ним следует отнести механические и химические примеси в окружающей среде, различия в минеральном составе воды, если она используется как окружающая среда, космическое и ультрафиолетовое излучение [36]. Как параметры окружающей среды, так и дополнительные факторы могут в период работы АК меняться в широком диапазоне.

Наибольшее значение при анализе сопряжения рефрижератора с окружающей средой имеет ее температура $T_{o.c}$.

Величина $T_{o.c}$ определяет для замкнутых систем условия важнейшего процесса — отвода теплоты от рефрижератора и тем самым влияет на его энергетические характеристики. Известно, что тепловой поток, отводимый от объекта при температуре T_o , определяется мощностью N , необходимой для отвода теплоты Q_o от объекта криостатирования,

$$N = Q_o \frac{T_o - T_{o.c}}{T_o} \frac{1}{\eta_e} = \frac{Q_e}{\eta_e}. \quad (1.1)$$

Здесь Q_e — эксергетическая (приведенная) холодопроизводительность; η_e — эксергетический КПД данного АК [31].

Формула (1.1) позволяет, абстрагировавшись от вида конкретного АК, определить минимально достижимый расход энергии на криостатирование в любых заданных условиях.

Если, например, $T_o = 10$ К, холодопроизводительность $Q_o = 2$ Вт, а температура окружающей среды $T_{o.c} = 300$ К, то минимальная мощность

(при КПД $\eta_e = 1$) привода составит

$$N = -2 \frac{10 - 300}{10} = 58 \text{ Вт}^*.$$

В этом идеальном случае работа равна приведенной (эксергетической) холодопроизводительности Q_e , нужной для получения данного количества холода в заданных температурных условиях. Это означает, что "эксергетическая ценность" 1 Вт холода (так же как и любого другого теплового потока) может быть разной и зависит от температуры T_0 [29]. Это важное обстоятельство фиксируется тем, что обозначение Вт , относящееся к тепловому потоку, подчеркивается снизу.

Практически η_e криорефрижераторов в зависимости от их типа и температуры T_0 находятся в интервале от нескольких процентов до 20–40% (подробнее эти значения приведены в соответствующих разделах книги). Если, например, $\eta_e = 0,25$, то необходимая мощность (для данных предыдущего примера) в соответствии с (1.1) равна $58/0,25 = 232 \text{ Вт}$, т.е. будет в 4 раза больше приведенной холодопроизводительности.

Из формулы (1.1) непосредственно следует также, что рост $T_{0.c}$ при заданной T и прочих равных условиях увеличивает затрату мощности N и наоборот – ее снижение улучшает энергетические показатели.

При заданной постоянной температуре криостатирования T_0 темп изменения мощности N при изменении $T_{0.c}$ представляет собой первую производную от N по $T_{0.c}$. Из уравнения (1.1) при переходе к конечным изменениям величин получим [29].

$$\Delta N / \Delta T_{0.c} = 1 / T_0. \quad (1.2)$$

Из этой формулы следует, что абсолютное влияние изменения $T_{0.c}$ различно при разных T_0 : оно возрастает по мере приближения температуры T_0 к абсолютному нулю и уменьшается при $T_0 \rightarrow T_{0.c}$. Напротив, относительное влияние изменения $T_{0.c}$ тем меньше, чем сильнее значение T_0 отличается от $T_{0.c}$. Это объясняется заметно более быстрым ростом общей затраты мощности N по сравнению с ΔN . Действительно, если обозначить относительное изменение $\Delta N / N$ через $\Delta \bar{N}$, то можно получить зависимость, аналогичную (1.2):

$$\Delta \bar{N} / \Delta T_{0.c} = 1 / (T_{0.c} - T_0),$$

из которой следует, что относительное влияние изменения $T_{0.c}$ уменьшается по мере удаления T_0 от $T_{0.c}$. Другими словами, для АК, работающих на водородном или, тем более, гелиевом температурном уровне, увеличение $T_{0.c}$ относительно намного менее чувствительно, чем, например, для систем азотного уровня, несмотря на то, что абсолютная величина ΔN больше. Одно и то же значение $\Delta T_{0.c}$ вызовет на водородном уровне ($T_0 = 20 \text{ К}$) приращение N в 4 раза и на гелиевом ($T_0 = 4,2 \text{ К}$) в 20 раз больше, чем на азотном, но относительный прирост ΔN будет напротив, на водородном – уровне на 27%, а на гелиевом на 35% меньше, чем на

* Знак минус перед цифрой 2 показывает, что холод отводится от установки к объекту.

азотном. Тем не менее это влияние остается значительным. Поэтому нужно всегда стремиться обеспечить при прочих равных условиях возможно низкое значение $T_{0.c}$.

В расходных системах, где энергия выводится в окружающую среду с потоком рабочего тела, величина $T_{0.c}$ влияет на КПД по-разному. В АК, где рабочее тело хранится в сжатом виде, ее повышение также влияет на КПД отрицательно (подробнее об этом см. гл. 4). В испарительных и сублимационных системах влияние $T_{0.c}$ сказывается в основном на работе тепловой изоляции.

Давление окружающей среды $p_{0.c}$ практически не сказывается на термодинамических показателях закрытых систем и имеет значение лишь при оценке прочности аппаратов и коммуникаций.

Для расходных систем, напротив, $p_{0.c}$ определяет минимальную температуру криостатирования как температуру кипения или сублимации криогента, выпускаемого после использования в окружающую среду. Чем выше это давление, тем для данного рабочего тела выше минимально достижимая T_0 .

Соответственно изменение $T_{0.c}$ и $p_{0.c}$ по-разному сказывается на показателях АК: в одних случаях в большей степени приходится считаться с изменением $T_{0.c}$, а в других – с изменением $p_{0.c}$.

При термодинамическом анализе АК, как и любой криогенной установки, используется значение эксергии e потока рабочего тела, позволяющее найти потери в элементах установки и их КПД. При анализе АК значения $T_{0.c}$ и $p_{0.c}$ могут отличаться от принятых на диаграммах. Поэтому возникает необходимость пересчета e для таких случаев.

Определение эксергии при изменении $T_{0.c}$ и $p_{0.c}$ может быть проведено как аналитически [29], так и графически [29, 31].

Для АК, применяемых на воздушном транспорте, изменение параметров окружающей среды существенно больше, чем в наземных установках. Одна из характерных особенностей окружающей среды для таких установок – неоднородность ее свойств по вертикали, что наиболее отчетливо проявляется в распределении давления и температуры по высоте.

Согласно общепринятой международной классификации выделено несколько характерных зон атмосферы: тропосфера (высота 0–13 км), стратосфера (13–25 км), мезосфера (25–80 км), термосфера (80–800 км) и экзосфера (выше 800 км).

Таблица 1.1. Изменение температуры и давления в атмосфере с высотой по данным [36, 79]

H , км	$T_{0.c}$, К	$p_{0.c}$, Па	H , км	$T_{0.c}$, К	$p_{0.c}$, Па
0	289,3	$1 \cdot 10^5$	60	257,8	$2,25 \cdot 10^1$
10	222,4	$2,67 \cdot 10^4$	70	217,0	$5,55 \cdot 10^0$
20	217,1	$5,54 \cdot 10^3$	80	184,6	$1,02 \cdot 10^0$
30	228,3	$1,2 \cdot 10^3$	90	181,1	$1,62 \cdot 10^{-1}$
40	248,0	$2,9 \cdot 10^2$	100	212,1	$2,92 \cdot 10^{-2}$
50	269,6	$7,9 \cdot 10^1$			

Изменение температуры и давления в интервале высот 0–100 км представлено в табл. 1.1.

Космическое пространство характеризуется областью, в которой газ настолько разрежен, что столкновениями между частицами можно пренебречь (эта область начинается с высот около 200–250 км верхней части термосферы).

В качестве температуры для космического пространства принято понятие молекулярной температуры, которая при постоянной высоте может существенно изменяться в зависимости от времени года и суток. Принято эту величину характеризовать средними, максимальными и минимальными значениями. В табл. 1.2 представлены значения этих температур в диапазоне высот 100–600 км.

Таблица 1.2. Средние, максимальные и минимальные значения температур атмосферы для высот 100–600 км

Высота, км	$T_{\text{ср}}, \text{К}$	$T_{\text{макс}}, \text{К}$	$T_{\text{мин}}, \text{К}$	Высота, км	$T_{\text{ср}}, \text{К}$	$T_{\text{макс}}, \text{К}$	$T_{\text{мин}}, \text{К}$
100	212	212	212	400	1436	1773	1186
200	1226	1506	1186	500	1474	1811	1186
300	1358	1720	1186	600	1474	1833	1186

При расчете теплообмена излучением в космическом пространстве учитывается температура равновесного излучения, которая для окрестности любой планеты, и, в частности, для Земли, может быть найдена из баланса получаемого и отдаваемого излучения, если считать, что излучение равномерно поглощается поверхностью, перпендикулярной направлению солнечных лучей, а отдается всей поверхностью [79, 118].

Уравнение такого баланса имеет вид

$$\pi R^2 (1 - \alpha) q_c = 4\pi R^2 \sigma \epsilon T_p^4 \quad (1.3)$$

где R и T_p – соответственно радиус и равновесная температура планеты; α – доля отраженного солнечного излучения, называемая в астрономии альбедо. Для Земли усредненное $\alpha = 0,39$. Величина α зависит от времени года, характера земной поверхности; ϵ – коэффициент теплового излучения; σ – постоянная Стефана–Больцмана, $\sigma = 5,68 \cdot 10^{-8} \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°С}$; q_c – солнечная постоянная, учитывающая поток излучения от Солнца. В условиях Земли $q_c = 1400 \text{ Вт/м}^2$.

Для приведенных выше численных значений и степени черноты $\epsilon = 1$ равновесная температура Земли составит 248 К.

Для некоторых планет равновесная температура имеет значения, К:

Венера	326
Марс	224
Юпитер	121
Сатурн	90
Луна	280

При расчетах различных агрегатов космического корабля используют температуру его поверхности, определяемую из уравнения баланса потоков теплоты, полученной от Солнца, собственного излучения планеты, отраженного планетой солнечного излучения, тепловыделений корабля.

Температура поверхности аппарата зависит также от положения на орбите, формы и состояния облучаемой и излучающей поверхностей и может быть оценена

формулой [118]

$$T = \sqrt[4]{\frac{\alpha_c q_c F_0}{\epsilon \sigma F_H}} \quad (1.4)$$

где кроме используемых ранее величин F_0 и F_H – соответственно облучаемая и излучающая поверхности тела.

Для характерных геометрических конфигураций космического объекта величина T , определенная по уравнению (1.4), при $\epsilon = \alpha_c$ будет иметь [118] для облученных солнцем тел значения

Изолированная пластина	$F_0/F_0 = 1$; $T = 396 \text{ К}$
Неизолированная пластина	$F_0/F_0 = 0,5$; $T = 333 \text{ К}$
Вращающаяся пластина	$F_0/F_0 = 0,318$; $T = 298 \text{ К}$
Вращающийся цилиндр с осью, перпендикулярной солнечным лучам	$F_0/F_0 = 0,318$; $T = 298 \text{ К}$
Высокотеплопроводная сфера	$F_0/F_0 = 0,25$; $T = 280 \text{ К}$

Химический состав среды, имеющий значение только для разомкнутых систем, – параметр более стабильный и, как правило, в меньшей степени, чем $T_{0,c}$ и $p_{0,c}$, сказывается на показателях АК.

Влияние состава окружающей атмосферы на показатели АК имеет решающее значение в тех случаях, когда атмосфера (чаще всего воздух) используется в качестве рабочего тела. Тогда ее состав вместе с прочими параметрами определяет температуру криостатирования и холодопроизводительность системы.

С изменением состава окружающей среды создатели космических АК могут иметь дело при проектировании аппаратов и установок для других планет Солнечной системы. Так, по данным Института космических исследований, состояние атмосферы некоторых планет можно характеризовать данными табл. 1.3.

Таблица 1.3. Атмосфера некоторых планет Солнечной системы

Планета	Давление p , МПа	Температура T , К	Примерный состав атмосферы
Венера	9–9,5	740–750	CO_2 , N_2 , Ar , Ne , Kr
Марс	$6 \cdot 10^{-4}$	230	Инертные газы
Юпитер	0,1–0,3	102–108	H_2 , CH_4 , NH_3 , He

Функционирование АК при заданных параметрах окружающей среды (которые, как видно из предыдущего, могут быть самыми разнообразными) в каждом случае должно проходить так, чтобы обеспечивать надежное криостатирование соответствующего объекта (или объектов).

1.2. Функционально-структурная схема криогенных установок

Анализ и оценку возможностей конкретных схем АК можно существенно упростить и вместе с тем получить более общие выводы, если опираться на общую структурную схему криогенных установок. Она

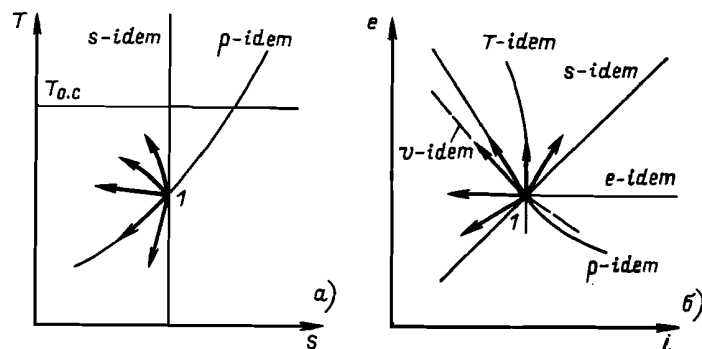


Рис. 1.1. Процессы внешнего охлаждения в T, s - и e, i -диаграммах

определяет их принципиальную сущность с наиболее общих позиций и поэтому базируется на термодинамической основе, т.е. характеристиках энергетических превращений в установках. Конструктивно-технологическая и эксплуатационная специфика систем в значительной степени также определяется способами получения низких температур, т.е. термодинамикой.

Как известно, самопроизвольный отвод теплоты от тела, имеющего относительно низкую температуру, к телу с более высокой температурой невозможен. Поэтому для понижения температуры тела в области $T < T_{0.c}$ необходим искусственный процесс, основу которого составляют два принципиально различающихся вида охлаждения: внешнее и внутреннее [31].

Под внешним охлаждением подразумевают процесс изменения состояния тела (объекта), обусловленный отводом от него теплоты Q_0 . Для проведения этого процесса необходима внешняя по отношению к рассматриваемому телу система, имеющая более низкую температуру. Примером внешнего охлаждения может служить теплопередача от криостатируемого объекта к рабочему телу установки — криорефрижератора.

В соответствии со вторым началом термодинамики

$$dQ = TdS \quad (1.5)$$

внешнее охлаждение (отвод теплоты Q) всегда сопровождается уменьшением (или в пределе — постоянством) энтропии охлаждаемого или криостатируемого объекта. В силу этого любой процесс, подобный изображенному на рис. 1.1 с началом в точке 1 влево от линии $s - idem$, означает внешнее охлаждение.

Естественно, что внешнее охлаждение — это только способ использования, реализации полученного заранее рабочего тела с низкой температурой для каких-либо полезных целей. Чтобы его получить, необходим другой процесс — внутреннее охлаждение, при котором происходит изменение состояния тела, приводящее независимо от отвода теплоты к уменьшению его внутренней энергии и, следовательно, понижению его температуры. Вызывается это уменьшение действием обобщенной термодинами-

ческой силы. В общем случае

$$dU = -\sum Y_i dX_i, \quad (1.6)$$

где U — внутренняя энергия рабочего тела; Y — обобщенная сила; X — обобщенная координата, соответствующая силе.

Действительно, если в системе какая-либо обобщенная сила Y_i будет производить внешнюю работу [о чем говорит знак минус в формуле (1.6)] и при этом соответствующая координата состояния будет изменяться, то внутренняя энергия U этой системы будет уменьшаться ($dU < 0$). Таким образом, соответствующее снижение температуры, определяющее внутреннее охлаждение, осуществляется в результате трансформации отдельных составляющих полной эксергии термодинамической системы: термическая составляющая e_T , связанная с температурой, увеличивается за счет уменьшения той составляющей эксергии, которая определялась относительно высоким первоначальным значением обобщенной силы e_Y , например давления p .

Число воздействий, каждое из которых определяется сопряженной парой обобщенных силы и координаты, может быть в принципе достаточно велико. Практическую реализацию в криогенной технике нашли пока только четыре вида воздействий: механическое (pdV), химическое (μdM), электрическое ($U_3 de_3$) и магнитное (HdJ). Здесь p — давление; V — объем системы; μ — химический потенциал; M — масса рабочего тела; U_3 — электрическое напряжение; e_3 — электрический заряд; H — напряженность магнитного поля; J — намагниченность). В этом случае выражение (1.5) принимает вид

$$dU = -(pdV + \mu dM + U_3 de_3 + HdJ). \quad (1.7)$$

Количественно эффекты внутреннего охлаждения оценивают коэффициентами вида

$$\alpha = \partial T / \partial Y_i, \quad (1.8)$$

отражающими изменение температуры при уменьшении обобщенной силы Y_i . Очевидно, что для целей охлаждения могут быть использованы только те процессы, в которых понижению Y_i отвечает снижение температуры, т.е. те процессы, которые характеризуются положительным значением коэффициента α .

В термодинамических диаграммах процессы внутреннего охлаждения изображаются линиями в зоне, ограниченной изэнтропией $s-idem$ (предельно возможный процесс без использования внешнего охлаждения) и изотермой $T-idem$ (по определению процесса внутреннего охлаждения). Для примера на рис. 1.2 показана эта зона в диаграммах с координатами T, s и e, i применительно к системам с механическим воздействием.

Процессы внутреннего охлаждения занимают в криогенной технике особое место, так как требуемые в конечном итоге низкие температуры можно получить только посредством внутреннего охлаждения. Поэтому все без исключения низкотемпературные установки содержат элементы, в которых осуществляются эти процессы. Вместе с тем известно, что использование только одного процесса внутреннего охлаждения для получения криотемператур или недостаточно, или оно технически трудно

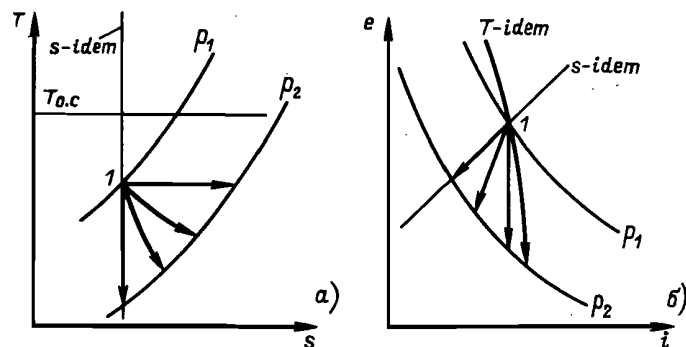


Рис. 1.2. Процессы внутреннего охлаждения в T , s - и e , t -диаграммах

осуществимо и малоэффективно. Рациональные способы получения криотемператур строятся, как правило, на сочетании внутреннего и внешнего видов охлаждения посредством каскада или регенерации теплоты. Однако завершающим процессом (окончательное охлаждение) всегда идет внутреннее охлаждение, определяющее конкретный способ получения требуемой наиболее низкой криотемпературы T_0 . Поэтому общее уравнение первого и второго начал термодинамики для систем генерирования холода записывается в виде [31].

$$dU \leq TdS - (pdV + \mu dM + U_3 de_3 + HdJ). \quad (1.9)$$

В криогенной технике наиболее часто для внутреннего охлаждения применяют процессы, основанные на механическом воздействии. Для этого частного случая выражение (1.9) принимает привычный вид

$$dU \leq TdS - pdV. \quad (1.9a)$$

Различные типы установок, в которых осуществляются эти термомеханические процессы, рассматриваются в гл. 3–5. Специфика систем с химическим воздействием (на основе смешения двух потоков различных криоагентов) разобрана в гл. 4. Анализ и некоторые перспективные направления развития криогенных установок на базе магнитного и электрического воздействия обсуждаются в гл. 6.

Для непрерывного поддержания T_0 в реальных условиях, очевидно, недостаточно осуществить только собственно процессы внешнего и внутреннего охлаждения (например, расширение газа в термомеханической системе); необходимо провести еще целый ряд процессов. Их определенная последовательность обеспечивает получение холода в криогенной установке.

Подробный термодинамический анализ как отдельных процессов внешнего и внутреннего охлаждения, так и циклов в целом приведен во многих монографиях по термодинамике и криогенике [29, 31, 110, 112, 115].

Для построения обобщенной структурной схемы криогенных установок достаточно располагать понятиями внешнего и внутреннего охлаждения.

В общем случае назначение любой криогенной установки как термодинамической системы преобразования энергии заключается в трансформации потока первичной эксергии $E_{вх}$, подводимой к установке от источника питания, в эксергию E_0 , отдаваемую потребителю; это превращение $E_{вх}$ в E_0 идет с обязательным использованием процессов охлаждения [104]. Иными словами, трансформация эксергии $E_{вх} \rightarrow E_0$ осуществляется обязательно через получение термической составляющей E_T эксергии системы, т.е. через увеличение эксергии рабочего тела посредством понижения температуры: $E_{вх} \rightarrow E_T \rightarrow E_0$. Необходимость этапа $E_{вх} \rightarrow E_T$ предопределяет две принципиальные особенности процессов криогенных установок.

Первая из них, характерная для всех низкотемпературных установок (как криогенных, так и холодильных), обусловлена тем, что перевод $E_{вх} \rightarrow E_T$ при температурах $T < T_{0,c}$, как отмечалось выше, требует обязательного осуществления хотя бы одного процесса внутреннего охлаждения. Для осуществления внутреннего охлаждения рабочее тело – криоагент – вначале должно отличаться от окружающей среды значением некоторой обобщенной силы Y , входящей в уравнение (1.5), например давлением p , напряженностью электрического поля E и т.д. Поэтому трансформация $E_{вх} \rightarrow E_T$ и в холодильных, и в криогенных установках включает как минимум две стадии. Вначале осуществляется превращение $E_{вх}$ в эксергию E_p , определяемую повышенным значением обобщенной силы Y , а затем превращение E_p в E_T .

Вторая особенность термодинамических процессов присуща в значительной степени только криогенным установкам. В них в отличие от холодильных установок практически невозможно осуществить трансформацию $E_p \rightarrow E_T$ посредством лишь одного процесса внутреннего охлаждения вследствие большой разности (превышающей 150 К) между температурой окружающей среды $T_{0,c}$, характеризующей поток рабочего тела с эксергией E_p , и требуемой криотемпературой T_0 , определяющей E_T . Поэтому реально переход $E_p \rightarrow E_T$ осуществляется минимум в две ступени.

Проиллюстрируем сказанное на примере простейшей дроссельной установки Линде, схема которой приведена на рис. 1.3, а. Первичная эксергия $E_{вх}$ в виде электроэнергии переводится в компрессорном агрегате в эксергию давления E_p криоагента. Затем в результате регенеративного теплообмена (а также дополнительного охлаждения, если оно имеется) осуществляется понижение температуры криоагента до $T_n > T_0$.

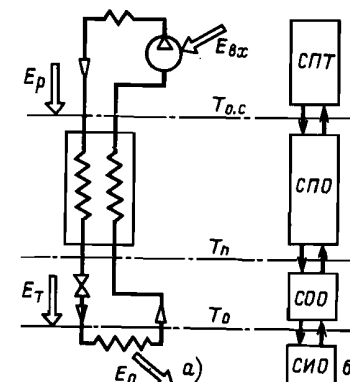


Рис. 1.3. Схема дроссельной установки Линде (а) и обобщенная функционально-структурная схема криогенных установок (б)

т.е. повышение термической составляющей потока $E_{Тп}$, который затем реализуется в процессах криостатирования объекта (подвода к нему эксергии E_0). Отсюда видно, что процесс преобразования $E_{вх}$ в E_0 включает в общем случае четыре ступени трансформации, как показано на рис. 1.3, б, называемые СПТ, СПО, СОО, СИО. СПТ обозначена ступень подготовки рабочего тела, основное назначение которой — перевод подводящей к установке первичной эксергии $E_{вх}$ в эксергию E_p , определяемую повышенным по отношению к окружающей среде значением какой-либо обобщенной силы. Вторая ступень — ступень предварительного охлаждения (СПО) — обеспечивает получение термической составляющей эксергии, необходимой для охлаждения системы до температуры T_n , причем $T_{0,c} > T_n > T_0$. Ступень окончательного охлаждения (СОО) служит для получения E_T , которая определяется требуемой криотемпературой T_0 . Наконец, в четвертой ступени — использования охлаждения (СИО) — осуществляется реализация E_T с целью получения конечного продукта с эксергией E_0 (в данном случае подвод эксергии к объекту в виде приведенной холодопроизводительности Q_e при температуре T_0).

Схема на рис. 1.3, б получена без привязки к конкретным типам криогенных установок и поэтому может быть названа обобщенной функционально-структурной схемой.

Роль первых трех ступеней (СПТ, СПО и СОО) заключается в обеспечении трансформации $E_{вх} \rightarrow E_T$, т.е. исключительно в получении холода, характеризуемого E_T , а роль последней ступени (СИО) — в преобразовании E_T в E_0 , т.е. конкретном использовании полученного холода.

Линейная структура криогенных установок позволяет использовать при их анализе простую зависимость [109], связывающую η_e всей установки с $\eta_{e,i}$ ее ступеней (рис. 1.3, б).

Действительно, перемножив КПД всех ступеней, мы получим после сокращения отношение

$$\eta_{e,1} \eta_{e,2} \dots \eta_{e,n-1} \eta_{e,n} = \frac{E_{1-2} - E_{2-1}}{E'} \frac{E_{2-3} - E_{3-2}}{E_{1-2} - E_{2-1}} \times$$

$$\times \frac{E_{(n-1)-n} - E_{n-(n-1)}}{E_{(n-2)-(n-1)} - E_{(n-1)-(n-2)}} \frac{E''}{E_{(n-1)-(n-2)} - E_{n-(n-1)}} =$$

$$= \frac{E''}{E'}, \quad (1.10)$$

равное общему КПД установки.

Уравнение (1.10) действительно во всех случаях, когда все прямые и обратные связи осуществляются только между соседними ступенями: боковые связи, пропускающие хотя бы одну ступень, должны либо отсутствовать либо не иметь существенного значения. Большинство криогенных установок удовлетворяет этому условию. Формула (1.10) прежде всего показывает, что одна ступень с низким значением $\eta_{e,i}$ может "испортить" η_e , даже если остальные ступени имеют высокую эффективность. Если, например, для СПТ (компрессора с двигателем) $\eta_{e,км} =$

$= 0,15$; $\eta_{СПО} = 0,9$; $\eta_{СОО} = 0,8$ и $\eta_{СИО} = 0,95$, то общий КПД установки составит

$$\eta_e = 0,15 \cdot 0,9 \cdot 0,8 \cdot 0,95 \approx 0,1 \approx 10\%.$$

Если же низким КПД характеризуются две ступени, а не одна, то общий КПД станет совсем низким и никакое улучшение других ступеней не поможет сделать общий КПД высоким. Возьмем в качестве примера ту же АК с энергопитанием от солнечных батарей ($\eta_e = 0,05$) и оценим КПД системы, включая и источники питания:

$$\eta_e = 0,05 \cdot 0,1 = 0,005 = 0,5\%.$$

Даже если для всех остальных ступеней $\eta_{e,i} = 100\%$, то общее значение η_e составит

$$\eta_e = 0,05 \cdot 0,15 \cdot 1 = 0,0075 = 0,75\%.$$

Это обстоятельство необходимо всегда учитывать, обращая основное внимание на совершенствование (или устранение, замену) наименее эффективных ступеней. Для более сложных случаев, когда связь $\eta_e = \prod_{i=1}^n \eta_{e,i}$ не соблюдается, тоже разработаны методики определения η_e по $\eta_{e,i}$ [109], но и там влияние наименее эффективных элементов в большинстве случаев сказывается очень сильно (подробнее об этом см. в § 2.2).

Выполнение криогенной установки в соответствии с обобщенной схемой из четырех ступеней, по которой осуществляется трансформация эксергии от $E_{вх}$ до E_0 , позволяет обеспечивать ее работу в принципе сколь угодно долго, т.е. в непрерывном режиме. Отсутствие хотя бы одной из ступеней исключает такую возможность. Более подробно этот вопрос рассматривается ниже в связи с построением общей классификации криогенных установок. Здесь же отметим одно важное обстоятельство. Отсутствие, в частном случае, одной (СПТ), двух (СПТ и СПО) или даже трех (СПТ, СПО, СОО) первых ступеней приводит к тому, что такая "неполная" установка лишается части функций, связанных либо с подготовкой рабочего тела, либо с предварительным и окончательным охлаждением. В связи с этим она может работать только за счет предварительно аккумулированных рабочего тела и (или) холода с потенциалом $T_{0,c} > T \geq T_0$. Следовательно, она может эксплуатироваться лишь в периодическом режиме, продолжительность которого определяется при прочих равных условиях емкостью аккумулятора.

Для автономного криостатирования широко применяются установки, построенные не только по полной, но и по неполным функционально-структурным схемам. Соответствующая классификация установок по этому и другим признакам дана ниже.

1.3. Классификация криорефрижераторов

Признаки деления и краткая характеристика основных классов. Основная цель классификации — объединение криогенных установок, включая АК, в единую систему, учитывающую возможность их дальнейшего

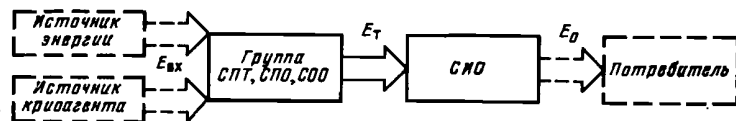


Рис. 1.4. Структурная схема криогенных установок

развития. Поэтому классификация дает базу для обобщения материалов по криогенным установкам и тем самым служит средством для решения некоторых прикладных задач, в частности и по автономным криорефрижераторам. Она дает возможность обобщить материалы по АК и на этой основе провести их изучение не в отрыве от других криогенных систем, а опираясь на весь опыт работ над ними.

Другая задача, которая успешно решается на базе научной классификации, — определение особенностей применения различных видов и групп установок. Достигается это анализом функциональных связей между ступенями установок и взаимодействия с окружающей средой.

Отражая внутренние связи между отдельными структурными частями установок, классификация существенно облегчает поиск, а порой и предопределяет появление новых систем*.

Для классификации, как известно, особо важное значение имеет правильный выбор существенного признака, дающего возможность установить качественные различия между классами. Применительно к криогенным установкам такую основу дает обобщенная структурная схема, рассмотренная выше.

Наряду с этим на процессы, протекающие в криогенных установках, большое влияние оказывает их сопряжение с окружающей средой и объектами, находящимися в ней. Оно осуществляется как на входе в установку (по ходу трансформации эксергии), так и на выходе из нее.

Поэтому можно выделить четыре группы элементов, определяющих качественное различие отдельных классов криогенных установок: источники энергии и рабочего тела, вводимого в установку; группа СПТ, СПО и СОО; СИО; потребитель (потребители).

Вторая и третья группы отражают специфику самой криогенной установки, а первая и последняя — условия, накладываемые внешним окружением. Общая структурная схема криогенных установок приведена на рис. 1.4.

Особенности выделенных групп и состав установки будут служить признаками, определяющими деление установок на классы. Так как их несколько, то классификация должна быть параллельно-последовательного типа (в литературе ее иногда называют систематикой).

*Нужно учитывать, что классификация позволяет обеспечивать относительную универсальность расчетных методов, что особенно важно при использовании ЭВМ. Работу по системному анализу всех возможных в каждом случае принципиальных схем получения холода можно выполнить также посредством ЭВМ, используя их логические возможности. Это позволяет перейти на автоматизацию процесса проектирования (по крайней мере в области структурно-параметрической оптимизации схемы) установки [31] для конкретных условий ее работы.

Рассмотрим специфику построения классификации по отдельным признакам.

Характеристика установок по источникам энергии и способу ввода рабочего тела. По используемым источникам энергии и рабочего тела выделяют три класса установок: с внешним источником энергии, без энергопитания с аккумулятором рабочего тела при $T > T_0$ и без энергопитания с аккумулятором рабочего тела при $T = T_{0.c}$. Дальнейшее их деление на подклассы приведено на рис. 1.5.

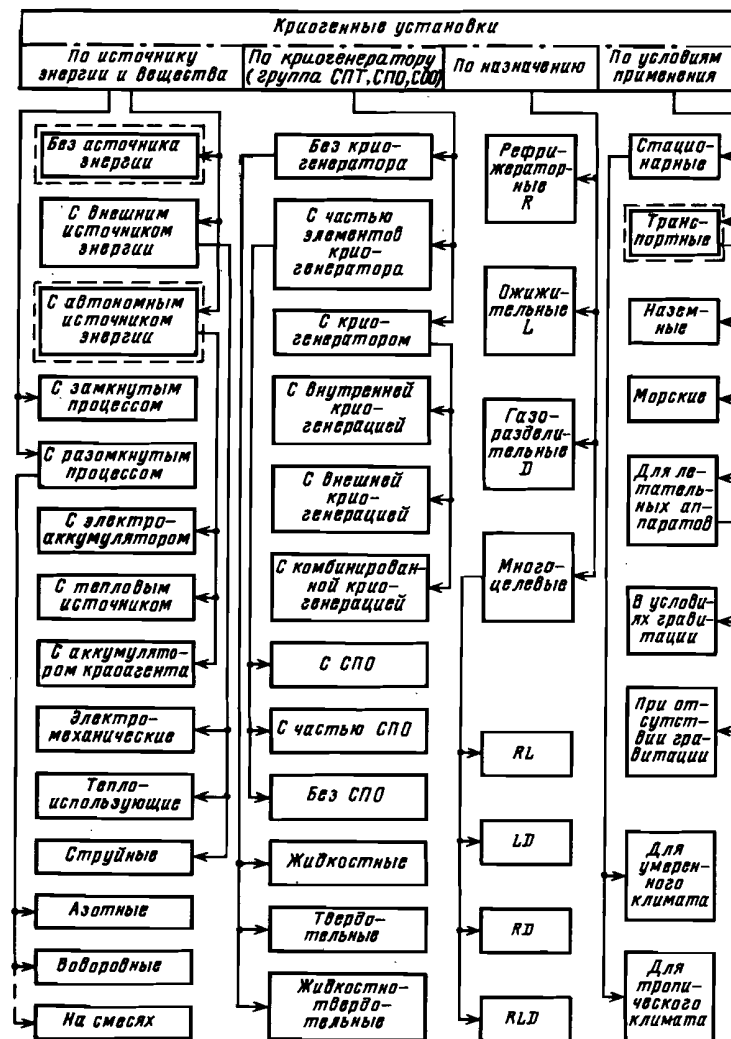


Рис. 1.5. Классификация криогенных установок

Наличие внешнего источника энергии определяет возможность весьма длительной работы установок этого класса, ограниченной лишь техническим совершенством ее элементов. Внешний источник энергии характерен для сравнительно крупных АК, однако часто используется и на малых автономных объектах.

Характеристики некоторых источников энергии, применяемых в автономных объектах, приведены в гл. 2.

Такие установки не нуждаются в постоянно действующих источниках рабочего тела, так как в них всегда осуществляется замкнутый процесс — цикл. По этой же причине на их работе не сказывается давление окружающей среды $p_{o.c}$.

Достаточно широко на автономных объектах применяются и установки второго типа — с аккумулятором рабочего тела при $T > T_0$ и без внешнего источника энергии. Они относятся к системам периодического действия, поскольку время их непрерывной работы в пределе определяется не столько техническим совершенством, сколько емкостью используемого аккумулятора рабочего тела. Естественно, что при своевременной замене или дозарядке аккумулятора такие АК по характеру работы приближаются к установкам с внешним источником энергии (в них только отсутствует СПТ, поскольку рабочее тело подготовлено заранее в таком состоянии, когда оно имеет запас эксергии E_p). При определении технико-экономических показателей установок необходимо учитывать характеристики источников питания, которые, как показано ниже, существенным образом влияют на показатели системы в целом (а часто определяют возможность и целесообразность ее применения на автономном объекте). Эти установки, естественно, характеризуются разомкнутым процессом.

Установки данного типа* характеризуются также тем, что у них отсутствует СПТ, а их работа осуществляется за счет криоагента, аккумулярованного при относительно большом значении эксергии E_p . Примером могут служить дроссельные криорефрижераторы с запасом криоагента, находящегося в баллоне под высоким давлением.

Хранение аккумулярованного криоагента можно осуществлять не только при $T_{o.c}$, но и при $T < T_{o.c}$. Температура T может быть столь низкой, что для получения T_0 не потребуется СПО и криоагент будет непосредственно направляться в ступень окончательного охлаждения. В пределе при $T = T_0$ и СОО тоже отпадает, и низкотемпературный криоагент используется непосредственно. На этом принципе работают системы третьего типа.

Таким образом, в зависимости от температуры аккумулярованного криоагента установки могут иметь полную ступень предварительного охлаждения ($T = T_{o.c}$), часть ее ($T_n < T < T_{o.c}$) или не иметь ее вовсе ($T = T_n$). И, наконец, не иметь и СОО ($T = T_0$). Соответствующее деление показано на рис. 1.5.

Третий тип установки — с аккумулятором рабочего тела при $T = T_0$; это установки, в которых вообще нет ввода $E_{вх}$ и, следовательно, полностью отсутствуют этапы трансформации эксергии от $E_{вх}$ до E_T , а осуществляется только переход от E_T до E_0 . Поэтому такие установки не содержат блоков СПТ, СПО и СОО: они состоят только из СИО и рабо-

туют за счет некоторого запаса холода, значение которого и определяет срок их работы. Установки этого типа тоже относятся к разомкнутым системам. Они, как и установки второго типа, постоянно готовы к работе, имеют, как правило, высокие показатели надежности. Массогабаритные их характеристики в решающей степени зависят от мощности системы и срока ее службы (времени до перезарядки). Существенное их отличие от установок второго типа состоит в том, что запас холода неизбежно (как бы ни была хороша тепловая изоляция) непрерывно уменьшается. Поэтому и при периодическом его использовании холод расходуется и тогда, когда объект не нуждается в криостатировании (режим ожидания). В системах с аккумулятором рабочего тела при $T = T_{o.c}$ рабочее тело, напротив, может храниться неограниченно долго и расходоваться только в период работы.

Установки третьего типа, содержащие только СИО, различаются по способу реализации аккумулярованного холода, определяемого обычно условиями теплообмена. К установкам такого типа относятся испарительные, в которых криоагент запасен в виде жидкости и для криостатирования используется теплота испарения, и сублимационные, в которых используется теплота сублимации (и в принципе может использоваться теплота фазовых превращений в твердом теле).

Важно отметить, что в открытых (с разомкнутым процессом) системах как второго, так и третьего типов давление окружающей среды $p_{o.c}$ играет существенную роль: чем оно ниже, тем больше возможность понизить при прочих равных условиях T_0 . При построении классификации по указанному признаку выделяют прежде всего два класса установок: с замкнутым процессом (циклом) и с разомкнутым.

Для установок с полным набором ступеней, т.е. с замкнутым процессом, приняты два признака дальнейшего деления: вид охлаждения (внешнее или внутреннее), посредством которого достигается охлаждение в СПО, и стационарность (или нестационарность) потоков. В результате получают три вида: с внешним, внутренним и комбинированным охлаждением в СПО [105].

По характеру движения потока рабочего тела криорефрижераторы делят на устройства со стационарным, нестационарным и комбинированным потоками, а затем каждый из этих видов делят по конкретным процессам, посредством которых трансформируется энергия. Поскольку все процессы объединены в три ступени трансформации, то, очевидно, и признаки их деления будут отнесены соответственно к СПТ, СПО и СОО.

Рефрижераторы со стационарными потоками (подкласс R_s) характеризуются постоянством по времени (в рабочем режиме) параметров в каждой точке системы*. Рефрижераторы с нестационарными потоками (класс R_n) характеризуются в рабочем режиме циклическим изменением параметров во всех точках системы. Комбинированные установки (подкласс $R_n - R_s$) характеризуются различным сочетанием стационарных и нестационарных циклических процессов.

*Это, разумеется, относится к расчетному режиму. Практически параметры могут иметь отклонения от номинальных показателей в пределах допуска, определяемого регулированием.

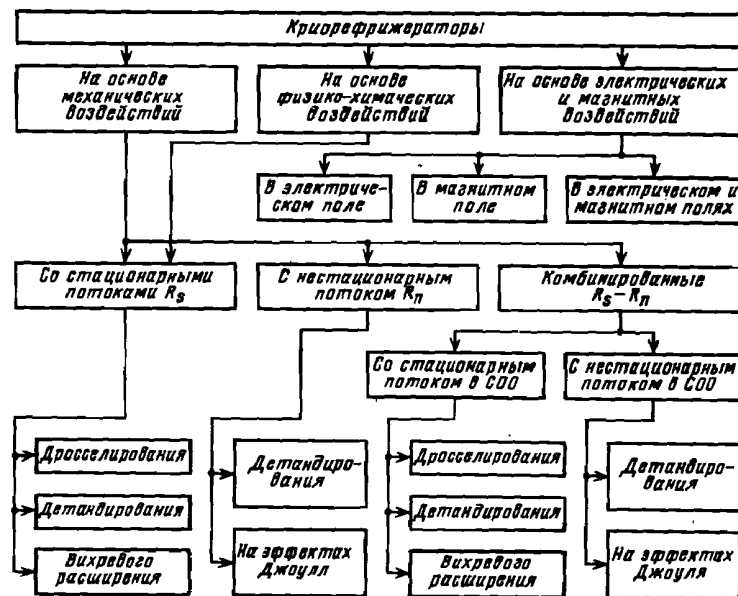


Рис. 1.6. Классификация криорефрижераторов

Определить виды криорефрижераторов по процессам окончательного охлаждения нетрудно. Так, на рис. 1.6 показаны три основных вида рефрижераторов: со стационарным потоком и два вида с нестационарным. В устройства с комбинированным потоком будут входить, очевидно, все виды криорефрижераторов как со стационарными потоками, так и с нестационарными.

Сложнее классифицировать рефрижераторы по процессам предварительного охлаждения, что обусловлено большим числом таких процессов в СПО и широкой возможностью их комбинаций. Поэтому классификационный граф, построенный на рис. 1.6, целесообразно закончить ступенькой деления по процессам в СОО, а классификацию по способам охлаждения в СПО представить не графически, а в виде матриц. Примеры построения таких матриц даны, в частности, в [105].

И, наконец, классификация определяется делением криорефрижераторов по процессам в СПТ, обеспечивающим повышенное давление криоагента. Поскольку для всех рефрижераторов оптимальный процесс повышения давления при $T_{0,c}$ соответствует изотерме, то за основной признак деления здесь целесообразно принять не характеристику самого процесса сжатия, а вид энергии (эксергии), вводимой в СПТ и обеспечивающей работу как СПТ, так и рефрижератора в целом. По этому признаку могут быть выделены три разновидности СПТ — электромеханические, теплоиспользующие и струйные. Рассмотренные принципы классификации и положены в основу изложения материала последующих глав книги.

Среди четырех классов криогенных установок, выделяемых по спе-

цифике ступени использования охлаждения (по назначению): рефрижераторов (R), ожижителей (L), газоразделительных (D) и комбинированных (например, RL) установок, практически монопольное положение на автономных объектах занимают рефрижераторы. Последующие главы книги и посвящены их рассмотрению.

Системы L и D в отношении автономности отличаются от R только необходимостью подачи в них рабочего тела. Кроме того, нужно учитывать, что в невесомости и при изменении вектора гравитации условия работы ректификационных устройств усложняются.

С расширением задач, решаемых на автономных объектах с применением криогенной техники, представляется вероятным в перспективе более широкое использование этих установок.

Например, автономные ожижители (класс L) до сих пор применялись лишь на наземных объектах при подготовке топлива и окислителя, заправке кислородно-дыхательных систем, заполнении экспериментальных криостатов жидкими криопродуктами, проверке элементов аппаратуры при криотемпературах. В дальнейшем возможно их применение и на мобильных объектах, в частности на летательных аппаратах. Так, при необходимости криостатирования на долговременных станциях объектов с малыми тепловыделениями, но требующих высокой стабильности температуры, и при значительных перерывах в работе может оказаться целесообразным иметь микроожижитель, например, на базе криогенной газовой машины. При ее периодическом включении будет сжиматься воздух или другой газ, которым можно криостатировать объект в течение требуемого времени при отсутствии помех, создаваемых обычно работой криогенной установки. Могут понадобиться установки класса L и при использовании и последующей обработке внешних ресурсов.

Со временем и газоразделительные установки (класс D) найдут более широкое применение на автономных объектах, в частности для очистки (разделения) газовой смеси криометодами.

Комбинированные установки (класс RL — рефрижераторы-ожижители) могут найти распространение, по-видимому, при создании единых автономных криогенных систем (ЕАКС) крупных объектов. Возникает необходимость в системах RL также с внедрением сверхпроводящих устройств, для обслуживания которых криогенные установки должны сочетать в себе как рефрижераторы, так и ожижители. Вместе с тем некоторое расширение номенклатуры криогенных систем не должно внести существенных изменений в принципы построения и работы АК.

В заключение напомним, что по характеристике АК, приведенной во введении, автономность системы определяется в основном особенностями ее взаимодействия с внешней (окружающей) средой, т.е. спецификой элементов первой и четвертой групп общей структурной схемы, представленной на рис. 1.4. Поэтому к АК относятся, как правило, установки, характеризуемые работой либо от аккумулятора энергии (с автономным источником энергии рис. 1.5), либо за счет запаса криоагента (жидкого, твердого, шуги) при требуемой криотемпературе T_0 (без источника внешней энергии). По условиям применения АК относятся прежде всего к классу транспортных систем.

Основные классы криогенных установок, характерные для АК, отмечены на рис. 1.5 второй (штриховой) линией. В некоторых случаях АК может характеризоваться стационарными условиями и как следствие — постоянными внешними источниками энергии.

ГЛАВА ВТОРАЯ

ОБЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УРОВЕНЬ АК

2.1. Основные показатели технического уровня АК

Технический уровень АК, так же как и криогенных систем общего назначения, характеризуется несколькими группами показателей, различающихся по функциональному признаку. К ним прежде всего относятся энергетические, массовые и объемные показатели, пусковые характеристики, а также показатели надежности, технологичности, эргономичности, унификации, безопасности.

Однако применительно к АК значимость (весомость) как отдельных показателей, так и целых групп весьма существенно отличается от тех, которые приняты для стационарных условий.

Прежде всего из них нужно выделить первые пять показателей, которые имеют определяющее значение, поскольку обуславливают принципиальную возможность и целесообразность эксплуатации АК на объекте. Все эти показатели учитываются, естественно, если выдерживаются условия назначения: температура криостатирования T_0 (или несколько заданных значений T_0), холодопроизводительность Q_0 (в общем случае несколько значений Q_0 , если холод вырабатывается на нескольких температурных уровнях).

Требования к численным значениям четырех из пяти основных показателей (энергетических, массовых, объемных и ресурсных) для автономных криорефрижераторов, естественно, намного выше, чем для стационарных. Так, высокая энергетическая эффективность, важная для криорефрижераторов, работающих в любых условиях, приобретает особое значение для автономных объектов вследствие ограниченности энергоресурсов, а также необходимости в ряде случаев соблюдения некоторого графика отбора мощности от источника питания. Важные и для стационарных установок удельные массовые и объемные показатели становятся намного более существенными для наземных и водных транспортных систем и фактически определяющими при выборе системы для летательного или космического аппарата. При этом, естественно, необходимо учитывать массу (объем) не только собственно криорефрижератора, но и всех систем, обеспечивающих его работу. Сюда, в частности, относятся источники питания и элементы терморегулирования, посредством которых осуществляется отвод в окружающую среду теплоты от криорефрижератора.

Разница в оценке важности массовых и объемных показателей для АК и стационарных криорефрижераторов общего назначения имеет принципиальный характер. Если для стационарных систем они связаны в ос-

новном с экономическими характеристиками (удельный расход материалов, затраты на строительство и т.п.), то для АК эти характеристики отступают на второй план вследствие их относительности малых размеров и тиража. Вместе с тем массовые и объемные показатели переходят в категорию лимиттеров. Это означает, что их выход за пределы, определяемые комплексом, на котором они должны работать, вызывает большие трудности. В худшем случае он вообще исключает возможность использования данного АК в комплексе, в лучшем приводит к необходимости его дорогостоящей переработки.

Наконец, существенно повышается роль пятого основного показателя — времени выхода на режим, поскольку во многих случаях он определяет работоспособность всего комплекса, для обслуживания которого предназначен АК.

Группа показателей надежности определяет жизнеспособность АК, поэтому ее основными показателями служат, как правило, наработка на отказ и назначенный ресурс. Так как на автономных объектах космического назначения возможности для осмотра и профилактического ремонта систем часто весьма ограничены или вообще отсутствуют, то оба показателя иногда совпадают. В наземных, водных и авиационных объектах осуществление ремонта, как правило, легче; поэтому для них важное значение приобретает такой показатель, как ремонтпригодность.

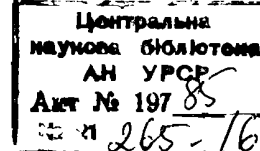
В соответствии с общими системными закономерностями требования, предъявляемые к АК по улучшению энергетических, массовых и объемных показателей и надежности, вступают в противоречие между собой, и выбор того или иного варианта криорефрижератора связан с необходимостью одновременного учета многих факторов. Здесь возникают классические оптимизационные задачи, для решения которых нужно прежде всего знать общие закономерности изменения основных характеристик АК и причины, ограничивающие области применения типов систем. Это важно как для заказчика АК, так и для проектировщика. Ниже приводятся характеристики АК по нескольким определяющим показателям — энергетической эффективности, массовым и объемно-габаритным показателям, а также надежности. Вопросы, связанные с некоторыми особенностями АК, в том числе обусловленными конкретной спецификой объекта криостатирования, обсуждаются в соответствующих главах. Здесь нужно только отметить, что такие особенности носят обычно характер лимиттеров, исключающих в принципе использование некоторых технических решений (например, чувствительность объекта к вибрациям или необходимость исключить электрическое поле и т.п.).

2.2. Энергетические показатели

КПД криорефрижераторов. Эффективность преобразования энергии в технических системах оценивают коэффициентами вида

$$K = \Sigma W'' / \Sigma W', \quad (2.1)$$

показывающими отношение полезного технического эффекта $\Sigma W''$ к затратам $\Sigma W'$. Если величины W' и W'' определять по потокам энергии без



учета ее качества, т.е. в ваттах, то энергетическая эффективность определяется двумя величинами. Для рефрижераторов с электромеханическим приводом это будет холодильный коэффициент — отношение холодопроизводительности Q_0 к затраченной мощности N :

$$\epsilon = Q_0/N. \quad (2.2)$$

Для теплоиспользующих рефрижераторов, действие которых обеспечивается тепловым потоком Q_B , эффективность определяется коэффициентом преобразования

$$\zeta = Q_0/Q_B. \quad (2.3)$$

Известно, что коэффициенты ϵ и ζ не могут служить КПД, поскольку в числитель и знаменатель выражений (2.2) и (2.3) входят качественно различные потоки энергии — теплота на разных температурных уровнях и работа [29].

Чтобы коэффициенты вида (2.1) действительно отражали энергетическую эффективность работы системы, т.е. служили КПД, как полезный эффект, так и затраты, входящие в выражение (2.1), представляют в эксергетических единицах. Тогда эффективность преобразования энергии в системе будет отражаться эксергетическим КПД

$$\eta_e = \Sigma E''/\Sigma E', \quad (2.4)$$

где $\Sigma E'$ и $\Sigma E''$ — суммы соответственно вводимых (первичных) и выводимых (конечных) потоков эксергии.

Как известно [29], эксергия механической и электрической энергии численно равна работе. Эксергия единицы удельного теплового потока q

$$e_q = \Sigma \delta q \tau_e, \quad (2.5)$$

где $\tau_e = 1 - T_{0.c}/T_0$ — эксергетическая температурная функция, численно равная термическому КПД цикла Карно, осуществляемого между температурами $T_{0.c}$ и T_0 . При постоянной T_0

$$e_q = q \tau_e. \quad (2.5a)$$

В низкотемпературной области при $T < T_{0.c}$ — значение τ_e в зависимости от T_0 меняется по гиперболическому закону от нуля ($T_0 = T_{0.c}$) до $-\infty$ ($T_0 \rightarrow 0$ K). Так, при $T_{0.c} = 293$ K $\tau_e = 1,44$ ($T_0 = 120$ K); $\tau_e = 2,80$ ($T_0 = 77$ K); $\tau_e = 13,65$ ($T_0 = 20$ K); $\tau_e = 68,75$ ($T_0 = 4,2$ K). Поэтому при криотемпературах значение e_q существенно больше q . Отрицательное значение τ_e при $T < T_{0.c}$ указывает на то, что направление потоков теплоты и эксергии противоположное, т.е. при отводе теплоты от объекта к нему подводится эксергия.

Разность эксергий, вводимых в системы и выводимых из нее (или ее части), определяет потери эксергии D от необратимости осуществляемых процессов

$$D = \Sigma E' - \Sigma E''. \quad (2.6)$$

По месту распределения потери D подразделяют на внешние и внутренние, а по причинам, их вызывающим, — на технические и собственные.

Внутренние потери D_i — те, которые вызваны необратимостью процессов, протекающих внутри системы; внешние потери D_e связаны с условиями энергообмена системы с окружающей средой и находящимися в ней объектами. К D_i относятся,

например, потери, связанные с дросселированием, трением в машинах, теплообменом в аппаратах при конечных разностях температур. К группе D_e относятся потери через тепловую изоляцию, потери при теплообмене между рабочим телом и объектом криостатирования и др.

Технические потери D_t связаны с необратимостью процессов, обусловленной несовершенством оборудования. Эти потери могут быть уменьшены вплоть до нуля без изменения схемы процесса. К ним, например, относятся потери от трения в машинах, несовершенства теплоизоляции, теплообмена при конечной разности температур вследствие недостаточной площади поверхности или низкого коэффициента теплопередачи и др.

Собственные потери D_c связаны с необратимостью, органически свойственной данному процессу. Они не могут быть снижены или устранены без изменения существа самого процесса. Примерами могут служить потери при дросселировании в дроссельных устройствах, при теплообмене с неодинаковой разностью температур по длине аппарата вследствие различия в тепловых эквивалентах потоков веществ и др. Разделение потерь на технические и собственные важно прежде всего тогда, когда необходимо определить, какую часть D можно устранить при техническом совершенстве оборудования.

Понятия о внешних и внутренних, технических и собственных потерях широко используются ниже при анализе конкретных систем.

Возвращаясь к выражению (2.4), можно записать КПД для электромеханических криорефрижераторов

$$\eta_e = \Sigma Q_0 \tau_e / \Sigma N = \Sigma Q_e / \Sigma N \quad (2.7)$$

и для теплоиспользующих

$$\eta_e = \frac{\Sigma Q_0 \tau_e}{\Sigma Q_B \tau_{e,в}} = \frac{\Sigma Q_e}{\Sigma Q_B \tau_{e,в}}, \quad (2.8)$$

где $\tau_e = 1 - T_{0.c}/T_0$; $\tau_{e,в} = 1 - T_{0.c}/T_B$; Q_e — эксергетическая (приведенная) холодопроизводительность; T_B — температура, характеризующая поток теплоты Q_B . Поскольку эксергия теплового потока ΣQ_0 в соответствии с (2.5) численно равна минимальной (идеальной) работе, необходимой для отвода ΣQ_0 от охлаждаемого объекта, а ΣN или $\Sigma Q_B \tau_{e,в}$ — реальные затраты, то отношения (2.7) и (2.8) показывают степень совершенства преобразования ΣN (ΣQ_B) в конечный эффект ΣQ_0 . В идеальном случае затраты ΣN ($\Sigma Q_B \tau_{e,в}$) равны минимальной работе отвода ΣQ_0 и, следовательно, $\eta_e = 1$. В реальных случаях затраты выше и $\eta_e < 1$.

Сопоставляя (2.2) и (2.7), нетрудно видеть, что

$$\eta_e = \epsilon \tau_e. \quad (2.9)$$

При термодинамическом анализе важное значение имеет не только расчет КПД системы в целом, но и его зависимость от эффективности отдельных составных частей.

Получить обобщенные зависимости η_e или $\Delta \eta_e$ от $\eta_{e,i}$ (или $\Delta \eta_{e,i}$) для достаточно широкого класса криогенных установок не представляется возможным. В каждом конкретном случае необходим предварительный структурный анализ схемы с определением внутренних функциональных связей между элементами.

В тех частных случаях, когда структура характеризуется независимостью КПД отдельных элементов друг от друга, можно получить аналитические выражения для определения, например, изменения эффективности системы при уменьшении потерь в отдельных элементах. Эти выражения имеют вид функции трех независимых пе-

ременных:

$$\Delta\eta_e = f(\xi_i, \bar{D}_i, z_i), \quad (2.10)$$

где ξ_i — доля потерь, устраняемых в i -м элементе; $\bar{D}_i$ — относительные потери в i -м элементе (по отношению к первичной эксергии, вводимой в систему); z_i — коэффициент, отражающий изменение потока эксергии на входе в систему или выходе из нее при изменении потерь в i -м элементе*. Коэффициенты ξ_i и $\bar{D}_i$ численно всегда меньше единицы (ξ_i в пределе может равняться единице). Значение z_i меняется в очень широких пределах: от нуля до десятков и даже сотен единиц. Максимальное изменение $\Delta\eta_e$ имеет место при относительно больших значениях ξ_i , $\bar{D}_i$ и z_i (при прочих равных условиях).

На практике чаще наблюдается одновременное изменение эффективности не одного, а нескольких элементов системы. В этом случае задача может быть решена искусственным приведением структурной схемы к модели с несколькими параллельными участками трансформации эксергии. Тогда

$$\Delta\eta_e = \sum_{j=1}^k [(\psi_j + \Delta\psi_j) \prod_{i=1}^n (\eta_{e,i} + \Delta\eta_{e,i})] - \eta_e, \quad (2.11)$$

где k — количество параллельных участков; n — количество элементов в j -м участке; ψ_j — доля общего потока E , вводимого в j -й участок; $\Delta\psi_j$ — изменение доли ψ_j ; $\eta_{e,i}$ — КПД одного элемента.

В более сложных случаях, когда пренебречь взаимозависимостью эффективности отдельных элементов нельзя, проводят анализ влияния изменения локальных потерь на общий поток эксергии E . После этого учет взаимозависимости КПД элементов сводится к определению зависимости $\Delta\eta_{e,i}$ элементов от изменения количества эксергии ΔE на входе в каждый из этих элементов. Используя найденные $\Delta\eta_{e,i}$, можно рассчитать изменение КПД системы по выражению (2.11).

Примеры анализа криорефрижераторов с учетом взаимовлияния отдельных элементов даны в [31, 109].

Построение относительных показателей. Для сопоставления технического уровня систем широко используются относительные показатели, определяемые по отношению к единице производительности.

Как известно, производительность любого криорефрижератора характеризуется минимум двумя показателями — холодопроизводительностью Q_0 и температурным уровнем криостатирования T_0 . При отводе теплоты от нескольких уровней число показателей соответственно возрастает.

При использовании эксергии определить производительность установки можно одной величиной $Q_e = Q_0 \tau_e$ — эксергетической холодопроизводительностью, учитывающей как количество получаемого холода Q_0 , так и его качественную характеристику — температурный уровень T_0 (через величину τ_e). При криостатировании на нескольких температурных уровнях общая эксергетическая производительность

$$\begin{aligned} Q_e &= Q_{0,1} \tau_{e,1} + Q_{0,2} \tau_{e,2} + \dots + Q_{0,n} \tau_{e,n} = \\ &= \sum_{i=1}^n Q_{0,i} \tau_{e,i}. \end{aligned} \quad (2.12)$$

В результате любые относительные показатели — расхода энергии, материалоемкости, объема, вычисляемые по отношению к Q_e , можно со-

*Коэффициент z_i определяется в значительной степени структурой системы и характеризует ее внутренние связи, поэтому в литературе его часто называют структурным коэффициентом.

поставлять с такими же показателями других установок вне зависимости от уровня криостатирования.

Например, по относительному расходу энергии, вычисляемому в соответствии с

$$n = \Sigma N / Q_e = 1 / \eta_e, \quad (2.13)$$

становится возможным сравнивать установки, работающие на уровне как 77, так и 20 или даже 4,2 К. Вместе с тем попытки давать общую характеристику эффективности криогенных установок в зависимости от холодопроизводительности Q_0 для некоторого, пусть даже относительно небольшого, интервала значения T_0 могут привести к весьма существенному искажению реальной картины.

В [85] дано сопоставление энергетических массогабаритных характеристик криорефрижераторов в зависимости от Q_0 для трех интервалов T_0 , К: 1,8–9, 10–30, 30–90. Такое "укрупненное" по значению T_0 сопоставление приводит к тому, что действительная производительность (с учетом действительной температуры работы) при каждом значении Q_0 может различаться в первом интервале в 5, во втором — в 3 и в третьем — почти в 4 раза. Естественно, что эта погрешность существенно скажется и на точности сопоставления технических показателей.

Имеется и другая причина, обуславливающая необходимость применения эксергетических показателей. В силу аддитивности эксергии величина Q_e служит обобщенной характеристикой производительности, применимой к любому виду криогенных установок [29]. Это открывает возможность использования для анализа энергетической эффективности данных не только по рефрижераторам R , но и по другим типам криогенных установок, в частности по ожижителям L и комбинированным установкам, например класса RL . В результате существенно увеличивается число анализируемых данных, что позволяет более четко выявлять закономерности изменения показателей криорефрижераторов и вместе с тем дает возможность при необходимости распространить полученные выводы на другие типы криогенных систем.

Энергетическая эффективность криостатирования. Общее представление о современном уровне эффективности криорефрижераторов можно получить посредством обработки статистических данных, опубликованных в [52, 75]. Результаты ее представлены на рис. 2.1 в координатах удельный расход эксергии n — эксергетическая производительность Q_e .

Величина n в соответствии с (2.13) может находиться в диапазоне значений от единицы (при $\eta_e = 1$) до бесконечности ($\eta_e \rightarrow 0$). Значения n реальных установок лежат в зоне, определяемой совершенством осуществляемых процессов. Это отражает доминирующее влияние термодинамических факторов, на которое уже указывалось выше. Вместе с тем характер разброса точек внутри этой зоны указывает на то, что на современном уровне развития криогенной техники на эффективность криорефрижераторов большое влияние оказывают качество конструирования, уровень технологии изготовления, условия применения, стремление к унификации узлов и агрегатов. В силу относительно невысоких в целом значений КПД установок каждое удачное, например конструкторское или

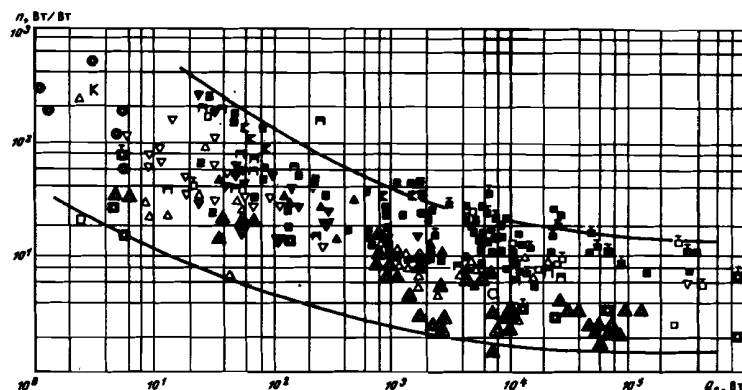


Рис. 2.1. Энергетические показатели криогенных установок:

T_0, K			Цикл
2–8	10–35	60–120	
▲	△	△	Стирлинга; для $T_0 = 2 \div 8 K$ с циклом Линде На поршневых машинах На турбомашинах
■	□	□	
⊥	⊥	⊥	
—	—	⊙	Линде
—	△	△	Вюлемье
▼	▽	▽	Гиффорда–Макмагона; для $T_0 = 2 \div 8 K$ с циклом Линде
⌞	⌞	—	Каскадный
⌞	Н	⌞	В источнике не указан

технологическое, решение приводит к заметному увеличению эффективности системы. Этим объясняется, в частности, и тот факт, что на графике не наблюдается отчетливо выраженного "расслоения" показателей по типам установок. Например, при $Q_e = 100 \div 500$ Вт на гелиевом уровне температур одинаковые показатели ($n = 8 \div 15$ Вт/Вт) имеют лучшие установки, работающие как по циклу Линде с внешним охлаждением (независимо от цикла для внешнего охлаждения в СПО – Стирлинга или Гиффорда–Макмагона), так и по циклу Капицы–Коллинза. Аналогичная картина наблюдается и в других диапазонах значений Q_e .

Зона, характеризующая действительные значения n , имеет сложную форму, которая отражает влияние масштабного фактора: более крупные установки имеют, как правило, лучшие относительные показатели. Эта корреляционная зависимость n от Q_e , как и других относительных пока-

зателей, служит, в частности, обоснованием для деления криогенных установок на группы по производительности [33]. Нетрудно видеть, что масштабный фактор особенно значительно влияет на эффективность установок при $Q_e < 500$ Вт (микроустановки). Для установок с холодопроизводительностью $Q_e = 500 \div 5000$ Вт, зависимость n от Q_e уменьшается, но остается существенной (установки малой холодопроизводительности). При $Q_e = 5000 \div 50\,000$ Вт (средняя холодопроизводительность) она становится менее выраженной, а при $Q_e > 50\,000$ Вт (большая холодопроизводительность) — исчезающе малой. Рассматриваемые в книге АК малой мощности относятся к первым двум группам (Q_e до 5000 Вт), для которых характерно существенное влияние значения Q_e на удельные показатели.

Как известно, и это подтверждает график на рис. 2.1, установки, предназначенные для работы при относительно более низких температурах (при одинаковых Q_e), имеют в общем несколько худшую энергетическую эффективность. Обусловлено это, однако, ростом в основном не собственных D_c , а технических D_t потерь, в частности вследствие теплопритоков извне и необратимости процессов теплообмена, влияние которых в первом приближении пропорционально эксергетической температурной функции τ_e .

Все энергетические показатели, приведенные выше, относятся к работе криогенных установок в условиях окружающей среды при $T_{0,c} = 293 \div 300$ К. Однако, как было показано в гл. 1, значение $T_{0,c}$ для автономных криорефрижераторов может меняться в относительно широком диапазоне, что, естественно, сказывается как на их холодопроизводительности, так и численном значении температурной функции τ_e , пропорциональной работе l , и в конечном итоге на эффективности системы.

Из формулы (1.2) следует, что с уменьшением температуры криостатирования T_0 влияние $T_{0,c}$ на Δl растет по гиперболическому закону. Поэтому снижение температуры окружающей среды, например, на 10 К приводит к уменьшению по абсолютному значению при $T_0 = 20$ К на 0,5 единицы, а при $T_0 = 4,2$ К — более чем на 2 единицы.

По отношению к конкретному АК уменьшение $T_{0,c}$ ведет при фиксированной T_0 к увеличению Q_0 вследствие роста массового расхода криогента, а также из-за уменьшения потерь от необратимости теплообмена и теплопритоков извне. При этом темп изменения Q_0 зависит от абсолютных значений $T_{0,c}$ и Q_0 : чем меньше значения $T_{0,c}$ и Q_0 , тем выше этот темп. Вместе с тем общие энергозатраты N при изменении $T_{0,c}$ остаются примерно теми же, так как уменьшение N в результате снижения $T_{0,c}$ компенсируется соответствующим увеличением массового расхода. Поэтому характер изменения удельного расхода эксергии определяется двумя противоположно действующими факторами: с уменьшением $T_{0,c}$ увеличивается Q_0 , но уменьшается τ_e (по абсолютному значению). В общем случае преобладающее значение имеет уменьшение τ_e , что приводит к уменьшению удельного расхода эксергии n . Однако при малых значениях холодопроизводительности темп роста Q_0 при снижении $T_{0,c}$ до определенного значения может быть выше, чем темп уменьшения τ_e .

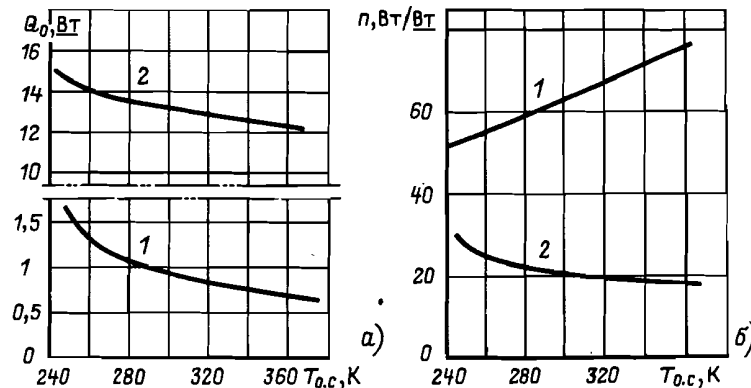


Рис. 2.2. Зависимость холодопроизводительности Q_0 (а) и удельного расхода энергии n (б) от температуры окружающей среды $T_{0,c}$

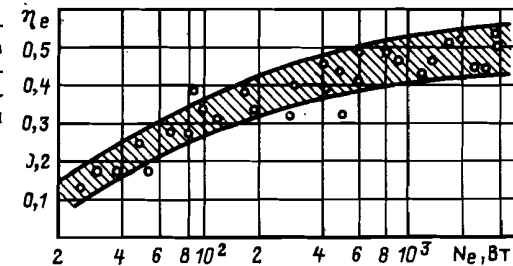
Вследствие этого вначале может наблюдаться уменьшение n , а затем резкое его увеличение.

Для иллюстрации на рис. 2.2 приведены зависимости холодопроизводительности Q_0 и расхода энергии n для двух криорефрижераторов, работающих по обратному циклу Стирлинга (R_n) при фиксированной температуре $T_0 = 77$ К, от $T_{0,c} = 250 \div 360$ К [75]. Установки имели при $T_{0,c} = 300$ К соответственно $Q_0 = 1$ и 13 Вт. Для первого рефрижератора снижение $T_{0,c}$ с 350 до 250 К привело к увеличению Q_0 почти в 3 раза, а для второго — только на 15–20%. Соответственно удельный расход энергии для первого рефрижератора понизился почти в 1,4 раза, а для второго увеличился в 1,5 раза. При дальнейшем снижении $T_{0,c}$ темп уменьшения n для первого рефрижератора будет постепенно снижаться, а затем начнет увеличиваться.

Аналогичные зависимости Q_0 и n от $T_{0,c}$ характерны и для криорефрижераторов, работающих при других температурах T_0 вне зависимости от специфики процесса. Такой же экстремальный характер носят для каждой данной установки и зависимости η_e от T_0 при фиксированной $T_{0,c}$ [29].

В заключение еще раз отметим, что относительно низкая энергетическая эффективность криорефрижераторов малой мощности обусловлена в значительной степени техническими потерями, влияние которых существенно растет по мере уменьшения холодопроизводительности системы. Основную долю в суммарных потерях эксергии составляют потери в ступени подготовки рабочего тела (в процессе его сжатия), причем эта доля, естественно, увеличивается по мере снижения производительности. Для микроустановок она может составлять до 60–80% всех потерь [52], но даже при $Q_e = 2000 \div 5000$ Вт, как правило, не ниже 40–60%. Объясняется это относительно невысокой эффективностью технических процессов повышения давления: зависимость изотермических КПД компрессоров от их эксергетической производительности N_e , полученная на основе обработки статистических данных, приведена на рис. 2.3.

Рис. 2.3. Зависимость эффективности микрокомпрессоров от эксергетической производительности по данным отечественных и зарубежных фирм



Остальные потери связаны с работой криогенного блока, включающего СПО, СОО и СИО. Следует отметить, что уменьшение потерь в криогенном блоке приводит и к снижению потерь в СПТ даже при тех же значениях КПД компрессора. Это объясняется уменьшением его нагрузки по "переработке" эксергии (например, вследствие снижения расхода рабочего тела или отношения давлений на входе и выходе).

Подробнее вопросы энергетики и зависимости η_e от внешних и внутренних факторов рассмотрены в соответствующих главах при анализе конкретных видов АК.

2.3. Массовые и объемно-габаритные характеристики

В общем случае массовые и объемно-габаритные характеристики АК определяются показателями как самих криорефрижераторов, так и источников питания. Поэтому целесообразно рассмотреть вначале характеристики только собственно криогенных установок, а затем влияние источников питания.

Характеристики криорефрижераторов дает обработка статистических данных. По тем же причинам, что и энергетические показатели, удельные массовые и объемно-габаритные характеристики следует определять на единицу эксергетической холодопроизводительности:

$$m_e = M/Q_e; \quad v_e = V/Q_e, \quad (2.14)$$

где m_e — удельная материалоемкость установки; v_e — удельный объем; M и V — масса и объем криорефрижератора.

Качественно зависимости $m_e = m_e(Q_e)$ и $v_e = v_e(Q_e)$ должны быть, естественно, полностью аналогичными рассмотренной на рис. 2.1, так как их характер обусловлен теми же причинами, что и зависимость $\eta_e = \eta_e(Q_e)$. Это подтверждают рис. 2.4 и 2.5, на которых приведены соответственно массовые и объемно-габаритные характеристики рефрижераторов. Рисунки показывают также, что по значениям m_e и v_e области применения установок с различными процессами в зависимости от холодопроизводительности полностью соответствуют тем областям, которые выделены при рассмотрении энергетических показателей. Вместе с тем наблюдается несколько больший разброс точек, особенно для v_e . Обусловлено это тем, что статистические данные, на основе которых строились зависимости $m_e = m_e(Q_e)$ и $v_e = v_e(Q_e)$, относились к установкам, большинство которых предназначено для неавтономных условий работы, при

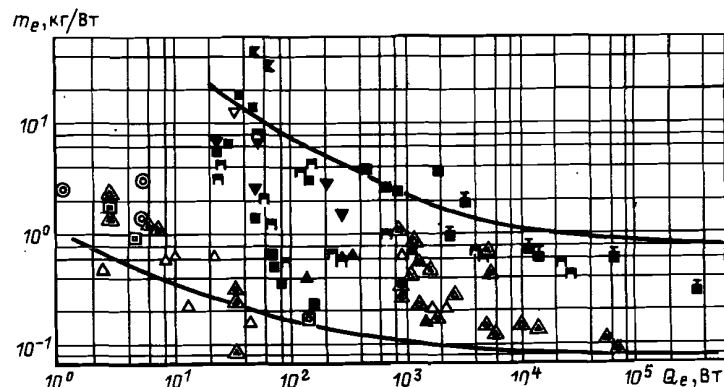


Рис. 2.4. Массовые характеристики криорефрижераторов (условные обозначения те же, что и на рис. 2.1)

которых как масса, так и в особенности объем не всегда служат решающими факторами. Кроме того, на показатель m_e , так же как и на v_e , в еще большей степени оказывает влияние технический и технологический уровни проектирования и изготовления установок, а также унификация и стандартизация отдельных элементов. Широкое использование современных легких конструкционных материалов, например алюминиевых и титановых сплавов, пластмасс, в сочетании с рациональной компоновкой элементов криорефрижератора — один из резервов существенного улучшения массовых и объемно-габаритных показателей АК.

На показатели m_e и v_e , так же как и на n_e , оказывает влияние температура окружающей среды $T_{o.c.}$ При проектировании установок на относительно более низкую $T_{o.c.}$ их массовые и объемно-габаритные характеристики, естественно, можно улучшить, поскольку уменьшается мощность привода установки, площадь поверхности теплообменной аппаратуры и размеры криоблока. Вместе с этим при снижении $T_{o.c.}$ для установок, рассчитанных, например, на $T_{o.c.} = 293 \div 300$ К, показатели m_e и v_e будут вначале численно уменьшаться, а затем резко увеличиваться, что определяется характером изменения величины Q_e при снижении $T_{o.c.}$, рассмотренном выше.

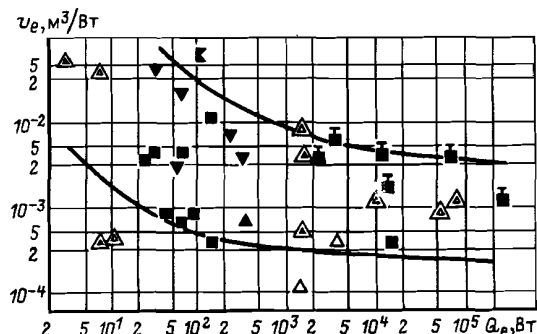
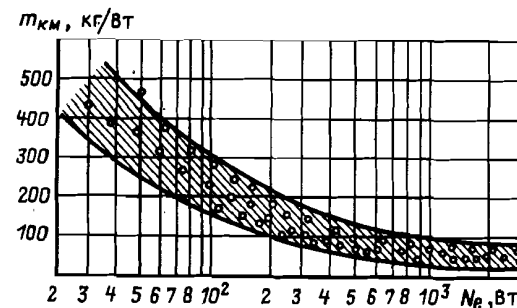


Рис. 2.5. Объемно-габаритные характеристики криорефрижераторов (условные обозначения те же, что и на рис. 2.1)

Рис. 2.6. Удельные массовые показатели микрокомпрессоров



При анализе массовых и объемно-габаритных характеристик следует иметь в виду, что значение m_e (v_e) для АК малой мощности во многом определяется показателями ступени подготовки рабочего тела. Так, при $Q_e \approx 100$ Вт доля компрессора в суммарной массе криорефрижератора составляет более 50 и часто достигает 60–80%. При уменьшении Q_e доля компрессора еще более возрастает. Массу компримирующих машин для АК малой мощности можно оценить по рис. 2.6, на котором приведены удельные показатели m_{km} на единицу изотермической работы сжатия N_e (эксергетической производительности компрессора) в зависимости от N_e .

Аналогичные соотношения между компрессором и криорефрижератором характерны и для объемных показателей.

Источники питания автономных криорефрижераторов могут быть практически четырех типов.

1. Источники электроэнергии, масса и объем которых практически не зависят от времени эксплуатации. Примером могут служить солнечные батареи, реакторы с турбогенераторами, термоионные и термоэлектрические реакторы. Удельная масса этих источников может быть примерно оценена по рис. 2.7 [77].

2. Электрохимические источники, масса и объем которых определяются не только мощностью, потребляемой криорефрижератором, но и заданным временем эксплуатации системы. На автономных объектах могут использоваться электроаккумуляторы и электрохимические генераторы (ЭХГ) [67].

Диапазон удельных значений характеристик для аккумуляторов составляет: $m = (8 \div 100) 10^{-3}$ кг/(Вт · ч) и $v = (5 \div 60) 10^{-3}$ л/(Вт · ч). Наи-

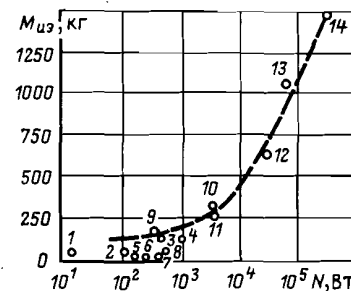


Рис. 2.7. Зависимость массы автономных источников электроэнергии от их мощности: 1, 2, 11–14 — реакторы-турбогенераторы; 3–7 — солнечные батареи; 8 — солнечный термоионный источник; 9 — термоэлектрический реактор; 10 — солнечный турбогенератор

лучшие показатели у серебряно-цинковых аккумуляторов: $m = (8 \div 20) \times 10^{-3}$ кг/(Вт · ч) и $\nu = (5 \div 20) 10^{-3}$ л/(Вт · ч). Их удельная мощность лежит в очень широком диапазоне и может составлять 5–800 Вт/кг. Работы, проводимые по созданию новых аккумуляторов, в частности натрий-серных [86], позволяют надеяться, что значение m может быть снижено до $(1 \div 3) 10^{-3}$ кг/(Вт · ч).

Удельная масса электрохимических генераторов находится в диапазоне $(0,2 \div 20) 10^{-3}$ кг/(Вт · ч)*. Масса собственно генератора (без реагентов) при мощности 1–5 кВт составляет 0,01–0,08 кг/Вт; при этом расход реагентов равен $(0,2 \div 10) 10^{-3}$ кг/(Вт · ч) [67].

3. Источники механической мощности (газовые турбины, карбюраторные и дизельные двигатели). Их удельные массовые и объемно-габаритные показатели могут быть весьма малыми: $m = (0,6 \div 3,1) 10^{-3}$ кг/Вт и $\nu = (0,5 \div 4,5)$ л/Вт (наименьшие значения относятся к газовым турбинам) [67]. Однако принятая в литературе оценка удельных показателей двигателей по отношению к их мощности не учитывает расход топлива и окислителя. Реальные показатели будут, естественно, тем ниже, чем больше длительность эксплуатации АК. Расход топлива составляет в двигателях от 0,9 до 5,0 кг/(кВт · ч) [58]. Естественно, что их работа возможна только при наличии атмосферы (или запаса окислителя).

4. Источники теплового потока. К ним относятся концентраторы солнечной энергии и ядерные устройства; для получения небольших тепловых потоков (до 100–200 Вт) используются радиоизотопные источники питания (РИП); для мощных потоков (несколько киловатт – кВт) – ядерные реакторы. Масса и объем источников теплового потока практически не зависят от длительности работы АК.

Удельные показатели солнечных концентраторов определяются в основном оптическими свойствами их поверхностей и формой. Поглощательная способность к солнечным лучам α и степень черноты ϵ для некоторых веществ приведены в табл. 2.1. [58]. Очевидно, что эффективность концентратора увеличивается при возрастании отношения α/ϵ . Простые параболические концентраторы с отношением $\alpha/\epsilon = 7 \div 8$ позволяют получать достаточно высокопотенциальные тепловые потоки (при 700–800 К); при этом удельная поверхность концентратора на единицу тепловой мощности составляет $f = 3,0 \div 3,5$ м²/кВт [58] или удельная масса 0,1–0,01 кг/Вт (без учета силовых элементов и теплоносителя). При пересчете на единицу эксергии теплоты (чтобы учесть работоспособность при данной температуре) $m_e = 0,15 \div 0,02$ кг/Вт.

Дальнейшее увеличение температуры (выше 800 К) не приводит к заметному снижению удельных величин. Поверхность концентратора, а следовательно, его масса и объем могут быть уменьшены при переходе к более сложным формам, например при использовании трехмерного параболического зеркала.

Ядерные источники тепловых потоков – РИП и реакторы – имеют массовые удельные показатели, близкие к показателям солнечных кон-

Таблица 2.1. Оптические свойства поверхностей из различных материалов

Поверхность	Поглощательная способность	Коэффициент теплового излучения
Осажденная окись меди	0,93	0,11
Сталь нержавеющая	0,76	0,12
Платина черная	0,97	0,92
Оптическое зеркало посеребренное	0,07	0,01
Полированный алюминий	0,26	0,04–0,05
Эмаль белая	0,12–0,18	0,95
Эмаль светло-голубая	0,39	0,92–0,95

центраторов, но обеспечивают значительно большие мощности при малых удельных объемах. Удельная масса этих источников, по данным [77], на единицу теплового потока находится в пределах 0,05–0,005 кг/Вт (при потенциале теплоты 700–800 К) или при вычислении на единицу эксергии теплоты составляет 0,08–0,01 кг/Вт. Удельный объем, отнесенный к единице теплового потока, даже для небольших РИП составляет менее 0,002 л/Вт.

Приведенные характеристики источников питания дают возможность, во-первых, оценить их удельную массу и объем в общей массе и объеме АК и тем самым определить основной путь улучшения показателей автономного комплекса в целом и, во-вторых, найти рациональные области использования отдельных типов источников питания применительно к АК. Такой сопоставительный анализ приведен ниже.

Криорефрижераторы с разомкнутым процессом. Данных по массовым и объемно-габаритным показателям криорефрижераторов с разомкнутым процессом опубликовано настолько мало, что не представляется возможным построить зависимости, аналогичные изображенным на рис. 2.4 и 2.5. Для сопоставления характеристик показатели АК с разомкнутым процессом могут быть определены расчетным путем.

В общем случае масса M_p и объем V_p таких криорефрижераторов определяются тремя основными составляющими:

$$M_p = M_0 + M_{об} + M_{ти}; \quad (2.15)$$

$$V_p = V_0 + V_{об} + V_{ти}, \quad (2.16)$$

где M_0 и V_0 – первоначальная масса и объем криоагента; $M_{об}$ и $V_{об}$ – масса и объем собственно аккумулятора криоагента (резервуара, баллона); $M_{ти}$ и $V_{ти}$ – масса и объем теплоизоляции аккумулятора (при хранении криоагента в сконденсированном состоянии).

В формулы (2.15) и (2.16) не включены масса и объем некоторых элементов системы, таких как приборы, арматура, трубопроводы, монтажные рамы. Это допущение в общем анализе обусловлено тем, что они могут быть определены только в каждом конкретном случае, т.е. существенно зависят от размещения на объекте. Допущение приводит, естественно, к некоторому занижению абсолютных значений M_p и V_p , но не снимает возможности их сопоставления.

*Величина m учитывает расход реагентов при времени между заправками 10–1000 ч.

Определение составляющих формул (2.15) и (2.16) зависит от типа криорефрижератора. В качестве АК с разомкнутым процессом наибольшее распространение (прежде всего вследствие их относительной простоты и надежности) получили два типа систем, подробно рассматриваемых в гл. 4:

1) системы без ступени подготовки рабочего тела, т.е. системы, работающие на основе некоторого количества аккумулированного при $T_{0,c}$ криоагента с относительно высоким давлением. Это прежде всего дроссельные установки типа Линде с разомкнутым процессом, в которых запас криоагента находится в баллоне под относительно высоким давлением;

2) системы, работающие на основе аккумулированного криоагента, находящегося в сконденсированном состоянии при температуре T_0 (сосуды Дьюара с жидким, твердым или шугообразным криоагентом). Криостатирование в этом случае осуществляется в основном за счет теплоты фазового перехода (кипения, сублимации или фазовых переходов в твердом теле).

Расчет составляющих $M_p(V_p)$ для АК первого типа можно провести по методике, изложенной в [107]; при этом, естественно, $M_{ти} = 0$ ($V_{ти} = 0$), так как аккумулятор криоагента находится при $T_{0,c}$.

Для систем второго типа первоначальное количество криоагента определяется в основном двумя факторами: тепловыделениями объекта и теплопритоками через изоляцию.

Расчет составляющих $M_p(V_p)$ для АК этого типа может быть выполнен также по методике [107].

Сравнительная оценка массовых характеристик АК. Оценка массовых и объемно-габаритных характеристик автономных криорефрижераторов, используемых в наземных условиях, в целом не представляет больших трудностей. Характеристики определяются в основном двумя составляющими: собственно криорефрижераторами и источниками питания при, как правило, заданных неизменных параметрах окружающей среды.

Поэтому ниже проводится сравнительная оценка характеристик АК применительно к летательным аппаратам. Это определяется не только более строгими требованиями к системам, устанавливаемым на летательных аппаратах, но и возможностями искусственного варьирования условиями окружающей среды*, а также более широким выбором типа источника питания в связи с тем, что время эксплуатации конкретных систем может составлять от нескольких минут до десятков тысяч часов (несколько лет). Массовые характеристики АК в целом служат фактически определяющим критерием при выборе криорефрижератора для летательного аппарата.

Проводимое ниже сопоставление массовых характеристик АК направлено на то, чтобы выявить общие закономерности изменения массы АК

*Температура излучателей, посредством которых осуществляется отвод теплоты от АК и сброс его в космическое пространство, может поддерживаться в относительно широком диапазоне температур. Он определяется оптическими свойствами излучающей поверхности, ее ориентацией по отношению к внешним источникам теплового излучения — Земле, Солнцу, Луне и самому аппарату.

(в зависимости от условий их эксплуатации), а также рациональные области применения систем с замкнутым и разомкнутым процессами. Рассмотрены также целесообразность использования различных типов электроисточников питания, возможность применения теплоиспользующих АК, относительные доли отдельных составляющих в суммарной массе криогенной системы. Естественно, что такой анализ носит скорее качественный, чем количественный характер. Количественные соотношения в каждом конкретном случае будут несколько другими, однако общие закономерности сохранятся.

Прежде всего остановимся на сопоставлении характеристик АК с различным электропитанием, т.е. с источниками питания, удельная масса которых либо не зависит (g') или, напротив, зависит (g'') от продолжительности эксплуатации. При этом очевидно, что при источниках питания с g'' массовые характеристики АК пропорциональны времени криостатирования τ и наоборот, при использовании источников с g' они не зависят от τ . В связи с этим, начиная с некоторого времени τ , системы с источниками питания первого типа будут всегда иметь относительно меньшую массу. Время τ определяется примерным равенством масс источников питания на единицу требуемой мощности, т.е. $g' = g''\tau$. Так, при использовании в одних случаях аккумуляторов электроэнергии с $g'' = 0,01$ кг/(Вт · ч), а в другом — солнечных батарей с $g' = 0,3$ кг/Вт время равно 30 ч. Применение наиболее эффективных электрохимических генераторов [$g'' = 0,001$ кг/(Вт · ч)] приводит, естественно, к увеличению τ примерно до 10 сут. И, наоборот, улучшение характеристик источников питания с удельной массой, не зависящей от времени эксплуатации, до $g' = 0,03$ кг/Вт (реакторы-турбогенераторы) снижает τ соответственно в 10 раз.

Отсюда очевидно, что криорефрижераторы с электрохимическими источниками питания целесообразно применять лишь для работы в течение относительно небольшого суммарного времени, измеряемого часами, в пределе — несколькими сутками (с источниками типа ЭХГ) вне зависимости от холодопроизводительности Q_0 и уровня криостатирования T_0 . При более длительном криостатировании меньшую массу имеют АК с источниками питания, удельная масса которых не зависит от времени эксплуатации системы.

Представляет интерес также сравнительная оценка областей применения АК с замкнутым и разомкнутым процессами. Выше отмечалось, что в качестве АК применяются два типа криорефрижераторов с разомкнутым процессом: без ступени подготовки рабочего тела (например, дроссельные системы с аккумулятором криоагента при $T \approx T_{0,c}$) и системы на основе аккумуляции криоагента в конденсированном состоянии при T_0 .

Поскольку в системах второго типа даже в нерабочем режиме (режим ожидания) криоагент расходуется вследствие теплопритоков, то, очевидно, их менее выгодно применять, чем первые, когда требуется периодическая работа АК, особенно при достаточно большом времени между рабочими кампаниями. Использование грузовых летательных аппаратов и челночных экспедиций посещения открывает возможность периоди-

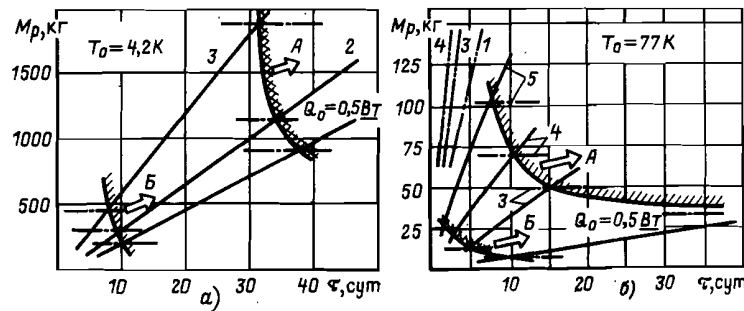


Рис. 2.8. Массовые характеристики АК для разных значений T_0

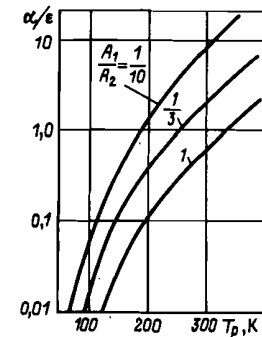
ческой дозаправки таких орбитальных криогенных АК. Это расширяет круг задач, которые целесообразно решать с применением АК с разомкнутым процессом, хотя и связано с необходимостью преодоления некоторых технических трудностей.

Отмеченные выше положения можно проиллюстрировать рис. 2.8, на котором представлены расчетные массовые характеристики АК, работающих с автономными источниками электроэнергии на двух характерных температурных уровнях — 77 и 4,2 К. Масса собственно криорефрижераторов и их КПД принимались в соответствии с рис. 2.1 и 2.4 в зависимости от холодопроизводительности. При этом было принято, что теплота из системы летательного аппарата сбрасывается через излучатель цилиндрической формы с удельной массой единицы поверхности, равной 6 кг/м² [26]. Удельный теплосъем был принят равным 200 Вт/м² при $T = 293$ К. Стрелками А и Б на рис. 2.8 показаны области рационального применения АК с электроприводом при использовании источников питания, удельная масса которых не зависит от t : А при $g = 0,3$ кг/Вт, Б — при $g = 0,005$ кг/Вт [77]. На этом же рисунке приведены массовые характеристики АК расходного типа на основе аккумуляции холода жидким криоагентом при давлении $P_{0,c}$. Показатели этих систем улучшаются при использовании вместо жидкого криоагента шуги или полностью замороженного криоагента [77].

Показатели АК этого типа, в особенности при малых значениях Q_0 и относительно большом времени криостатирования, могут быть существенно улучшены посредством экранирования сосуда с основным криоагентом другим, имеющим относительно более высокую температуру и удельную теплоту фазового перехода. Экранирование АК летательных аппаратов может осуществляться как жидкими, так и твердыми криоагентами, например гелий — твердым водородом ($T = 8 \div 14$ К), а азотометаном ($T = 90 \div 60$ К). Расчеты показывают, что использование на гелиевых системах ($T = 4,2$ К) экрана из твердого водорода дает возможность при времени криостатирования до 30 сут снизить массу АК в целом примерно в 2 раза. Специфика расчета и конструкции АК с твердыми криоагентами рассматриваются в гл. 4.

Приведенные на рис. 2.8 массовые характеристики рассчитаны исходя

Рис. 2.9. Зависимость оптических свойств излучателя от его равновесной температуры T_p (A_1 — эффективная площадь поверхности излучателя; A_2 — площадь поверхности, обращенной в космическое пространство)



из предположения, что $T_{0,c} = T_n = 293$ К, где T_n — температура излучателя. Вместе с тем, поскольку значение $T_{0,c}$ на летательных аппаратах может варьироваться, то в каждом конкретном случае она должна определяться таким образом, чтобы обеспечивать получение минимальной массы (объема) АК в целом при прочих равных условиях.

Очевидно, что масса и объем систем с конденсированным криоагентом в первом приближении линейно зависят от $T_{0,c}$. Поэтому относительно минимальные массы (объема) могут быть получены при размещении АК вне летательного аппарата, когда на наружной поверхности теплоизоляционного кожуха устанавливается более низкая равновесная температура T_p . Значения T_p в зависимости от оптических свойств поверхности системы и ее конфигурации приведены на рис. 2.9 (для условия околоземных орбит) [77].

Влияние $T_{0,c}$ на характеристики АК с электроприводом сложнее, так как снижение $T_{0,c} = T_n$ ведет не только к уменьшению массы (объема) собственно криорефрижератора и источников питания, но и к увеличению массы (объема) излучателя. Оптимальная температура излучателя $T_{n,opt}$ определяется, очевидно, равенствами $\partial M_p / \partial T_n = 0$ или $\partial V_p / \partial T_n = 0$. Так, значения $T_{n,opt}$ исходя из условия $\partial M_p / \partial T_n = 0$ можно найти по формуле

$$T_{n,opt} = B + \sqrt{(A/G) [B - (1 - \eta_e) T_0]}, \quad (2.17)$$

где

$$A = \frac{1}{\epsilon c} \frac{T_{n,2} - T_{n,1}}{(T_{n,2}/100)^4 - (T_{n,1}/100)^4};$$

$$B = T_{n,1} - A [\epsilon c (T_{n,1}/100)^4 - q_n];$$

здесь $T_{n,1}$ и $T_{n,2}$ — граничные значения относительно небольшого интервала изменения температуры излучателя; q_n — поглощаемая часть наружного теплового потока, отнесенная к единице площади поверхности излучателя; c — коэффициент теплового излучения абсолютно черного тела; $G = (g + \Delta \eta_e) / g_n$ ($\Delta \eta_e$ — изменение КПД криорефрижератора при изменении температуры окружающей среды, равной температуре излучателя, от $T_{n,1}$ до $T_{n,2}$, g_n — относительная масса излучателя).

Анализ зависимостей вида (2.17) показывает, что при неизменном значении q_n , т.е. определенных отношениях a/ϵ и орбите полета аппарата, значение КПД современных криорефрижераторов (в диапазоне $\eta_e < 0,2$) не оказывает существенного влияния на температуру $T_{n,opt}$.

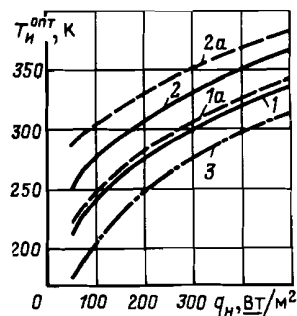


Рис. 2.10. Зависимость $T_{и}^{опт}$ от q_n :
 $1 - T_0 = 4,2 \text{ К}, g = 0,3 \text{ кг/Вт}; 1a - T_0 = 4,2 \text{ К}, g = 0,03 \text{ кг/Вт}; 2 - T_0 = 20 \text{ К}, g = 0,3 \text{ кг/Вт}; 2a - T_0 = 20 \text{ К}, g = 0,03 \text{ кг/Вт}; 3 - \text{равновесная температура}$

Рост удельного теплового потока q_n приводит к увеличению необходимой площади поверхности излучателя и, следовательно, оптимального значения $T_{и}^{опт}$. К увеличению $T_{и}^{опт}$ ведет также любое снижение массы самого криорефрижератора и источников питания, в частности вследствие работы при более высоком значении T_0 или использовании более высокоэффективных источников питания. Характер изменения $T_{и}^{опт}$ в зависимости от q_n , уровня криостатирования T_0 и удельной массы источников питания показан на рис. 2.10. Соответствующее изменение массы АК иллюстрируется рис. 2.11.

Как и следовало ожидать, масса АК в 5–10 раз больше, чем масса собственно криорефрижераторов, удельные показатели которых приведены на рис. 2.4. Эти цифры наглядно подчеркивают значение организации подвода энергии к АК и отвода энергии от него на массовые, а также объемно-габаритные показатели. Относительные расчетные доли составляющих в общей массе АК любого типа показывают (табл. 2.2), что основную часть массы микрокриогенных систем составляют источники электроэнергии. При этом доля $M_{и.п}$ практически не зависит от уровня криостатирования, а определяется в основном удельной величиной g , а также условиями полета (q_n). Так, для установки с $Q_0 = 1 \text{ Вт}$ доля $M_{и.п}$ может составлять 75–85% массы АК при $g = 0,3 \text{ кг/Вт}$ и 35–50%

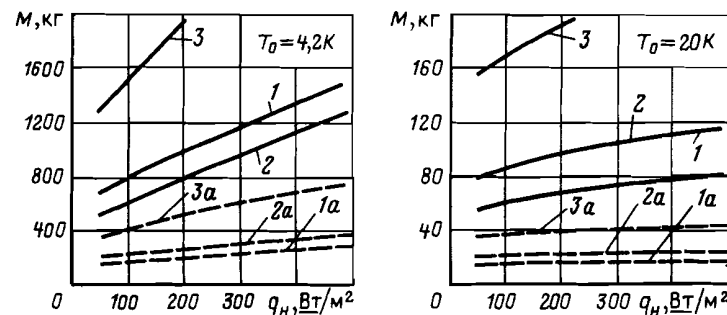


Рис. 2.11. Зависимость массовых характеристик АК от q_n при разных значениях T_0 :

$1a - Q_0 = 1 \text{ Вт}, g = 0,03 \text{ кг/Вт}; 1 - Q_0 = 1 \text{ Вт}, g = 0,3 \text{ кг/Вт}; 2a - Q_0 = 2 \text{ Вт}, g = 0,03 \text{ кг/Вт}; 2 - Q_0 = 2 \text{ Вт}, g = 0,3 \text{ кг/Вт}; 3a - Q_0 = 5 \text{ Вт}, g = 0,03 \text{ кг/Вт}; 3 - Q_0 = 5 \text{ Вт}, g = 0,3 \text{ кг/Вт}$

50

Таблица 2.2. Относительные расчетные доли составляющих в общей массе АК, имеющих холодопроизводительность 1 Вт

Характеристика АК	Относительный теплосъем с излучателя $q_n, \text{ Вт/м}^2$					
	50		250		500	
Температура криостатирования, К	4,2	20	4,2	20	4,2	20
Удельная масса источника питания $g, \text{ кг/Вт}$	0,30	0,03	0,30	0,03	0,30	0,03
Доля в общей массе системы:						
$M_{и.п}, \%$	75	35	74	39	82	41
$M_{и}, \%$	20	39	19	26	12	30
$M_p, \%$	5	26	7	35	6	29

при $g = 0,03 \text{ кг/Вт}$. С увеличением Q_0 в связи с соответствующим ростом эффективности криогенных систем доля $M_{и.п}$ в суммарной массе АК, естественно, снижается, а M_p увеличивается. Тем не менее доля $M_{и.п}$ остается весьма существенной.

В связи с этим представляет интерес применение на летательных аппаратах рефрижераторов с источниками энергии другого типа — с автономными источниками теплового потока. Привод криорефрижератора в этом случае может осуществляться от теплового двигателя, например от двигателя Стирлинга [86], полностью исключаяющего потребности в электроэнергии. Вместе с тем для микросистем могут применяться и более простые в конструкционном отношении, а следовательно, и более надежные термомеханические нагнетатели (ТМН) [1], сорбционные компрессоры [89] или термотрансформаторы Вюлемье с относительно небольшим потреблением электроэнергии. Экспериментальные исследования ТМН и установки Вюлемье показали [35], что затраты электроэнергии при их использовании примерно на порядок меньше тех, которые необходимы для криорефрижераторов с электроприводом, но необходимые тепловые потоки больше.

В общем случае масса АК с тепловым приводом будет, очевидно, определяться не тремя, а четырьмя составляющими:

$$M = M_p + M_{и} + M_{и.п} + M_n, \quad (2.18)$$

где M_n — масса источника теплоты.

Собственно криорефрижератор при этом состоит практически из тех же элементов, что и любая криогенная установка. Поэтому его масса M_p будет примерно такой же, что и криорефрижераторов с электроприводом. Это, в частности, подтверждают весьма немногочисленные данные по термотрансформаторам Вюлемье, приведенные на рис. 2.5 (подробнее о них сказано в § 4.3).

Вторая составляющая в выражении (2.18) — масса излучателя теплоты M_n — будет определяться теми же удельными характеристиками, что и при

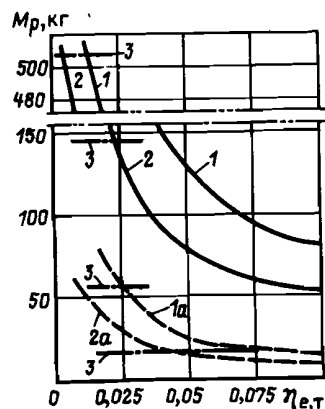


Рис. 2.12. Зависимость массы теплоиспользующих АК от их $\eta_{e, t}$:

1 — $T_0 = 4,2 \text{ К}$, $g = 0,3 \text{ кг/Вт}$; 1а — $T_0 = 4,2 \text{ К}$, $g = 0,03 \text{ кг/Вт}$; 2 — $T_0 = 20 \text{ К}$, $g = 0,3 \text{ кг/Вт}$; 2а — $T_0 = 20 \text{ К}$, $g = 0,03 \text{ кг/Вт}$; 3 — масса рефрижератора с электроприводом при соответствующих T_0 и g

использовании установок с электроприводом. Различие в массах M_n для разных типов АК обусловлено практически только абсолютными значениями тепловых потоков, сбрасываемых через излучатель. В связи с этим целесообразность применения АК с термическими источниками энергии

будет определяться тем, насколько уменьшение массы требуемых электроисточников $M_{и.п.}$ перекроет увеличение общей массы АК в результате действия двух составляющих. Первая составляющая — масса источника теплоты M_n , вторая — существенное увеличение массы M_n вследствие больших тепловых потоков, сбрасываемых через излучатель. При этом, естественно, значения составляющих $M_{и.п.}$, M_n и M_n зависят в значительной степени от КПД системы.

На рис. 2.12 представлены расчетные значения массы АК с автономным тепловым приводом в зависимости от их эксергетического КПД $\eta_{e, t}$ при холодопроизводительности $Q_0 = 1 \text{ Вт}$ и температуре 4,2 и 20 К. Здесь же представлены массовые характеристики аналогичных систем с электроприводом. При расчетах было принято $g_n = g_i = 6 \text{ кг/м}^2$, $g = 0,30 \text{ кг/Вт}$ (солнечные батареи) и $0,03 \text{ кг/Вт}$ (реакторы-турбогенераторы) [77], причем при $g = 0,03 \text{ кг/Вт}$ $M_n = 0$. Для плоского радиационного теплообменника-нагревателя принято $T_n = 600 \text{ К}$ при теплосъеме $q_n = 310 \text{ Вт/м}^2$ (материал — полированный алюминий с $\alpha = 0,26$ и $\epsilon = 0,04$) [58]. Графики на рисунке показывают, что если АК с термическим приводом будут иметь такой $\eta_{e, t}$, как и современные рефрижераторы с электроприводом (в частности, при $Q_0 = 1 \text{ Вт}$, $\eta_{e, t} = 0,04$ при $T_p = 4,2 \text{ К}$; $\eta_{e, t} = 0,07$ при $T_p = 20 \text{ К}$), то их масса может быть на 30–50% меньше, чем систем с электропитанием. Приведенные значения $\eta_{e, t}$ — не предел для термических АК. Исследования [35] показали, что даже экспериментальные, далекие от технического совершенства модели компримирующих устройств термического действия, обеспечивающих повышение давления криоагента за счет теплоты, а не механической (электрической) энергии, имели эффективность выше, чем многие микрокомпрессоры объемного действия такой же эксергетической производительности. Очевидно, что более высоким КПД термокомпрессоров будет соответствовать и большая эффективность криогенных систем в целом.

В заключение еще раз отметим, что приведенные на рис. 2.8, 2.11 и 2.12 характеристики могут служить лишь для качественной, предварительной оценки масс АК, поскольку в расчетах использовались показатели существующих, в основном стационарных, установок и приняты радиа-

ционные теплообменники простейшей формы. Резервы улучшения массовых и объемно-габаритных характеристик АК с замкнутым процессом далеко не исчерпаны. К ним относится прежде всего повышение энергетической эффективности криорефрижераторов. Существенный эффект могут также дать и другие инженерные решения: применение ЕАКС автономных объектов, использование оптимальных форм радиационных поверхностей, проектирование элементов АК из более легких конструкционных материалов. Основное внимание в последующих главах уделено первому из этих направлений. Очевидно, что увеличение η_e криорефрижератора влечет за собой основную долю улучшения и массогабаритных показателей АК.

2.4. Время выхода на режим.

Независимо от вида и назначения криогенной установки время пускового режима t_p определяется исходя либо из требований к сроку подготовки объекта к работе, либо из условия минимизации непроизводительной затраты энергии. Необходимо также учитывать ухудшение массогабаритных показателей, связанное с пусковым режимом. В зависимости от типа АК один из этих показателей становится более весомым.

В обоих случаях основой для определения t_p служат: энергетический баланс криогенной системы совместно с криостатируемым объектом (или без него, если объект на время пуска отключается), связывающий количество вырабатываемого холода и его расход; условия передачи холода при запуске системы.

При определении пускового периода АК часто можно пренебречь условиями теплообмена. Это связано тем, что тепловой КПД теплообменных аппаратов как в ступенях охлаждения, так и в ступени использования охлаждения криорефрижераторов бывает весьма высоким ($\eta_t \geq 0,97$). Поэтому время пуска определяется прежде всего интегрированием составляющих энергетического баланса.

Для элементарного отрезка времени действительно уравнение

$$dQ_x = dQ_0 + dQ_k + dQ_{кр} + dQ_{т.и} + dQ_n, \quad (2.19)$$

где Q_x — полное количество генерируемого холода; Q_0 — теплота, выделяемая криостатируемым объектом (равная полезной холодопроизводительности); Q_k и $Q_{кр}$ — количество холода, расходуемого на охлаждение элементов криоблока и криоагента соответственно; $Q_{т.и}$ и Q_n — потери холода вследствие теплопритоков и недорекуперации.

Величина Q_x определяется конкретным типом АК; ее расчет рассматривается в литературе [52] и ниже при рассмотрении соответствующих типов рефрижераторов.

Составляющие правой, расходной части равенства (2.19) могут быть разделены на две группы: потери холода и расход холода на охлаждение элементов АК. Потери холода (Q_0 , $Q_{т.и}$, Q_n)* можно существенно уменьшить, повышая техническое совершенство теплообменной аппаратуры и

* В период пуска величина Q_0 играет ту же роль, что и $Q_{т.и}$.

теплоизоляции, временного отключения тепловыделяющих элементов объекта криостатирования. В современных АК потери холода в период пуска составляют относительно небольшую часть Q_x .

Составляющие второй группы (Q_k и $Q_{кр}$) отличаются от составляющей первой тем, что они в принципе полностью не устранимы, хотя и могут варьироваться соответствующим подбором конструктивных материалов (Q_k) и выбором технологического режима работы установки ($Q_{кр}$). Поэтому возможности существенного снижения пускового периода τ_p уменьшением расхода холода, и прежде всего уменьшением теплоемкости конструкции криоблока, ограничены.

Наряду с уменьшением Q_k и $Q_{кр}$ для снижения τ_p широкое применение находит другой путь — временное повышение количества вырабатываемого холода Q_x до уровня выше номинального, определяемого стационарным рабочим режимом. Это требует увеличения мощности машинного оборудования, площади поверхности теплообменников, установки дополнительных пусковых линий, приборов контроля и управления. Таким образом, реализация возможности форсирования величины Q_x не проходит бесследно, а отражается на энергетических, массовых и объемно-габаритных показателях АК. Поэтому при номинальном расчетном режиме работы АК ее удельные показатели будут несколько хуже, чем они могли быть при отсутствии форсирования Q_x . Таким образом, возможностью существенного снижения τ_p сопряжена, как правило, с необходимостью ухудшения некоторых технических показателей, роль которых определяется в значительной степени временем эксплуатации АК.

Рациональная степень увеличения холодопроизводительности и, следовательно, соответствующего снижения τ_p зависит фактически от времени непрерывной работы АК. Чем длиннее ее рабочая кампания, тем относительно важнее удельные показатели рабочего режима и поэтому допустимое превышение Q_x над номинальным значением меньше. И наоборот, чем меньше время непрерывной работы АК, тем большее Q_x может быть допущено.

В современных автономных криорефрижераторах малой мощности величина τ_p находится в пределах от нескольких долей секунды до 2–3 ч [52]. При этом меньшее значение τ_p относится, как правило, к микро-системам при времени их непрерывной работы до нескольких минут, а большие — к АК с продолжительностью работы, составляющей несколько десятков и сотен часов.

Все изложенные положения не относятся к системам, действие которых основано на аккумуляции холода при требуемой T_0 ; практически они имеют постоянную готовность к работе.

2.5. Надежность криорефрижераторов

Надежность работы АК характеризуется, как отмечалось выше, прежде всего наработкой на отказ и общим ресурсом. Первый показатель определяет время непрерывной работы АК, а второй — общую жизнеспособность системы. Высокие требования по надежности, предъявляемые к АК, обусловлены помимо общих и специфическими факторами.

Многие автономные объекты характеризуются, как уже указывалось, либо ограниченными возможностями обслуживания и ремонта, либо полным их отсутствием. Аварийный выход из строя одного АК приводит к более тяжелым, чем в стационарных условиях, последствиям, обусловленным значительным ухудшением, а чаще всего прекращением функционирования целого объекта на длительное время. Повышение надежности системы посредством ее полного или частичного дублирования не всегда допустимо вследствие резкого ухудшения ее массовых и объемно-габаритных показателей.

Время непрерывной работы, как и ресурс АК в целом, зависит от многих причин, которые можно объединить в две группы: условия эксплуатации, нарушения нормального функционирования системы. Для многих объектов применение криорефрижераторов ограничено по времени, причем эти ограничения могут быть как выше, так и ниже технических возможностей АК. Условия эксплуатации определяют также возможность и целесообразность одно- или многократного использования АК.

Продолжительность непрерывной работы, как и ресурс, обусловленные требованиями объекта применения АК — это обычно четко определенные величины, которые лежат в основе выбора типа криогенной установки и ее расчета.

Вместе с тем временные показатели надежности АК зависят и от обеспечения нормального функционирования систем. Причин, вызывающих их преждевременную остановку, две: нарушение технологического режима работы и технические неисправности системы.

Нарушения технологического режима при грамотном обслуживании техники обусловлены чаще всего недостаточной очисткой криоагента, что приводит к временному сбою режима работы устройства внутреннего охлаждения, а иногда и теплообменной аппаратуры. Такие нарушения возникают относительно редко и могут устраняться в ряде случаев без отогрева криоблока. Могут быть и более серьезные случаи, приводящие к таким техническим неисправностям, для ликвидации которых требуется полный или частичный демонтаж установки.

Остановки криогенного оборудования вследствие технических неисправностей разного рода возникают существенно более часто, чем из-за нарушения технологического режима. Статистика здесь практически отсутствует и не дает возможности сделать обобщенные выводы по разным классам АК.

В связи с этим представляют определенный интерес результаты специального анализа, проведенного в США с целью выявления основных причин выхода из строя криогенных установок [86]. Были проанализированы данные по эксплуатации 250 стационарных криогенных установок, работающих на температурных уровнях 4,2–20 К. Установки наработали в общей сложности 1 млн. ч. Несмотря на то что анализ коснулся только стационарных систем, его результаты с известной осторожностью можно, по-видимому, экстраполировать и на АК. Эта возможность обусловливается тем, что АК в США выпускают те же фирмы, что и стационарные установки, и поэтому для них характерен в целом тот же уровень технологии изготовления.

Статистика показала, что доля вынужденных остановок криогенного оборудования, вызванных нарушением технологического режима, к их полному числу не превышала 18%. При этом условно усредненное время работы одной установки на отказ только по этой причине составило более 11 000 ч. Остальные 82% аварийных отказов были вызваны техническими неисправностями, в том числе: 46% — недостаточная смазка и износ уплотнений в машинах; 21% — нарушение вакуума в системах теплоизоляции; 15% — выход из строя теплообменной аппаратуры вследствие нарушения плотности паяных и сварных швов.

Усредненный ресурс работы установок, определяемый техническими неисправностями, составил около 2 000 ч. После ликвидации неисправностей, т.е. после соответствующей доводки этих же установок, усредненное межаварийное время работы увеличилось примерно до 12 000 ч. Нет оснований считать, что в АК предельные значения этой величины должны быть ниже.

Приведенные данные позволяют дать достаточно объективную оценку надежности криогенных систем различных типов. Очевидно, наиболее надежны те системы, в которых либо вообще не используются элементы с механически движущимися частями (машины), либо такие, в которых отсутствуют низкотемпературные движущиеся элементы. Поэтому ресурс установок с разомкнутым процессом, действие которых основано на использовании предварительно аккумулированного криоагента (системы дроссельные без СПТ, жидкостные и сублимационные), определяется, как правило, не вероятностью технической неисправности, а условиями эксплуатации и тем временем работы, при котором эти системы имеют относительно лучшие удельные массогабаритные показатели (при однократной заправке). При возможности многократной дозаправки общий ресурс систем с предварительно аккумулированным криоагентом соответственно возрастает.

Из систем с замкнутым процессом наиболее надежны те, которые не содержат машин ни в криоблоке (в СПО и СОО), ни в СПТ. К ним относятся, например, рефрижераторы с термохимическим (адсорбционным) компрессором. Второе место занимают системы с машинами в СПТ (с электромеханическими или термокомпрессорами), но без машин в СПО и СОО; затем следуют установки, где используются машины с нестационарными потоками (типа Стирлинга, Вюлемье и т.п.), и, наконец, такие, в которых используются машины как в СПТ, так и низкотемпературные машины в СПО или (и) в СОО (например, детандеры).

Весьма надежными и имеющими длительный ресурс работы будут, по-видимому, системы на основе магнито- и электрокалорических эффектов. При этом, если системы с разомкнутым процессом конкурентоспособны по массогабаритным показателям только при холодопроизводительности, не превышающей долей ватта ($Вт$), то некоторые типы МК и ЭК систем могут быть в перспективе эффективно использованы при относительно больших Q_0 .

В гл. 3–6 все упоминающиеся в этой главе АК описаны более подробно.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

КРИОРЕФРИЖЕРАТОРЫ ЗАМКНУТОГО ТИПА СО СТАЦИОНАРНЫМИ ПОТОКАМИ (R_s)

3.1. Общие сведения

В главе рассматриваются рефрижераторы со стационарными потоками, относящиеся к классу установок с замкнутым процессом, т.е. такие, у которых рабочее тело из системы не выводится*.

Принципиальная обобщенная схема такого рефрижератора соответствует описанной в § 1.2 и показана на рис. 1.3.

Стационарность параметров потоков в ступенях и между ними даже в период установившегося режима не абсолютна, поскольку в пределах элементов каждой ступени такой стационарности может и не быть. Так, если СПТ представляет собой поршневой компрессор, то в процессе сжатия газа, естественно, нет стационарности параметров. Однако на всасывании и нагнетании с учетом влияния ресиверов потоки можно считать квазистационарными. Аналогичная картина может быть в ССО и СПО, например при использовании поршневого детандера. В других случаях, например при использовании турбомашин в СПТ, СПО и СОО, стационарность потоков поддерживается во всех без исключения точках схемы.

Рефрижераторы со стационарными потоками могут быть выполнены как с охлаждаемой, так и с неохлаждаемой СПО.

Неохлаждаемая СПО рефрижератора представляет собой один или несколько противоточных теплообменных аппаратов, предназначенных для внутреннего теплообмена между более холодным обратным потоком рабочего тела и прямым потоком, поступающим в СОО. Таким образом, задача неохлаждаемой СПО заключается в регенерации эксергии. Никакого другого, кроме теплообмена, способа охлаждения прямого потока в СПО такого типа нет.

В охлаждаемой СПО увеличение эксергии охлаждаемого потока, направляемого в СОО, происходит не только посредством регенеративного теплообмена, но и охлаждением от дополнительного источника холода, в качестве которого, например, могут быть применены рефрижераторы любого типа. Для этой же цели могут быть использованы и включаемые в СПО детандеры. Естественно, что возможности повышения эксергии охлаждаемого потока в этом случае существенно шире, чем в варианте с неохлаждаемой СПО.

СПТ рефрижераторов со стационарными потоками и замкнутым процессом могут быть самыми различными при одном и том же криоблоке (СПО + СОО + СИО). Поэтому в двух последующих параграфах рассматриваются и сопоставляются только криоблоки. Различные виды СПТ рассмотрены в § 3.4.

Остановимся на общих характерных типах и особенностях рефрижераторов с неохлаждаемой и охлаждаемой СПО с тем, чтобы определить области их предпочтительного применения.

* Установки класса R_s с разомкнутым процессом рассматриваются в гл. 5.

3.2. Рефрижераторы с неохлаждаемой СПО

Эти рефрижераторы различаются по типу СОО. В качестве СОО могут быть использованы: дроссель (рис. 3.1, а), дроссель в сочетании с эжектором (рис. 3.1, б) и детандер (рис. 3.1, в). В дальнейшем для краткости в зависимости от типа СОО будем называть рефрижераторы соответственно дроссельного, эжекторно-дроссельного и детандерного видов.

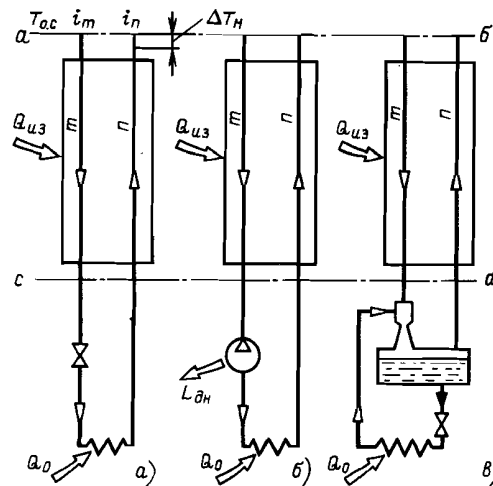


Рис. 3.1. Принципиальные схемы криоблоков с неохлаждаемыми СПО:

а - дроссельная СОО; б - эжекторно-дроссельная СОО; в - детандерная СОО

Дроссельные системы. Один из самых простых рефрижераторов - дроссельный, работающий по циклу Линде (рис. 3.1, а, 3.2). Получение холода в таких рефрижераторах основано на сочетании процессов регенеративного теплообмена и дросселирования. Поэтому в дальнейшем будем называть их дроссельными регенеративными системами (ДРС). Особенности работы ДРС можно проследить, проанализировав энергетический баланс криоблока*.

Для единицы массы потока криоагента можно записать

$$q_0 = \Delta i_T - \Delta i_H - q_{из}, \quad (3.1)$$

где Δi_T - изотермический дроссель-эффект; Δi_H - недорекуперация; $q_{из}$ - суммарный теплоприток через изоляцию к криоблоку, который условно отнесен к теплообменнику.

Из уравнения (3.1) следует, что в рефрижераторах с дроссельной СОО полезная холодопроизводительность может быть получена только в случае применения рабочих тел с положительным дроссель-эффектом $\Delta i_{T_{0.c}} > 0$ при $T_{0.c}$. Чем больше Δi_T , тем большую при прочих равных условиях теплоту q_0 можно отвести от криостатируемого объекта.

* Криоблоки ДРС как замкнутого, так и разомкнутого типа в принципе одинаковы, разница определяется только видом СПТ и выбором параметров рабочего тела. Термодинамический анализ ДРС разомкнутого типа приведен в гл. 4.

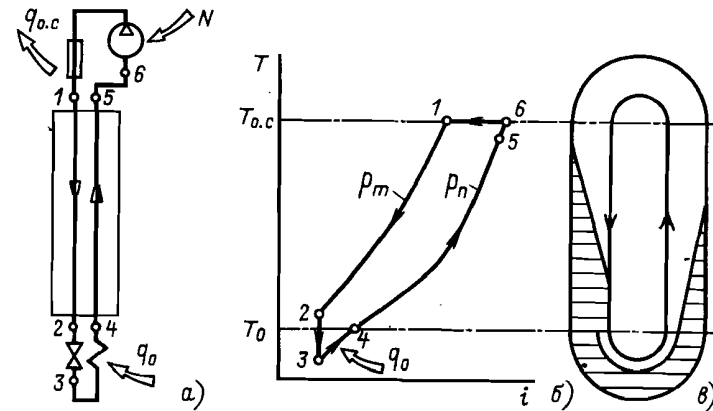


Рис. 3.2. Схема ДРС (а), работающей на смеси, процессы в диаграмме T, i (б) и изменение фазового состояния рабочего тела (в)

Широко распространенные криоагенты - гелий, водород, неон - при температурах окружающей среды имеют $\Delta i_{T_{0.c}} < 0$ и поэтому не могут быть использованы в рефрижераторах такого вида. Все известные вещества, обладающие положительным дроссель-эффектом при $T_{0.c}$, имеют температуры кипения выше 60 К. Следовательно, в дроссельных рефрижераторах с неохлаждаемой СПО минимально достижимый температурный уровень криостатирования при использовании жидких криоагентов ограничен этим условием.

Из известных смесей веществ, имеющих $\Delta i_{T_{0.c}} > 0$, наиболее низкой температурой кипения обладает эвтектическая смесь азота и кислорода (около 80% O_2 и примерно 20% N_2) [110]. Температура тройной точки такой смеси составляет около 50 К и, по-видимому, близка к нижнему температурному пределу возможной работы рефрижераторов дроссельного вида с неохлаждаемой СПО.

Из чистых веществ, обладающих $\Delta i_{T_{0.c}} > 0$, только кислород и некоторые смеси, его содержащие, имеют близкую к этому пределу тройную точку. Однако использование таких рабочих тел в рефрижераторах замкнутого типа затруднительно вследствие низких давлений обратного потока p_H , необходимых для испарения рабочего тела при этих температурах. Давление испарения, например, O_2 при 55 К составляет всего около 184 Па (около $1,8 \cdot 10^{-4}$ Па), что неприемлемо ни для компрессора, ни для теплообменника. В системах разомкнутого типа (§ 5.4) пониженное давление обратного потока в некоторых пределах может быть использовано.

При работе на чистых веществах энергетическая эффективность ДРС, которая определяется эксергетическим КПД η_e , в принципе не может быть высокой. Для ДРС значение η_e можно записать так:

$$\eta_e = \frac{l_K - d_T - d_D}{l_K} = \frac{q_0 |\tau_e|}{l_K}, \quad (3.2)$$

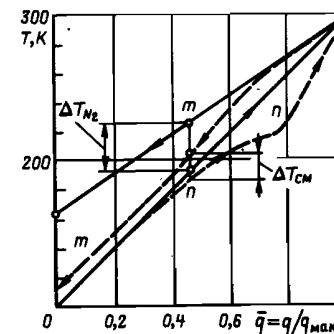
где l_k — удельная работа, подведенная в СПТ (в компрессоре); d_t, d_d — потери эксергии при теплообмене в СПО и дросселе, который представляет собой СОО. Для чистых веществ с $\Delta T_{0,c} > 0$ теплоемкость c_{pm} прямого потока m всегда выше, чем c_{pn} обратного потока n с давлением $p_n \ll p_m$. Это приводит к относительно большой разности температур ΔT_{m-n} в сечении cd (рис. 3.1) на холодном конце регенеративного теплообменника, который представляет собой СПО. В результате сумма величин d_t и d_d становится сопоставимой с l_k , а η_e составляет не более 20% даже для предельно идеализированных циклов [31]. В таких циклах технические потери (при сжатии рабочего тела, от несовершенства теплообмена и теплоизоляции, а также вследствие гидравлических сопротивлений) пренебрежимо малы. Поэтому, несмотря на преимущества, связанные с простотой криоблока, ДРС Линде на чистых рабочих телах (например, на азоте или аргоне) практически вышли из употребления.

Энергетическая эффективность ДРС существенно увеличивается, если в качестве рабочего тела применять многокомпонентные смеси криоагентов. В этом случае можно подобрать состав рабочего тела таким образом, чтобы одновременно выполнялись условия $\Delta T_{0,c} > 0$ и $c_{pm} \leq c_{pn}$, что в принципе невозможно для чистых веществ. Выполнение этих условий достигается тем, что в состав рабочего тела вводятся высококипящие компоненты, которые конденсируются в прямом потоке и испаряются в обратном. Фазовые переходы при этом проходят в широком интервале температур $T_{0,c} \geq T \geq T_0$. Конденсация каждого из компонентов в прямом потоке проходит при давлениях больших, чем в обратном потоке. В связи с этим для каждого компонента должно выполняться условие $r_m > r_n$, где r_m и r_n — соответственно теплота фазовых переходов в прямом и обратном потоках. Такая трактовка качественно объясняет возможность выполнения условия $c_{pm} \leq c_{pn}$; на этом соотношении заметно сказывается также изменение теплоемкости конденсированной фазы и теплоты смещения компонентов в зависимости от температуры. На рис. 3.2 в диаграмме T, i (температура — энтальпия) показаны характерные точки цикла ДРС на смеси и диаграмма изменения фазового состояния рабочего тела в цикле. На диаграмме доля жидкой фазы α пропорциональна ширине заштрихованной полосы, в то время как замкнутая полоса условно показывает общее количество рабочего тела в системе [31].

Изменение соотношения теплоемкостей приводит к существенному уменьшению разности температур на холодном конце теплообменника, что отражено в координатах T, q на рис. 3.3, где штриховые линии соответствуют процессам в теплообменнике для смеси состава $z_{N_2} = 0,6$; $z_{CH_4} = 0,1$; $z_{C_2H_6} = 0,1$; $z_{C_3H_8} = 0,2$. Сплошные линии соответствуют процессам при работе ДРС на азоте.

Расстояние между линиями m и n в каждом случае показывает разность температур в соответствующем сечении теплообменника. Сопоставление результатов термодинамического анализа ДРС при работе на азоте и смеси приведено в табл. 3.1. Использование многокомпонентного рабочего тела позволяет уменьшить разность температур ΔT_{m-n} на холодном конце теплообменника, что снижает эксергетические потери в дросселе и повышает его КПД η_e, d . Это приводит к увеличению η_e ДРС в целом.

Рис. 3.3. Диаграмма T, q регенеративного теплообменника ДРС:
— азот; — — — азотно-углеводородная смесь



Потери при теплообмене в регенеративном теплообменнике несколько увеличились, хотя разность температур на холодном конце и в целом по теплообменнику уменьшилась. Это объясняется увеличением примерно в 2,4 раза тепловой нагрузки теплообменника. При работе на смеси несколько увеличиваются потери d_t при теплообмене в ступени использования охлаждения СИО, что связано с переменной температурой кипения смеси, которая приводит к увеличению разности температур между рабочим телом и объектом криостатирования. Анализ показал, что при одних и тех же значениях $T_{0,c} = 300$ К и $T_0 = 100$ К при работе ДРС на смеси КПД цикла $\eta_e = 0,34$, что в 1,6 раза больше, чем $\eta_e = 0,21$ при работе на азоте.

Применение многокомпонентных смесей в ДРС стало возможным благодаря работам отечественных исследователей. Было показано, что ДРС на смесях, работающие при $T_0 = 78 \div 85$ К, по КПД могут быть сопоставлены с другими, более сложными в конструкционном отношении типами криорефрижераторов, например такими, как газовые криогенные машины с нестационарными потоками, работающие по циклу Стирлинга. КПД ДРС, работающих на смесях, может быть выше в 3–5 раз, чем при работе на азоте. При этом оптимальные давления p_m прямого потока, при

Таблица 3.1. Характеристики идеализированных циклов ДРС (рабочее тело: $z_{N_2} = 0,6$; $z_{CH_4} = 0,1$; $z_{C_2H_6} = 0,1$; $z_{C_3H_8} = 0,2$)

Характеристика цикла	Рабочее тело		Характеристика цикла	Рабочее тело	
	азот	азотно-углеводородная смесь		азот	азотно-углеводородная смесь
p_m , МПа	20	6	l_k , кДж/кг	287,6	237,4
p_n , МПа	0,78	0,3	d_n , кДж/кг	0	0
$T_{0,c}$, К	300	300	d_t , кДж/кг (СПО)	65,7	84,3
T_0 , К	100	100	d_t , кДж/кг (СИО)	0	6,7
$\Delta T_{t,k}$, К	0	0	d_d , кДж/кг	161,1	63,6
$\Delta T_{x,k}$, К	62,5	8	η_e	0,21	0,34
Δi_t , кДж/кг	30,4	40,6			

которых η_e достигают максимума, составляют $p_m = 6,0 \div 8,0$ МПа, что в 2–3 раза ниже, чем в ДРС, работающих на азоте [31, 52].

Для широкого использования ДРС на смесях необходимо было решить две дополнительные задачи. Во-первых, обеспечить, несмотря на добавление тяжелокипящих компонентов, достаточно низкую и постоянную температуру кипения смеси в испарителе без понижения давления p_n . Во-вторых, исключить выпадение твердой фазы в холодной части СПО и в СОО.

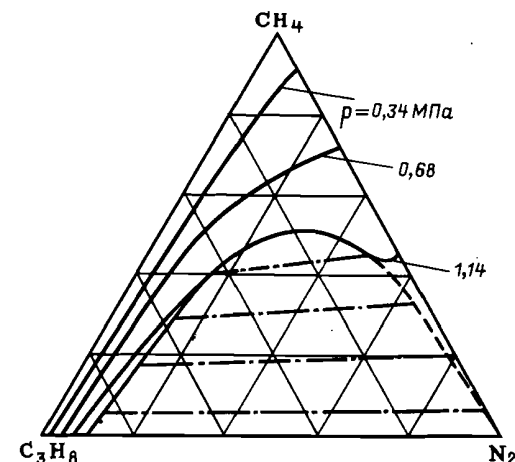
Экспериментальные исследования позволили определить [128] способы обеспечения заданной температуры T_0 в испарителе ДРС на смесях.

Первый из них основан на введении в смесь небольшого количества (2–3%) компонентов, которые не конденсируются при $T \geq T_0$, таких как неон или гелий, что позволяет понизить температуру кипения, а следовательно, и T_0 , не снижая общего давления p_n обратного потока. Растворимость таких компонентов в жидкости ничтожно мала, поэтому паровая фаза после дросселя содержит существенно больше неконденсирующегося компонента, чем исходная смесь. Соответственно снижаются парциальные давления остальных компонентов и, следовательно, температура кипения смеси. Вместе с тем добавление в смесь компонентов, имеющих при T_0 отрицательный дроссель-эффект, приводит к некоторому снижению удельной холодопроизводительности системы. Как следствие этого снижается и КПД, однако он остается все же существенно более высоким, чем при использовании чистого рабочего тела.

Другой способ поддержания низкой температуры в испарителе ДРС основан на применении смесей, формирующих гетерогенную жидкую фазу. Было известно, например [153], что при низких температурах и высоких давлениях азотно-углеводородные смеси формируют две жидкие фазы. Так, на рис. 3.4 приведена фазовая диаграмма для тройной смеси $N_2 - CH_4 - C_3H_8$, построенная по данным [153]. Точки, находящиеся внутри зоны, ограниченной штриховой линией, соответствуют составам смесей, формирующим две жидкие фазы. В результате экспериментального исследования было установлено [128], что некоторые смеси типа $N_2 - C_2H_6 - C_3H_8$ при $T = 80 \div 85$ К формируют гетерогенную жидкую фазу при низких давлениях, соответствующих давлению в испарителе ДРС. При этом одна из фаз представляет собой практически чистый азот, а вторая — смесь углеводородов с весьма малым содержанием азота. Использование таких смесей позволяет поддерживать неизменной T_0 при таких удельных тепловых нагрузках в испарителе, которые соответствуют испарению фазы, содержащей чистый азот. Таким образом, экспериментально было доказано, что применение смесей в ДРС позволяет существенно увеличить их КПД и в области температур $T_0 = 65 \div 80$ К.

Выпадение твердой фазы может быть предотвращено выбором соответствующего состава рабочего тела. Ее появление недопустимо в связи с возможностью закупорки гидравлических коммуникаций. Очевидно, в этом отношении наиболее опасен прямой поток, поскольку в регенеративном теплообменнике производится его охлаждение. Здесь твердая фаза может оседать на относительно холодных поверхностях теплообмена

Рис. 3.4. Фазовая диаграмма смеси азот – метан – пропан при $T = 113,1$ К



либо приводить к закупорке дросселя, установленного за теплообменником. Выпадение твердой фазы на поверхностях теплообмена из обратного потока практически исключается, поскольку температура поверхности выше температуры потока рабочего тела. Экспериментальным путем были подобраны смеси азота с углеводородами и фреонами, которые не образуют твердой фазы вплоть до 65 К, что близко к температуре тройной точки азота $T_{т.т} = 63,15$ К.

Для теоретической оценки максимально допустимых концентраций высококипящих компонентов в смеси необходимо построить линию ликвидус, которая соответствует началу выпадения твердой фазы из жидкости. При заданных давлении p и температуре T условия фазового равновесия эквивалентны равенству летучестей f_i каждого из компонентов в фазах $f_i^L = f_i^S$, где индексами L и S отмечены летучести соответственно жидкой и твердой фаз. Расчет летучестей f_i^L может быть проведен либо на основе одного из уравнений состояния, либо с применением коэффициентов активности γ_i компонента в растворе [74, 126]. В отличие от этого определение f_i^S пока возможно лишь на основе весьма немногочисленных экспериментальных данных.

Методы расчета летучести компонентов в твердой фазе f_i^S , а также равновесия жидкой и твердой фаз различаются [22] в зависимости от типа твердой фазы. В одних случаях она представляет собой высококипящий компонент в чистом виде. Твердую фазу могут формировать и несколько компонентов сразу, которые не смешиваются между собой. В других случаях приходится иметь дело с твердым раствором. Так, в соответствии с экспериментальными данными [116] в системе азот–метан ($N_2 - CH_4$) формируется твердый раствор. В этом случае в кристаллической решетке происходит замещение молекул одного компонента другими. Такое проникновение возможно в тех случаях, когда частицы, формирующие кристаллическую решетку, имеют одинаковые (или близкие) объемы и подобную структуру. Нам не известны данные эксперимента или теоретического анализа, свидетельствующие о возможности формирования твердых растворов в бинарных смесях азота с тяжелыми углеводородами C_mH_n при числе атомов углерода $m \geq 2$. В то же время весьма малая растворимость этих компонентов в жидком азоте [110], а также формирование гетерогенной жидкой фазы при низких температурах [19] свидетельствуют о существенных силах отталкивания разноразмерных молекул. В связи с этим формирование твердого раствора в таких смесях, по-видимому, не происходит, и в расчетах можно принять, что твердая фаза представляет собой один из чистых компонентов. Такая же предпосылка может быть сделана при расчете смесей метана с тяжелыми углеводородами, что подтверждается данными эксперимента, проведенного при $T = 90$ К [155, 156].

Результаты расчетов фазовых равновесий для азотно-углеводородных смесей, проведенных с привлечением теории регулярных растворов [123, 144], представле-

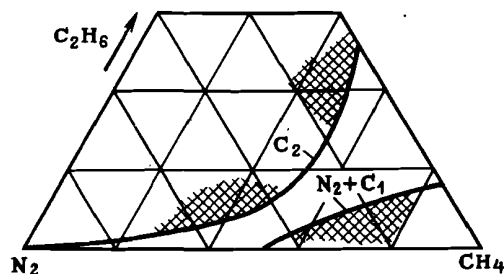


Рис. 3.6. Линии ликвидус в четырехкомпонентной смеси: заштрихованный участок — твердая фаза

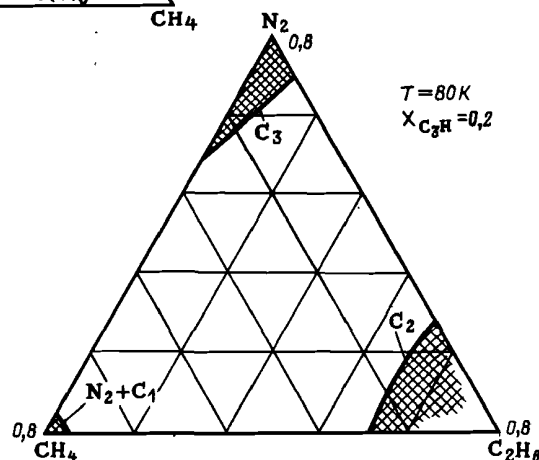
ны на рис. 3.5 и 3.6. Заштрихованная зона соответствует составам, которые при $T = 80 \text{ K}$ формируют твердую фазу. Следует отметить, что введение высококипящих компонентов, например пропана C_3 , иногда расширяет зону концентраций, при которых твердая фаза не формируется. Вопросы определения максимально допустимых концентраций высококипящих компонентов в смесях находятся еще в стадии разработки. Для окончательных рекомендаций необходимо определить число жидких фаз в системе, а также изучить влияние неравновесности потоков в системе на формирование твердой фазы.

Применение смесей позволяет не только существенно улучшить энергетические характеристики ДРС, но и повысить их надежность и ресурс. Это связано с двумя обстоятельствами. Во-первых, в дроссельных циклах на смесях температура начала образования жидкой фазы в теплообменнике выше температуры затвердевания некоторых компрессорных смазок, которые растворимы в жидкой фазе смеси. Поэтому в определенных концентрациях некоторые виды смазки могут циркулировать в системе, не накапливаясь и не выпадая в твердом виде*. Тем самым снижается часть жестких требований к компрессорам и системам очистки, характерных для криогенных систем. Во-вторых, более низкие оптимальные давления p_m прямого потока при работе на смесях позволяют упростить конструкцию компрессора.

При разработке АК дроссельные рефрижераторы могут применяться для криостатирования объектов, когда необходимо поддерживать $T_0 = \text{idem}$, например в баках, где хранятся криокомпоненты топлива. В дру-

*Такие режимы смазки широко используются в парокompрессионных холодильных установках.

Рис. 3.5. Линии ликвидус тройной смеси азот — метан — этан: заштрихованный участок — твердая фаза; C_2 — твердая фаза C_2H_6 ; $\text{N}_2 + \text{C}_1$ — твердая фаза — раствор $\text{N}_2 - \text{CH}_4$



гих случаях применение ДРС связано с отводом теплоты, распределенной в некотором, наперед заданном интервале температур. Здесь используется дополнительное преимущество ДРС на смесях, связанное с характерным для них увеличением ΔT в теплообменнике с приближением к теплому концу. Холодопроизводительность ДРС для таких режимов, распределенную по температурам в интервале ΔT , обозначим $q_{0, \tau}$. Необходимость отвода распределенной нагрузки возникает во многих случаях. Например, при охлаждении элементов радиоэлектронной аппаратуры собственные тепловыделения объекта часто пренебрежимо малы, а основная нагрузка на рефрижератор складывается из теплопритоков по тепловым мостам и через изоляцию, которые распределены в интервале температур $T_{0, \text{с}} - T_0$. При использовании ДРС в качестве контура предварительного охлаждения также необходимо проводить внешнее охлаждение основного потока в СПО на некотором интервале температур. Для отвода распределенных нагрузок необходимо так подобрать состав рабочего тела ДРС и давления p_m и p_n , чтобы свести к минимуму не только внутренние потери в цикле, но и внешние — при теплообмене с охлаждаемым объектом. Для этого распределенная холодопроизводительность ДРС $q_{0, \tau} = q_{0, \tau}(T)$ должна совпадать с эпюрой распределенной нагрузки на систему.

Соответствие между рефрижератором и объектом можно установить путем анализа процессов в диаграмме T, q , где q — тепловая нагрузка регенеративного теплообменника ДРС [21]. Для проведения анализа необходимо располагать зависимостями энтальпий прямого i_m и обратного i_n потоков от температуры $i_m = i_m(T)$ и $i_n = i_n(T)$, необходимо также задать температуры T_0 и $T_{0, \text{с}}$ и минимально допустимую разность температур $\Delta T_{m, n}$ между прямым и обратным потоками. При этом зависимости $i = i(T)$ для $p = \text{idem}$ могут быть определены по одному из уравнений состояния или из эксперимента, а минимально допустимая разность температур выбирается по технико-экономическим условиям. В общем случае суммарная холодопроизводительность q_0, Σ может быть представлена в виде суммы двух составляющих $q_{0, \Sigma} = q_0 + q_{0, \tau}$. Составляющая q_0 определяется известными методами [31, 112], для чего необходимо построить цикл в диаграмме состояния, например T, i (рис. 3.7). При использовании смесей на этом этапе анализа необходимо учитывать лишь одну особенность, которая состоит в том, что заранее нельзя определить в теплообменнике уровень температур, соответствующий минимальному значению $\Delta T_{m, n}^*$. Поэтому определение характерных точек цикла проводится методом последовательных приближений. Так, для цикла, представленного на рис. 3.7, минимальная разность $\Delta T_{m, n}$ соответствует холодному концу теплообменника $\Delta T_{\text{мин}} = \Delta T_x$.

Другая часть тепловой нагрузки — распределенная холодопроизводительность $q_{0, \tau} = q_{0, \tau}(T)$ может быть подведена к циклу только в том случае, если на первом этапе анализа установлено, что $\Delta T_{\text{т.к}} > \Delta T_{\text{мин}}$, где $\Delta T_{\text{т.к}} = \Delta T_{1,5}$ (рис. 3.8) — разность температур на теплом конце теплообменника. Холодопроизводительность $q_{0, \tau}$ может быть реализована только при $T \geq T^*$, где T^* — температура, соответствующая $\Delta T_{\text{мин}}$. Для анализируемого цикла $\Delta T_{\text{мин}} = \Delta T_x$, хотя в общем случае $\Delta T_{\text{мин}}$ может находиться и в середине теплообменника. Максимальное удельное значение $q_{0, \tau}$ соответствует отрезку 1–6 абсциссы на диаграмме T, q (рис. 3.8). Для того

*Для чистых веществ с $\Delta i_{T_{0, \text{с}}} > 0$ это сечение всегда совпадает с теплым концом регенеративного теплообменника.

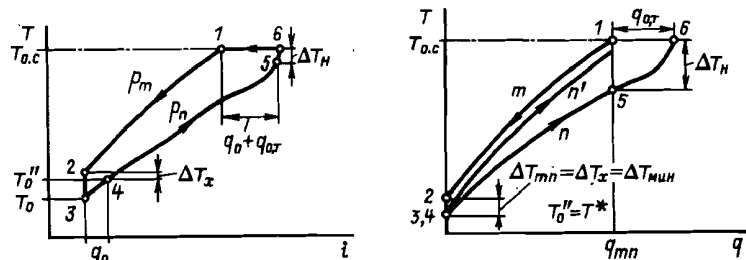


Рис. 3.7. Цикл ДРС для отвода распределенной тепловой нагрузки

Рис. 3.8. Диаграмма T, q регенеративного теплообменника ДРС с распределенной тепловой нагрузкой

чтобы определить распределение q_0, T по температурам в диапазоне $T^* - T_{o.c}$, проанализируем энергетический баланс регенеративного теплообменника. Хорошо известно, что для охлаждения потока рабочего тела в диапазоне температур $T = T_1 \div T_2$

необходимо отвести теплоту $q = \int_{T_2}^{T_1} c_p(T) dT$, где $c_p(T)$ – удельная изобарная тепло-

емкость, которая для смесей обычно существенно зависит от температуры. С учетом этого можно построить зависимость величины $q_n(T)$, которая отражает избыток холода обратного потока по отношению к прямому:

$$q_n = \int_{T^*}^{T_{o.c} - \Delta T_{\min}} c_{p_n}(T) dT - \int_{T^* + \Delta T_{\min}}^{T_{o.c}} c_{p_m}(T) dT. \quad (3.3)$$

При определении q_n графическим способом на диаграмму T, q наносится линия n' , соответствующая желаемому изменению $\Delta T_m, n$, например $\Delta T_m, n' = \Delta T_{\min} = \text{const}$ на рис. 3.8. Тогда для любой температуры величины q_n можно определить как отрезок абсциссы $[n n']$ на диаграмме T, q . Величина q_n может быть полностью реализована в виде распределенной холодопроизводительности только в том случае, когда для всех сечений теплообменника в интервале $T = T^* \div T_{o.c}$ выполняются условия $q_n > 0$ и $dq_n/dT > 0$. Иногда эти условия выполняются лишь на некоторой части теплообменника (рис. 3.9). В общем случае зависимость $q_n = q_n(T)$ может иметь максимум, соответствующий температуре $\bar{T}$ (точка c на рис. 3.9). При температурах $T > \bar{T}$ производная по температуре отрицательна. Это говорит о том, что $c_{p_n} < c_{p_m}$ и для охлаждения прямого потока необходимо использовать холод меньшего температурного уровня, чем $\bar{T}$. Значение его соответствует отрезку ac ординаты, численно равному отрезку bc . Таким образом, избыточный холод q_n обратного потока может быть реализован в виде распределенной холодопроизводительности q_0, T при температурах $T^* \leq T \leq T^{**}$. Распределение q_0, T по температурам в этом случае должно соответствовать линии lda на рис. 3.9. Часть q_0, T может быть подведена и при $T > T^{**}$ (линия 2), что снизит, однако, эксергетический КПД η_e ДРС. Во всех случаях эпюра нагрузки q_0, T на систему при выбранном составе смеси не должна пересекать линию dab .

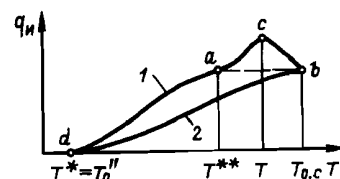


Рис. 3.9. Зависимость избытка холода обратного потока от распределенной тепловой нагрузки

Чтобы провести предварительную оценку характеристик ДРС еще на этапе проектирования, а также для предварительного выбора компонентов рабочего тела и их концентраций необходимо располагать методом расчета термодинамических свойств многокомпонентных смесей, позволяющим определить такие данные, как плотность, удельные энтальпии и энтропия. Необходимо предсказать также возможность образования гетерогенной жидкой фазы и начало выпадения твердой фазы.

Состав рабочего тела и основные параметры цикла, такие как давления p_m и p_n , обеспечивающие заданные характеристики ДРС, выбирают обычно методом последовательных приближений с использованием одного из оптимизационных алгоритмов [141]. В этом случае первостепенную важность приобретает задача определения термодинамических свойств смеси при выбранных давлениях p , температуре T и общем составе смеси z_i ($i = 1 \div m$), где m – число компонентов. Предварительные исследования ДРС на смесях показали, что интервалы изменения параметров составляют: $p = 0,38 \div 12$ МПа, $T = 65 \div 320$ К, а в качестве компонентов рабочего тела выбирают, как правило, азот или аргон в смеси с углеводородами или хладами [2,6]. Для таких условий расчет необходимых термодинамических свойств может быть проведен с использованием одного из единых уравнений состояния, которое применяют для описания как паровой, так и жидкой фаз [126, 154].

Рефрижераторы с дроссельно-эжекторной ступенью окончательного охлаждения. В рефрижераторах такого типа дроссельная СОО заменена дроссельно-эжекторной (см. рис. 3.1, а и 3.1, в). Благодаря такой замене эффективность рефрижераторов с дроссельно-эжекторной СОО в ряде случаев повышается примерно в 1,4 раза по сравнению с эффективностью рефрижераторов с дроссельной СОО, работающей при тех же параметрах.

Повышение эффективности СОО в этом случае происходит по двум причинам [31].

1. В дроссельно-эжекторной ступени кинетическая энергия расширяющегося потока пара или двухфазной смеси частично используется для сжатия эжектируемого пара. При дросселировании эта энергия, как известно, не используется.

2. Дросселирование в этом случае происходит при более низких давлениях и температурах, а рабочее тело перед дросселем представляет собой жидкость. В этих условиях КПД процесса дросселирования возрастает.

В ДРС со смесями применение дроссельно-эжекторной ступени, как правило, нецелесообразно, так как в них рабочее тело перед дросселем уже достаточно охлаждено и представляет собой жидкость.

Возможны два пути технической реализации преимуществ дроссельно-эжекторной ступени [31].

В первом из них прямой поток расширяется в эжекторе от p_m до p_n , как и при дросселировании (см. рис. 3.1, а). Однако полученная при расширении в эжекторе жидкость дросселируется до $p'_n < p_n$. Давление p'_n в испарителе поддерживается благодаря работе эжектора. В этом случае получим температуру в испарителе $T'_o < T_o$, и в соответствии с уравнением (2.7) КПД рефрижератора с дроссельно-эжекторной ступенью η'_e

будет больше η_e дроссельной ступени. Этот режим принято называть режимом T .

Второй путь использования дроссельно-эжекторной СОО состоит в том, что поток после эжектора дросселируется до давления p_n , так же как и в дроссельной ступени. Однако в этом случае после эжектора получается поток с давлением $p'_n > p_n$. Таким образом, давление обратного потока, проходящего через теплообменник, в этом случае выше, чем при использовании дроссельной СОО (см. рис. 3.1, а). Следовательно, работа, затрачиваемая на сжатие в компрессоре одного и того же количества газа, для дроссельно-эжекторной ступени будет меньше, чем для дроссельной СОО. Поэтому и КПД рефрижератора с дроссельно-эжекторной ступенью будет выше, чем с дроссельной СОО. Такой режим работы называют режимом p .

Следует заметить, что в рефрижераторах малой мощности из-за небольших расходов рабочего тела через эжектор последний трудно выполнить с высоким качеством изготовления вследствие малых размеров сопла и камеры смещения. По этой причине дроссельно-эжекторная ступень в качестве СОО практически непригодна для малых АК дроссельного типа с неохлаждаемой СПО, тем более что в области температур от 120 до 80 К они заведомо уступают ДРС на смесях.

Вместе с тем в области более низких T_0 , где необходимы низкие давления в испарителе, дроссельно-эжекторные ступени могут оказаться полезными. Они эффективны также в качестве СОО в системах с охлаждаемыми СПО и при неоновом-водородных и гелиевых температурах (в области холодопроизводительностей, требующих больших расходов рабочего тела). Подробнее об этом сказано в § 3.3.

Рефрижераторы с использованием детандеров в СОО принципиально отличаются от рассмотренных выше систем как по характеру функционирования установки, так и по специфике взаимосвязи СПО и СОО.

Из энергетического баланса криоблока детандерного рефрижератора (см. рис. 3.1, б) для 1 кг массы рабочего тела следует

$$q_0 = \Delta i_T + l_{\text{дн}} - \Delta i_n - q_{\text{из}}, \quad (3.4)$$

где $l_{\text{дн}}$ — работа, отводимая детандером из системы.

Поскольку из рассматриваемой системы (см. рис. 3.1, б) выводится энергия в виде не только энтальпии обратного потока, но и работы $l_{\text{дн}}$, генерация холода происходит независимо от знака Δi_T , так как обычно $|\Delta i_T| < l$. С этой точки зрения принципиальных ограничений в выборе рабочего тела для таких рефрижераторов нет. Естественно, в случае положительного Δi_T значение q_0 при прочих равных условиях возрастает, при отрицательном — уменьшается. Однако при понижении T_0 возникает другое ограничение, связанное с отношением удельных теплоемкостей прямого c_{pT} и обратного c_{pH} потоков.

Известно, что удельная теплоемкость реальных газов возрастает с повышением давления. Разница в удельных теплоемкостях газов, находящихся при различных давлениях, возрастает при прочих равных условиях с понижением температуры. Таким образом, при низких T_0 на холодном конце теплообменника может возникнуть такая разность ΔT_x температур, что большая доля холодопроизводительности детандера не будет полезно

использована. Другими словами, основная доля холодопроизводительности детандера будет расходоваться на покрытие потерь от необратимости теплообмена в теплообменнике.

В этих условиях эффективность рефрижератора будет снижена. Для ее повышения необходимо переходить на охлаждаемую СПО. Подробно об этом сказано в § 3.3.

Эксергетический КПД детандерного рефрижератора с неохлаждаемой СПО можно записать в следующем виде:

$$\eta_e = q_0 / |t_e| / l_k - \Sigma l_{\text{дн}}, \quad (3.5)$$

где q_0 — холодопроизводительность, определяемая из (3.4).

Работа $l_{\text{дн}}$ в АК малой мощности обычно не используется, так как небольшой энергетический выигрыш не оправдывает усложнение конструкции детандерного агрегата.

Различают адиабатные и неадиабатные условия работы детандеров*.

Обычно используют детандеры, работающие в адиабатных условиях. Для этих условий получают относительно простую конструкцию расширительной машины и несложную СИО (теплообменник нагрузки). Однако если детандер работает в области газового состояния рабочего тела, то в теплообменнике нагрузки вследствие подвода теплоты q_0 получается переменная температура рабочего тела. В том случае, если требуется постоянная температура криостатирования, между объектом и рабочим телом возникает переменная разность температур, ведущая к повышенным потерям от необратимости теплообмена в СИО. С этой точки зрения адиабатный детандер в СОО, работающий на газообразном рабочем теле, наиболее целесообразно использовать в тех случаях, когда требуется переменная температура объекта (например, в процессах охлаждения).

Если расширение в детандере заканчивается в области двухфазного (пар-жидкость) состояния рабочего тела, то изменения температуры потока в СИО можно легко избежать.

Наименьшие потери в СИО при постоянной температуре криостатирования независимо от состояния рабочего тела будут иметь место в случае использования неадиабатного детандера [121, 122]. В этом случае СОО и СИО объединяются в одну ступень (рис. 3.10). Тепловой поток подводится от криостатируемого объекта к рабочему телу непосредственно в процессе его расширения. В пределе процесс расширения в неадиабатном детандере будет изотермическим, при этом, как известно, можно отвести от объекта при прочих равных условиях максимальное количество теплоты.

Однако совмещение СОО и СИО ведет к усложнению конструкции детандера, так как необходимо организовать высокоэффективный теплообмен между объектом и расширяющимся рабочим телом. Добиться изотермичности процесса расширения на практике не удастся; тем не менее в АК малой мощности, когда охлаждаемый или криостатируемый объект может быть непосредственно размещен, например, на цилиндре поршневого детандера, конструктивные преимущества такой системы в ряде случаев очевидны. Неадиабатные детандеры конструктивно могут выполняться в виде поршневых машин так, чтобы обеспечить подвод q_0 непосредственно

* Здесь имеется в виду не отсутствие или наличие теплопритоков через изоляцию, а отсутствие подвода q_0 непосредственно к расширяющемуся газу (адиабатный детандер), или подвод теплового потока q_0 в процессе расширения (неадиабатный детандер).

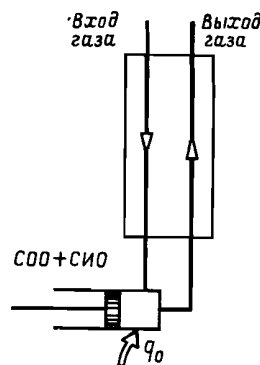


Рис. 3.10. Схема включения неадиабатного детандера

к цилиндру детандера. Иногда для увеличения поверхности теплообмена внутри цилиндра делают оребрение. Однако вследствие вихревого движения рабочего тела в цилиндре поршневого детандера [51] обеспечивается высокий коэффициент теплоотдачи к стенкам цилиндра. В таких условиях внутреннее оребрение цилиндра не вносит существенного увеличения эффективности теплообмена и в то же время усложняет конструкцию детандера.

Эксперименты показывают, что изотермический КПД неадиабатного детандера обычного поршневого типа находится в пределах 50–70% [121, 122]. Увеличение площади внутренней поверхности теплообмена цилиндра детандера может быть достигнуто также при значениях отношения L/D , существенно отличающихся от единицы. (Подробнее об этом см. § 3.4).

Оптимизация давлений p_m и p_n в рефрижераторах с детандерами в СОО несколько отличается от оптимизации этих величин в дроссельных и эжекторно-дроссельных системах. При оптимизации детандерных рефрижераторов учитывается прежде всего холодопроизводительность установок. Для относительно крупных рефрижераторов предпочтение отдается турбодетандерам, для рефрижераторов с относительно малой холодопроизводительностью – поршневым детандерам. Четкой границы между областями преимущественного использования поршневых и турбодетандеров не существует. По мере развития технологии машиностроения область применения турбодетандеров расширяется в сторону малых расходов рабочего тела [55].

При снижении расхода рабочего тела через турбодетандер резко возрастают газодинамические потери в проточной части, ведущие к существенному снижению адиабатного КПД машины. Высокие числа оборотов, вызванные малыми расходами рабочего тела, приводят к небольшим размерам рабочих колес и направляющих устройств, что в свою очередь вызывает серьезные технологические трудности при их изготовлении. Это обстоятельство пока ограничивает использование турбодетандеров в рефрижераторах малой мощности. Так, в настоящее время возможно использование турбодетандеров с приемлемым адиабатным КПД (около 40–50%) в рефрижераторах на азотный уровень температур холодопроизводительностью не меньше 10–12 Вт (нужно учитывать, что адиабатный КПД поршневых детандеров, используемых в рефрижераторах малой мощности, всегда выше, чем КПД турбодетандеров, и практически мало зависит от расхода рабочего тела).

Выбор типа детандера в свою очередь влияет на отношение давлений p_m/p_n , используемых в цикле. Обычно $p_m/p_n = 2,5 \div 6$ при использовании турбомашин и $p_m/p_n = 6 \div 10$ для поршневых машин.

Если расширение в детандере заканчивается при двухфазном состоянии рабочего тела, то p_n однозначно определяется температурой на выходе

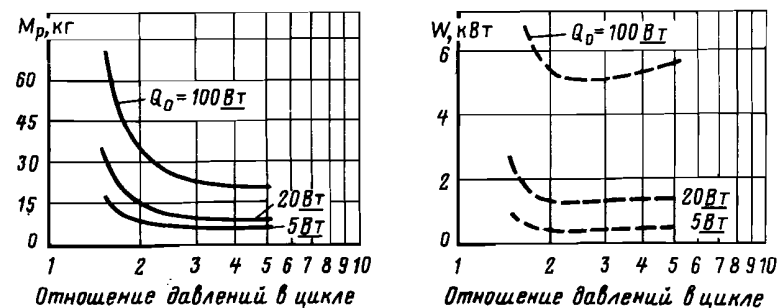


Рис. 3.11. Зависимость массы и потребляемой мощности от отношения давлений в цикле при $T = 77$ К

из машины и в конечном итоге температурой T_0 криостатирования. При работе детандера в СОО на газообразном рабочем теле p_n в конце расширения в принципе может быть любым. Однако в случае использования в СОО турбодетандера давление в конце процесса расширения должно оптимизироваться с учетом специфики работы турбомашин. Число расчетных вариантов при оптимизации параметров цикла в этом случае существенно возрастает.

В качестве примера на рис. 3.11 показаны характеристики рефрижераторов с неохлаждаемой СПО (рис. 3.1, б), предназначенных для криостатирования при температуре примерно 77 К [86]. Для обеспечения более приемлемого режима работы турбомашин давление p_n обратного потока поддерживается ниже атмосферного. В качестве рабочего тела использован гелий, поэтому детандер в СОО работает на газообразном рабочем теле. У рефрижераторов такого типа имеется оптимум отношения давлений $p_m/p_n = 2,5$, соответствующий минимуму потребляемой энергии W .

Рефрижераторы с неохлаждаемой СПО как с дроссельной или дроссельно-эжекторной, так и с детандерной СОО могут быть эффективно использованы только в АК с T_0 не ниже 60 К. При более низких T_0 возникают по причинам, указанным выше, значительные потери от необратимости в теплообменном аппарате, что существенно понижает эффективность рефрижератора в целом. В этих случаях необходимо переходить на охлаждаемые СПО, где рабочее тело прямого потока охлаждается дополнительно.

3.3. Рефрижераторы с охлаждаемой СПО

Дополнительным охлаждением рабочего тела в СПО достигаются две цели: уменьшение потерь от необратимости в криоблоке путем приближения закона изменения разности температур в теплообменных аппаратах к оптимальному закону и, если в качестве СОО используются дроссельная или эжекторно-дроссельная ступени, понижение температуры потока, поступающего в конечной теплообменник СПО до $T < T_{инв}$.

Как известно [31], оптимальный закон протекания разности темпера-

тур в СПО должен быть близким к линейному

$$\Delta T_{m-n} = a T_n, \quad (3.6)$$

где $a = 0,03 \div 0,05$ — постоянный коэффициент; T_n — температура обратного потока, К.

Выполнение этого закона практически неосуществимо, т.е. потребовало бы бесконечно большого числа дополнительных ступеней охлаждения. Практически число ступеней дополнительного охлаждения в СПО определяется компромиссом между термодинамическими и конструктивными требованиями. Увеличение числа ступеней дополнительного охлаждения в СПО при прочих равных условиях повышает энергетическую эффективность установок, но одновременно усложняет схему рефрижератора и делает ее менее надежной.

При проектировании криорефрижераторов наметились определенные закономерности, полученные на основе анализа процессов в рефрижераторах при различных температурах, а также накопленного опыта.

В зависимости от температур криостатирования соответственно применяют: одну-две ступени для неоновых и водородных и две-три ступени для гелиевых рефрижераторов. На азотном уровне, как правило, используют рефрижераторы с неохлаждаемой СПО; иногда применяется одна ступень дополнительного охлаждения. Увеличение числа ступеней выше рекомендованного лишь незначительно повышает энергетическую эффективность рефрижератора, существенно уменьшая его надежность.

В АК охлаждение в СПО можно осуществлять по-разному. Большой частью это делают с помощью машин: детандеров, включенных непосредственно в основной цикл (внутреннее охлаждение); машин с нестационарными потоками работающих по обратному циклу Стирлинга, Гиффорда-Макмагона или Вюлемье-Такониса (внешнее охлаждение).

В последнее время в связи с разработкой дроссельных систем на газовых смесях появилась возможность эффективно использовать их в СПО для дополнительного внешнего охлаждения до температур 75–80 К. Наиболее выгодно использовать газовые смеси при распределенной по температуре нагрузки (см. § 3.2).

В некоторых случаях для рефрижераторов малой мощности, применяемых в космическом пространстве, целесообразно выполнять внешнее охлаждение в СПО без дополнительных рефрижераторов или детандеров — отводом некоторого количества теплоты от прямого потока непосредственно в окружающую среду с помощью излучателей. Такое охлаждение можно производить при температурах 200–250 К; надежность установки от введения этого охлаждения СПО изменится мало. При этом, естественно, должны учитываться ориентация летательного аппарата и условия работы излучателя [86], а также массогабаритные и энергетические характеристики всей системы.

В общем случае расчет и оптимизация рефрижераторов с охлаждаемой СПО — задача значительно более трудоемкая, чем расчет и оптимизация систем аналогичного назначения с неохлаждаемой СПО. Дело в том, что как оптимальные отношения давлений P_m/P_n потоков, так и их оптимальные абсолютные значения в СПО и СОО часто не совпадают. Возни-

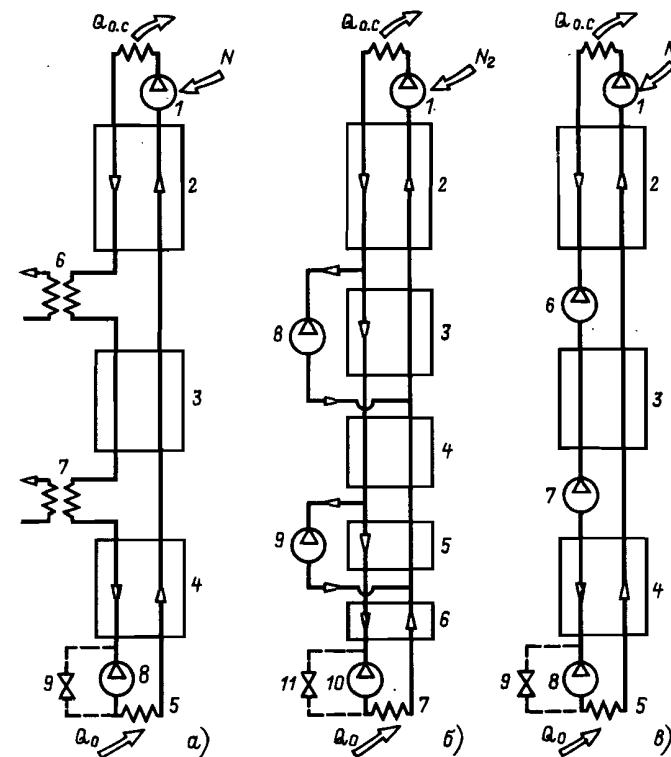


Рис. 3.12. Принципиальные схемы рефрижераторов с охлаждаемыми СПО:

а: 1 — компрессор; 2–5 — теплообменники; 6, 7 — внешние источники холода (КТМ); 8 — детандер; 9 — дроссельный вентиль; б: 1 — компрессор; 2–7 — теплообменники; 8–10 — детандеры; 11 — дроссельный вентиль; в: 1 — компрессор; 2–5 — теплообменники; 6–8 — детандеры; 9 — дроссельный вентиль

кает проблема наивыгоднейшей стыковки охлаждаемой СПО и СОО, что ведет в конечном итоге к большому числу рассматриваемых вариантов. Расчет в этом случае выполняется, как правило, с использованием ЭВМ.

В качестве примера рассмотрим результаты расчетных исследований некоторых рефрижераторов с охлаждаемой СПО.

На рис. 3.12 показаны принципиальные схемы некоторых рефрижераторов с охлаждаемой СПО. Во всех рефрижераторах, показанных на рис. 3.12, в СПО используются две ступени охлаждения. В реальных случаях число таких ступеней может быть различным. В качестве СПО используются дроссельная, дроссельно-эжекторная или детандерная ступени (на рис. 3.12 дроссельно-эжекторная СОО не показана).

Расчетные характеристики для одного из вариантов рефрижераторов показаны на рис. 3.13. Рефрижератор при температуре 4,2 К работает по схеме рис. 3.12, в с дросселем в СОО. Из рис. 3.13 видно, что как энергетические, так и массовые характеристики рефрижератора существенно зависят от отношения давлений P_m/P_n в цикле. Эта зависимость более

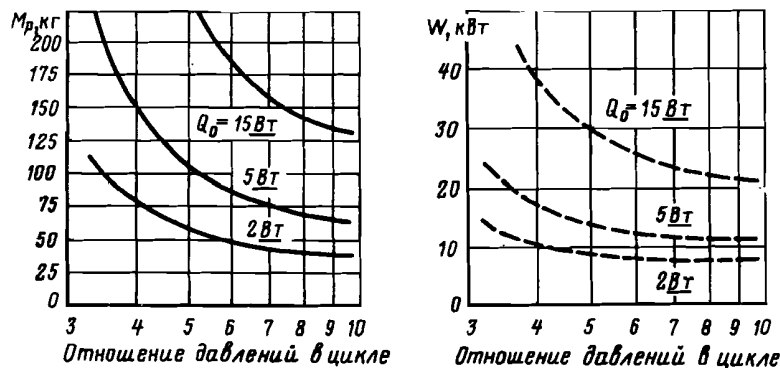


Рис. 3.13. Зависимость массы и потребляемой мощности от отношения давлений в цикле при $T_0 = 4,2$ К

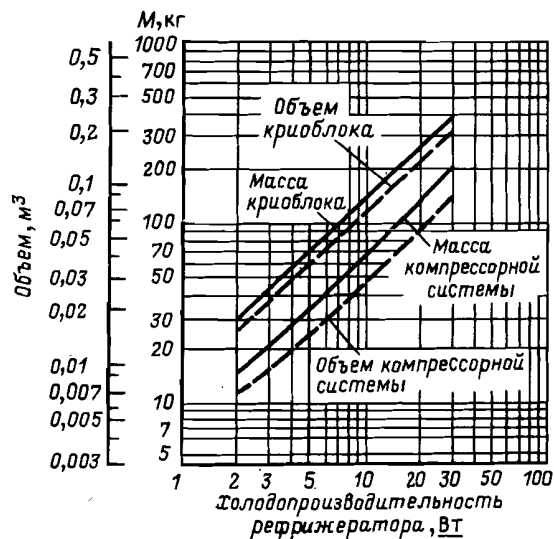


Рис. 3.14. Массовые и объемные характеристики рефрижераторов при $T_0 = 4.4$ К

резко сказывается при относительно высоких холодопроизводительностях рефрижераторов. Оптимальное отношение давлений при работе с гелием в качестве рабочего тела лежит в интервале значений 8–10.

На рис. 3.14 показана зависимость массовых и объемных характеристик гелиевого рефрижератора, работающего по схеме 3.12, α при температуре 4,4 К, от холодопроизводительности [86]. Интересно отметить, что определяет как габариты, так и массу не СПТ (компрессорная система), а криоблок, причем масса и габариты криоблока в 2–3 раза превышают соответствующие характеристики компрессорной системы*. Это пока-

*Масса и габарит источников питания не учитывались.

зывает, что наряду с совершенствованием всей системы одним из важных направлений остается совершенствование криоблока. Такое совершенствование должно проводиться в отношении как оптимизации конструкции, так и термодинамической оптимизации, что имеет большое значение для АК малой мощности, где масса источников питания особенно важна. Естественно, при этом необходимо стремиться к тому, чтобы надежность системы в целом не уменьшалась. В этом плане в последние годы достигнуты определенные успехи в части совершенствования СОО. Дроссель в качестве СОО имеет высокую надежность, но его термодинамическая эффективность в большинстве случаев все же существенно ниже, чем детандеров.

В последнее время развернуты работы по созданию таких расширительных устройств, в которых сохранялось бы основное достоинство дросселя – отсутствие механически движущихся элементов, но КПД был бы выше, чем у дросселя, приближаясь к КПД детандера. Для этого необходимо организовать (в любой форме, кроме механической) отвод энергии от расширяющегося потока.

Эта идея привела к разработке двух принципиально новых устройств внутреннего охлаждения.

Первое из них представляет собой дроссель с генератором ультразвуковых колебаний [127]. Принцип действия такого устройства можно проиллюстрировать на примере волнового преобразователя энергии с трубкой Гартмана–Шпрингера (рис. 3.15). Сверхзвуковая струя, выходящая из дроссельного сопла 1, тормозится в трубке 2 (трубке Гартмана–Шпрингера), закрытой с противоположного входа конца; при этом в трубке генерируются автоколебания столба газа. В результате взаимодействия колеблющегося газового столба с торцевой стенкой трубки происходит передача энергии от газа к стенке у закрытого ее конца и трубка разогревается. Таким образом, появляется возможность отвода энергии от расширительного устройства в виде теплового потока.

Эффективность охлаждения в таком преобразователе энергии значительно выше, чем при дросселировании. Процесс расширения в этом случае изображается на T, s -диаграмме линией, лежащей между $i = \text{const}$ и $s = \text{const}$.

В табл. 3.2 сопоставлены процессы волнового расширения с дросселированием.

Как видно из таблицы, при неизменных параметрах входа воздух, выходящий из волнового преобразователя, имеет температуру на 15 К ниже, чем при выходе из дроссельного устройства. В случае использования гелия дросселирование при начальных параметрах, приведенных в табл. 3.2, приводит к его нагреванию на 0,4 К, в то время как в волновом преобразователе энергии он может быть охлажден при тех же начальных параметрах и том же конечном давлении на 8,5 К.

Таким образом, замена дросселя волновым преобразователем не приводит к существенному усложнению конструкции расширительного устройства и уменьшению его надежности, в то же время эти преобразователи значительно повышают КПД процесса расширения. Для эффективной работы волнового преобразователя энергии его геометрические размеры должны быть оптимизированы. Оптимизации подлежат диаметры сопла и трубки, расстояние между соплом и трубкой, а также длина труб-

Рис. 3.15. Схема волнового преобразователя с трубкой Гартмана–Шпрингера в качестве резонатора: 1 – сопло; 2 – резонатор; 3 – камера, выполненная из низкотеплопроводного материала; 4 – выходной патрубок; 5 – теплоотдачик

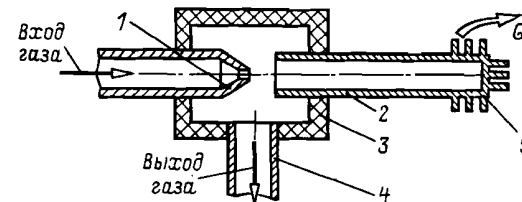


Таблица 3.2. Сравнение процесса волнового, расширения с дросселированием [127]

Расшири- тельное устройство	Реали- зуемый процесс	Газ	Параметры				$\eta^*_{ад}$
			Вход		Выход		
			T_H, K	p_H, MPa	T_K, K	P_K, MPa	
Дроссель		Воздух	292	0,4	290,7	0,1	0
		Гелий	292	0,4	292,4	0,1	0
Волновой преобразова- тель с труб- кой Гартма- на—Шпрингера	Волновое расширение	Воздух	292	0,4	275,7	0,1	18
		Гелий	292	0,4	283,5	0,1	7,5

*Отношение перепадов энтальпии в реальном и изэнтропном процессах.

ки. Кроме того, должны быть оптимизированы условия работы (P_H , T_H , P_K) волнового преобразователя в схеме установки.

Приведенные в табл. 3.2 значения $\eta_{ад}$ можно рассматривать как достигнутые только для заданных условий работы. Для других случаев они могут заметно изменяться как в ту, так и в другую сторону. Из-за отсутствия достаточного количества исследований пока можно установить лишь ориентировочные границы предельных значений $\eta_{ад}$. Учитывая КПД преобразования кинетической энергии в волновую и волновую в теплоту, можно ориентировочно установить границу максимально возможного адиабатного КПД волнового преобразователя в целом. Она находится в пределах до 50–70%. Таким образом, волновой преобразователь энергии в принципе становится по энергетической эффективности конкурентоспособным по отношению к детандерам, существенно превосходя их по надежности.

В зависимости от начальной температуры расширяющегося рабочего тела тепловой поток от волнового преобразователя может быть отведен или непосредственно в окружающую среду, или на промежуточный уровень $T < T_{0,с}$, откуда он тем или иным способом отводится в окружающую среду. В последнем случае на это потребуются определенная затрата работы.

Что касается использования отводимой энергии, то для повышения термодинамической эффективности АК малой мощности в первую очередь рассматривают отвод энергии от расширяющегося газа; ее дальнейшее полезное использование не имеет решающего значения. Поэтому для упрощения АК и повышения их надежности отведенную от расширяющегося газа энергию, как правило, полезно не используют.

Другая возможность повышения эффективности СОО без существенного уменьшения ее надежности заключается в использовании электрогазодинамического (ЭГД) принципа расширения [31].

Схема ЭГД-детандера показана на рис. 3.16. ЭГД-детандер состоит из канала 1 с размещенными в нем зарядным устройством 2 и коллектором 3.

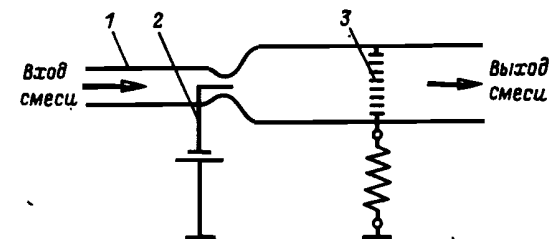
Принцип действия детандера основан на использовании движения заряженного рабочего тела в электрическом поле, препятствующем его движению. Преодолевая это сопротивление, рабочее тело производит работу, отводимую из системы в виде электрического тока.

Рабочее тело в двухфазном состоянии (пар + жидкость или пар + твердое тело) или, наконец, в газообразном виде, но с содержанием конденсированных частиц другого вещества подается в зарядное устройство 2. Здесь конденсированные частицы получают заряд и переносятся потоком в направлении коллектора.

Для зарядки частиц используются различные способы, например коронный разряд в потоке рабочего тела или радиоактивное облучение. Заряженные частицы могут быть получены и отдельно от потока-носителя, а затем введены в него.

Рис. 3.16. Схема ЭГД-детандера:

1 – диэлектрический канал; 2 – электрозаряжающее устройство; 3 – коллектор



В результате переноса заряженных частиц нейтральным газом (паром) коллектор получает заряд того же знака, что и частицы. У коллектора создается высокопотенциальное электрическое поле, препятствующее продвижению заряженных частиц по направлению потока. Таким образом, заряженные частицы тормозятся в электрическом поле на участке между зарядным устройством 2 и коллектором 3 и в свою очередь тормозят нейтральную часть потока. Энтальпия потока соответственно понижается, так как он совершает работу против сил электрического поля. Падая на коллектор, заряженные частицы отдают свой заряд (рекомбинируют), и в цепи нагрузки R возникает ток. Охлажденный в ЭГД-детандере поток рабочего тела поступает в СОО.

Эффективность ЭГД-детандера оценивается теми же уравнениями, что и эффективность механических машин (поршневого или турбодетандера), только вместо отдаваемой механической мощности учитывается электрическая. Расчеты показывают, что предельные значения КПД ЭГД-детандеров на различных криоагентах могут быть достаточно высокими, что говорит о перспективности применения таких устройств. Расчетные значения $\eta_{ад}$ ЭГД-детандеров на различных криоагентах показаны в табл. 3.3.

Важно отметить, что ЭГД-детандер может работать и при малых перепадах давлений P_H/P_H , это дает возможность создавать эффективные схемы рефрижераторов с несколькими детандерами, включенными параллельно или последовательно. Вследствие их простоты использование многих детандеров не вызовет существенного уменьшения надежности системы.

Приведенные в табл. 3.3 значения $\eta_{ад}$ получены без учета потерь на трение и при коронном заряде частиц. Заметим, что использование коронного заряда (при правильной его структуре), по предварительным данным, незначительно увеличивает энтальпию потока и тем самым мало снижает $\eta_{ад}$. Поскольку в конструкции

Таблица 3.3. Расчетные характеристики многоступенчатых гелиевого и водородного ЭГД-детандеров при криотемпературах (диаметр канала 2 мм, длина 10 мм)

Характеристика	Гелиевый детандер*	Водородный детандер**
Напряжение на коллекторе, кВ	50	75
Скорость газа, м/с	30	150
Массовая скорость, г/с	2,5	1,3
Среднее отношение давлений в одной ступени P_H/P_H	1,08	1,15
Необходимое число ступеней, шт	9	8
Холодопроизводительность, Вт	4,5	90
Адиабатный КПД, %	67	77

*Расширение производится с 0,2 МПа и 5 К до 0,1 МПа и 4,2 К.

**Расширение производится с 0,3 МПа и 24,3 К до 0,1 МПа и 20,6 К.

ЭГД-детандера нет движущихся элементов, его надежность ненамного уступает надежности дросселя. Вместе с тем эффективность СОО существенно возрастает.

В настоящее время ЭГД-детандеры находятся в стадии исследования, и для получения приведенных показателей предстоит преодолеть некоторые технические трудности, связанные с получением заряженных частиц, определением геометрических параметров канала, а также оптимальных параметров рабочего тела на входе и выходе.

Использование принципиально новых способов внутреннего охлаждения с отводом энергии в немеханической форме может повысить эффективность АК, не снижая существенно их надежности (или увеличить надежность, не ухудшая их энергетических характеристик).

3.4. Механические, тепловые и термоадсорбционные СПТ

Определяющая роль в энергетических, массогабаритных и ресурсных характеристиках большинства рефрижераторов малой мощности принадлежит ступени подготовки рабочего тела, основное назначение которой — повышение давления криоагента. В большинстве случаев эту роль выполняет машина — компрессор. Ориентировочные области применения некоторых типов компрессоров показаны на рис. 3.17.

Для повышения давления криоагентов в АК главенствующее положение до последнего времени занимают компрессоры объемного действия и среди них — поршневые машины. Основные виды конструкции машин этого типа, применяемых в микрокриогенной технике, освещены в [52].

В автономных системах наряду с поршневыми машинами иногда целесообразно применение мембранных компрессоров. Однако работа мембран в условиях знакопеременных нагрузок существенно ограничивает гарантийный ресурс этих машин [117]. Опыт эксплуатации мембранных компрессоров малой производительности показывает, что их ресурс пока не превышает 1000 ч, а регламентное обслуживание должно проводиться через несколько сот часов. Работы, направленные на увеличение ресурса этих машин, пока не дали желаемых результатов.

Относительно более высокую надежность среди машин объемного действия имеют винтовые компрессоры. Их внедрение в криогенную технику (особенно при малых производительностях) связано с некоторыми трудностями, обусловленными как технологическими особенностями изготовления, так и спецификой эксплуатации и рабочих характеристик. В частности, трудности возникают вследствие применения до последнего времени смазки в рабочей полости, относительно небольших степеней повышения давления. Для АКС более перспективны "сухие" (без жидко-

стой смазки) машины. В настоящее время предпринимаются попытки существенно упростить технологию изготовления роторов таких машин

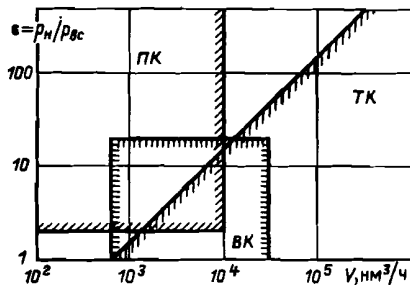


Рис. 3.17. Области применения различных типов компрессоров:

ПК — поршневые; ВК — винтовые; ТК — турбокомпрессоры

применением новых видов уплотнений, в частности дисперсного ферромагнитного материала.

Ротационные пластинчатые компрессоры, несмотря на подходящую объемную производительность (до $2 \text{ м}^3/\text{с}$), практического применения в СПТ АК не получили, так как они не работают без смазки рабочей полости и повышают давление лишь до 0,5–0,7 МПа. Однако работы по внедрению ротационных машин в криогенную технику продолжаются [84, 86].

Механические компрессоры кинетического действия (центробежные, вихревые) пока применяются в АК весьма ограниченно в силу малой эффективности при относительно небольшой объемной производительности, необходимой для работы криогенной системы. Работы, ведущиеся в этом направлении, показали, что в некоторых случаях, когда энергетические показатели отстают на второй план, а определяют применимость системы ресурсные характеристики, применение компрессоров кинетического действия может быть оправдано [86]. Последние достижения в области микрорасходных турбомашин (как компрессорных, так и расширительных) позволяют разрабатывать высоконадежные малогабаритные микрокриогенные системы на базе цикла Брайтона с использованием только центробежных машин (для температур 80–100 К) [86].

Некоторое применение получили компрессоры термического действия, повышение давления в которых осуществляется в результате подвода не механической энергии, а теплоты. Статистических данных, характеризующих работу термокомпрессоров, практически еще нет. Однако их конструкционные особенности — отсутствие механически подвижных деталей или применение вытеснителей вместо поршней — в принципе могут обеспечить высокую надежность АК в целом, а в ряде случаев и большую энергетическую эффективность, чем при использовании механических микромашин.

Совершенствование компрессоров малой производительности — проблема, которая выходит за пределы этой книги; в связи с этим ниже рассматриваются только основные направления дальнейшего совершенствования двух видов машин — поршневых компрессоров — наиболее распространенных в АК, а также некоторых новых разработок в области компрессоров термического действия. Здесь намечаются "точки роста", которые могут в ближайшее время дать существенный эффект. Многие новые машины этих типов, несомненно, найдут применение в автономных криогенных системах.

Основные направления развития поршневых компрессоров для АК. Поршневые компрессоры, как и многие другие компримирующие машины объемного действия, характеризуются существенными потерями от трения и несовершенства процесса отвода теплоты от сжимаемого газа. Потери по этим двум статьям составляют 50–80% всех потерь, причем уменьшение их сопряжено с большими трудностями. Интегрально процесс повышения давления в цилиндре поршневой газовой машины близок к адиабате, и существенно приблизить его к изотерме не удастся пока ни одним из известных относительно простых технических решений. Как показано в гл. 2, с уменьшением холодопроизводительности относитель-

ная доля потерь от трения существенно возрастает, что приводит к еще большему снижению эффективности машины.

Другой существенный недостаток современных поршневых компрессоров для АК, связанный с трением, — недостаточный в ряде случаев ресурс. Продолжительность непрерывной работы поршневых машин без жидкостной смазки цилиндра составляет 1000–4000 ч [52, 83]; иногда требуются регламентные работы через несколько сот часов. Ресурс таких компрессоров всецело определяется износом поршневых колец или направляющих втулок поршня.

Машины со смазкой цилиндров имеют существенно большее время рабочей кампании — до 8000 ч, однако в АК с такими компрессорами возникают трудности с эффективной очисткой криоагента от паров масла, уносимого из цилиндров. В силу требований, предъявляемых к АК по масловым и габаритным показателям, установки комплектуются, как правило, компрессорами без смазки цилиндров.

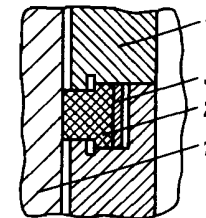
В связи с этим в настоящее время совершенствование поршневых компрессоров микрокриогенной техники идет по двум основным путям. Первый из них связан с традиционными решениями и направлен на частичное улучшение тех или иных элементов существующих конструкций. Он может быть разделен на три направления: совершенствование конструкций поршневых колец; повышение надежности уплотнения газовой полости от внешней среды; повышение износостойкости антифрикционных материалов для поршневых колец и направляющих втулок.

Совершенствование конструкций поршневых колец с целью повышения их износостойкости проводится двумя способами. По одному из этих способов стремятся максимально уменьшить силы, прижимающие кольцо к зеркалу цилиндра. Для этого уменьшают высоту колец с одновременным увеличением их числа, что сохраняет высокую плотность соединения при существенном росте срока службы. Предлагаются также конструкции составных поршневых колец из деталей прямоугольного и L-образного сечения, изготовленных из разных материалов, например фторопласта и полиамида. Разрезные кольца не имеют экспандеров. Они прижимаются к цилиндру только давлением газа, чем обеспечиваются относительно малые контактные давления на поверхности трения. Разгрузка поршневых колец достигается также путем создания камер регулируемого противодействия, расширительных камер, соединенных с полостью сжатия через калиброванные дюзы, системы каналов в поршневых кольцах [83].

Второй способ повышения срока службы поршневых колец — создание колец, практически полностью разгруженных от сил трения, в частности так называемых Т-образных [98]. Кольцо Т-образного сечения, схема которого показана на рис. 3.18, за относительно короткий период приработки изнашивается настолько, что заплечики кольца упираются в бурт канавки и тем самым устраняется радиальное давление кольца на цилиндр. Таким образом, в принципе устраняется основная причина износа кольца. Разумеется, что при использовании таких колец поршень должен иметь не менее двух направляющих втулок.

Т-образные кольца работают по принципу лабиринта: уплотнение осу-

Рис. 3.18. Уплотнение с Т-образным поршневым кольцом:
1 — цилиндр; 2 — поршневое кольцо; 3 — экспандер;
4 — поршень



ществляется в результате дросселирования газа в узких щелях между зеркалом цилиндра и кольцами из композиции на основе фторопласта, а также вследствие расширения газа в камерах между кольцами. Утечки в этом случае определяются прежде всего размером щели, который в свою очередь зависит от зазора между цилиндром и направляющими поршня. В рабочий период (после приработки) износ колец оценивается долями миллиметра за 8000 ч. Снижение производительности компрессора вследствие износа колец за это время составляло 2%.

Рассмотренные кольца по принципу работы приближаются к бессмазочным уплотнениям щелевого типа с очень малым зазором между поршнем и цилиндром [100]. Однако технологичность получения этого зазора в уплотнениях с Т-образными кольцами, как правило, существенно выше.

Уплотнение газовой полости от внешней среды. Микрокомпрессоры с "сухим картером" (без жидкостной смазки) выполняются, как правило, моноблочными со встроенными электродвигателями, причем картеры таких машин заполнены сжимаемым криоагентом [52]. Очевидно, что это наилучший способ герметизации внутренней полости компрессоров от внешней среды.

В тех случаях, когда нельзя использовать встроенный двигатель, а также при жидкостной смазке кривошипно-шатунного механизма необходимо специальное уплотнение, разделяющее газовые рабочие полости цилиндров и картера. Уплотнения ставятся на штоке привода поршня.

Применение для этой цели сильфонов и мембран пока весьма ограничено, так как надежность серийных цельнотянутых сильфонов, а также мембран (как металлических, так и резиновых) в условиях знакопеременной нагрузки "сжатие — растяжение" относительно низкая. Более широкие возможности открываются при использовании сильфонов, изготавливаемых из отдельных металлических пластин толщиной 0,05–0,20 мм диффузионной сваркой их по кромке.

Эффективным методом уплотнения газовой полости от внешней среды может служить использование так называемой перекачиваемой мембраны, впервые примененной фирмой "Philips" для уплотнения поршня криогенной газовой машины [52].

Дальнейшее развитие этого способа направлено на совершенствование гидравлической системы, обеспечивающей поддержание мембраны в натянутом состоянии (отсутствие складок) и предотвращение появления возможного перепада давления на мембране [83]. Ведутся также разработки уплотнений с перекачиваемой мембраной, в которых поддерживающей средой служит не жидкость, а сжимаемый газ.

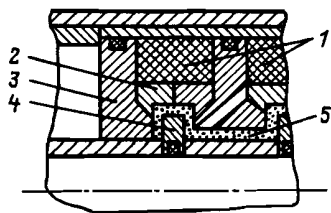


Рис. 3.19. Магнитное уплотнение вращающегося вала:
1 — кольцевые магниты; 2 — немагнитная втулка; 3 — полюсный наконечник; 4 — диск из ферромагнитного материала; 5 — ферромагнитная жидкость

В ряде случаев, когда применяют бескрейскопфную машину, а выполнение встроенного электродвигателя не представляется возможным, приходится герметизировать картер компрессора по выходному концу вала. Для этого применяют различные, в целом хорошо известные конструкции радиальных и торцевых уплотнений. В последние годы получил развитие новый тип уплотнения вращающихся деталей — магнитожидкостный. Одна из схем такого уплотнения приведена на рис. 3.19 [3].

Основу уплотнения составляют неподвижные кольцевые постоянные магниты, которые удерживают в щели между валом и корпусом картера ферромагнитную жидкость, представляющую собой суспензию ферромагнитного порошка в жидком носителе (керосине, минеральном масле). Для повышения надежности работы уплотнения на валу устанавливают диски из магнитомягкого материала, в результате чего уплотняемая щель приобретает форму лабиринта. Одна такая магнитная ячейка служит надежным уплотнением при перепаде давления до 0,1 МПа.

Повышение износостойкости антифрикционных материалов на основе фторопласта обеспечивается чаще всего подбором соответствующих наполнителей.

Несмотря на постоянное улучшение физико-механических свойств композиций на основе фторопласта, наблюдаемое в последние годы, качественного скачка в уменьшении износа этих материалов ожидать не приходится (рис. 3.20). Поэтому ведутся работы по созданию новых композиций, в частности на основе фенольных, кремнийорганических, фенолформальдегидных, эпоксидных и других смол. Испытания одного из таких материалов, состоящего из 35% графита, 19% дисульфида молибдена, 19% фторопласта, 27% эпоксидной смолы, дают надежду, что его износостойкость может обеспечить срок службы уплотнительных колец и направляющих втулок до 8000–10 000 ч [83].

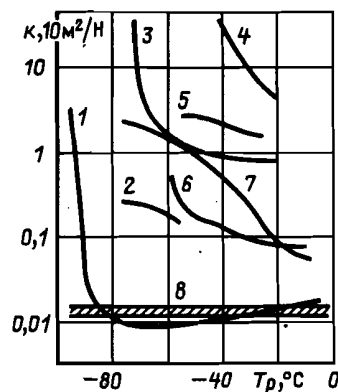


Рис. 3.20. Износ композиций фторопласта с наполнителями:

1 — углеграфит 20–25%; 2 — углеграфит 26%; 3 — бронза; 4 — окись металла; 5 — стекловолокно 20% и углеграфит 5%; 6 — стекловолокно 25%; 7 — стекловолокно 15% и графит 5%; 8 — специальные марки углеродов и углеграфитов

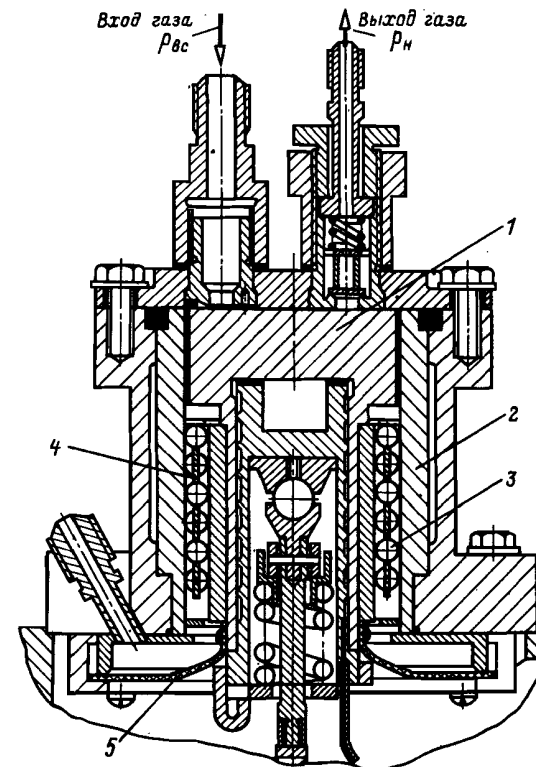


Рис. 3.21. Цилиндрическая группа компрессора с направляющими поршня на подшипниках качения:

1 — поршень; 2 — втулка цилиндра; 3 — шарики; 4 — сепаратор; 5 — гибкая диафрагма, отделяющая цилиндр от картера

Второй путь совершенствования поршневых компрессоров связан с новыми исследованиями, которые дают возможность комплексного решения задачи существенного повышения ресурса машин с одновременным повышением их эффективности. Наиболее интересные результаты в этом направлении получены полным исключением трения скольжения и заменой его на трение качения, включая и пару поршень–цилиндр. Установка поршня в направляющих на базе подшипников качения в сочетании со щелевым уплотнением и интенсивным охлаждением как цилиндра, так и поршня позволила поднять изотермический КПД опытных машин малой производительности до 0,60–0,65* [76]. При этом износ направляющих после испытания в течение 2500 ч не превышал нескольких микрон. Конструкция направляющих допускает работу машины при частоте движения поршня 50 Гц и выше. Схема цилиндрической группы такого опытного компрессора приведена на рис. 3.21 [76].

* КПД поршневых машин традиционной конструкции со смазкой цилиндра при такой же производительности не превышает 30%.

Плунжерные компрессоры с интенсивной смазкой особенно перспективны для комплектации АК, работающих на многокомпонентных криоагентах, растворяющих смазку (в частности, на основе азота и ряда углеводородов); система очистки криоагента от масла в этом случае может быть существенно упрощена.

Применение щелевого уплотнения с зазорами около 5–20 мкм не обязательно ведет к усложнению технологии изготовления, обусловленному высокоточной обработкой и последующей доводкой рабочих поверхностей. Найдены пути, позволяющие сохранить относительную простоту изготовления пары поршень–цилиндр. Это, в частности, может быть достигнуто тем, что зазор между цилиндром и поршнем делается достаточно большим (около 1 мм), но после обработки поршня на его цилиндрическую часть наносится слой композиции на основе дисульфида молибдена и эпоксидной смолы толщиной заведомо большей, чем зазор. После непродолжительной приработки лишняя часть слоя снимается, обеспечивая требуемый для работы зазор 5–10 мкм.

В МЭИ разработан также способ уплотнения, основанный на заполнении относительно большого зазора между цилиндром и поршнем по всей его длине (или на отдельных участках) дисперсным ферромагнитным материалом, который удерживается в зазоре постоянными магнитами.

Надежное щелевое уплотнение поршня с малыми утечками, работающее без трения, дает возможность существенно улучшить отвод теплоты от сжимаемого газа и тем самым поднять изотермический КПД компрессора. Чем больше отношение площади внутренней поверхности F цилиндра и крышки машины, соприкасающихся с газом, к объему V , описанному поршнем, тем лучше, естественно, будет при прочих равных условиях отводиться теплота сжатия. Увеличить значение F/V можно изменением отношения хода поршня l к диаметру цилиндра d . При l/d , близком к единице, отношение F/V наименее благоприятно. Напротив, при малых (и при больших) отношениях l/d характеристика F/V резко возрастает. Например, у короткоходового компрессора с отношением $l/d = 0,25$ она в 10 раз больше, чем при $l/d = 1$ [76].

Еще одним интересным направлением работ по созданию новых поршневых компрессоров можно считать разработку машин с линейным приводом, рабочий орган которого совершает возвратно-поступательное движение. Исключение промежуточного преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное позволяет повысить эффективность привода и его надежность, снизить габаритные размеры и массу.

Идея использования линейного привода для компрессоров известна давно (около 50 лет), однако разработка таких машин применительно к криогенной технике началась лишь в последние годы.

По принципу действия линейные приводы подразделяют на четыре класса: электромагнитные, магнитоэлектрические, электродинамические и индукционные.

Работа всех приводов основана на взаимодействии переменного (циклически изменяющегося) магнитного поля, создаваемого электрической катушкой, по которой пропускается ток, с магнитным полем другого тела или узла. В первом случае таким телом служит ферромагнитный

сердечник, во втором — постоянный магнит, в третьем — электрическая катушка с током и, наконец, в последнем случае — кольцевые детали из электропроводного материала, в которых индуцируется ток и тем самым создается внешнее магнитное поле.

Электромагнитные приводы получили, пожалуй, наибольшее распространение, так как они обеспечивали возможность получить наиболее выгодную форму силового импульса (путем придания магнитному зазору соответствующей формы). При сборке компрессора с таким приводом нетрудно установить правильное взаимное положение основных рабочих узлов — статора, якоря и поршневой группы. Основной недостаток привода — относительно большие габаритные размеры и масса, определяемые тем, что привод относится к электрическим машинам без возбуждения.

Этого недостатка лишены магнитоэлектрические и электродинамические приводы, поскольку они принадлежат к классу машин с возбуждением. Сравнивая между собой приводы этих типов, предпочтение отдают, как правило, машинам с возбуждением от постоянного магнита. Они характеризуются двумя важными преимуществами: отсутствием необходимости подачи двух разных токов на силовую обмотку и обмотку возбуждения и отсутствием потерь мощности на создание магнитного потока возбуждения. Это определяет и существенно более высокие значения КПД магнитоэлектрических машин при мощности до нескольких сот ватт [84]. С улучшением свойств магнитных материалов (повышением магнитной индукции) эта граница отодвигается в сторону больших мощностей.

Индукционные машины, несмотря на простоту конструкции, развития не получили, так как из-за больших потерь на вихревые токи они существенно уступают по своим энергетическим показателям приводам других типов.

Учитывая, что наиболее перспективным в настоящее время можно считать магнитоэлектрический привод, остановимся на нем несколько более подробно.

Схема магнитоэлектрического компрессора приведена на рис. 3.22 [84]. Основными элементами машины служат цилиндр 4 с поршнем 5, постоянный магнит 12 с полюсными наконечниками 10 и 11, катушка 9 электромагнита, жестко связанная с поршнем. Вся подвижная часть машины (поршень с катушкой) удерживается в среднем положении силовыми пружинами 6 и 8.

Принцип действия компрессора основан, как отмечалось выше, на взаимодействии полей постоянного магнита и электромагнита. В результате этого взаимодействия появляется сила, которая в зависимости от направления переменного тока, питающего электромагнит, вытягивает или выталкивает его катушку из зазора между полюсами постоянного магнита. Возвратно-поступательное движение катушки передается поршню. Система отрегулирована таким образом, чтобы частота вынужденных колебаний катушки относительно среднего положения соответствовала собственной частоте колебаний всей подвижной системы.

Конструкция привода с подвижной обмоткой и неподвижным постоянным магнитом имеет некоторое преимущество. Это прежде всего простота конструкции статорной части, относительно небольшая масса

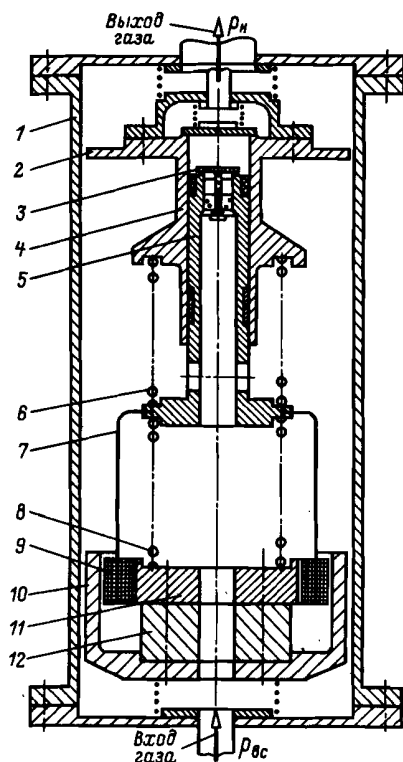


Рис. 3.22. Схема магнитоэлектрического поршневого компрессора:

1 — корпус; 2 — нагнетательный клапан; 3 — всасывающий клапан; 4 — цилиндр; 5 — поршень; 6—8 — силовые пружины; 7 — крепление катушки; 9 — катушка электромагнита; 10 и 11 — полусные наконечники; 12 — постоянный магнит

подвижной части, так как при небольшом объеме меди силовой обмотки допускаются весьма большие плотности тока (до 10 А/мм^2), постоянно магнитного зазора в цепи и потока возбуждения. Эти преимущества окупают некоторые трудности технологического и конструкционного характера, например токоподвод к подвижной части привода.

Магнитоэлектрический привод в сочетании со щелевым уплотнением поршня и линейными шариковыми подшипниками в качестве направляющих позволяет существенно повысить надежность машины с одновременным

улучшением массогабаритных показателей. Увеличивается электро-механический КПД передачи $\eta_{эм}$, более приемлемыми становятся пусковые характеристики, что особенно важно для транспортных криогенных установок. На модели магнитоэлектрического компрессора при мощности 150 Вт был получен $\eta_{эм} = 0,75 \div 0,80$, в то время как у машин с традиционной схемой привода при такой мощности $\eta_{эм} \leq 0,65$.

Важным элементом магнитоэлектрических компрессоров служит упругое звено колебательной системы, обеспечивающее аккумуляцию кинетической энергии подвижной части при ее торможении и возврат этой энергии при разгоне после реверса движения. В конструкции на рис. 3.22 роль такого звена выполняют пружины 6 и 8. Это наиболее типичное решение задачи, поскольку механические пружины, будучи линейным упругим элементом, хорошо линеаризуют режим работы машины, стабилизируют частоту колебательного процесса.

Вместе с тем механические пружины при использовании в компрессорах имеют ограниченную долговечность, поэтому возможность их применения существенно зависит от требуемого ресурса работы машины. Кроме того, по экспериментальным данным, потери эксергии в механических пружинах-амортизаторах составляют 15% (по отношению к аккумулярованной энергии) и даже более при безударном режиме работы [84]. К недостаткам механических пружин относят также их повышенную шум-

ность в работе. В связи с этим для высокоскоростных малогабаритных магнитоэлектрических компрессоров предлагают использовать в качестве упругого звена не механические пружины, а газовые буферные устройства (пневматические "пружины"). Так как потери энергии в газовых буферах ниже, чем в механических пружинах (в газовых "пружинах" свободнопоршневых компрессоров потери составляют не более 5%), то в целом газовые буферные устройства по экономичности должны быть лучше пружин. Главный их недостаток связан с необходимостью применения уплотнений для штоков с возвратно-поступательным движением. Различные варианты конструкций газовых буферов приведены в [84].

Возможно также сочетание механических и пневматических пружин, причем в роли последних может выступать газ, находящийся во вредном пространстве рабочих полостей компрессора.

Ведутся исследования по использованию в качестве упругого звена магнитных полей вместо пружин.

В заключение отметим, что значительное увеличение патентно-технической информации, наблюдаемое в последние два десятилетия, по машинам с линейным приводом, и в частности по магнитоэлектрическим машинам, говорит о том, что интерес к этому типу компрессоров возрастает. Машины с линейным приводом несомненно перспективны для криогенных установок малой мощности, и прежде всего в автономных системах.

Компрессоры термического действия. Простейший термокомпрессор представляет собой сосуд с клапанами, газ в котором периодически нагревается и охлаждается. Изменение плотности газа в результате его нагрева и охлаждения приводит к периодическому повышению давления, которое можно использовать для нагнетания и всасывания газа.

Максимальная степень повышения давления ϵ в простейшем термокомпрессоре определяется отношением абсолютных температур в сосуде в конце процессов нагрева и охлаждения. Для получения больших ϵ соединяют последовательно несколько таких сосудов.

Отсутствие каких-либо механически движущихся деталей (кроме клапанов) обуславливает высокую надежность таких устройств, однако их эффективность весьма низка: эксергетический КПД не превышает 2—3% [17]. Низкий уровень эффективности определяется спецификой осуществляемых процессов и прежде всего условиями подвода (отвода) теплоты к газу (от газа). Тепловой поток подводится к газу при переменной температуре, которая изменяется в широком интервале: от температуры теплоотдатчика до температуры теплоприемника. Поэтому процессы теплообмена идут при значительных разностях температур и как следствие вызывают большие потери эксергии. Условия теплообмена лимитируют также частоту следования процессов нагрева и охлаждения, что существенно ограничивает удельную производительность таких устройств. Попытки увеличить цикличность посредством разработки газоразрядного устройства термического действия, в котором нагрев газа в процессе повышения давления осуществляется электрическим разрядом в рабочей полости, пока не дали результатов, позволяющих использовать их в криогенных установках.

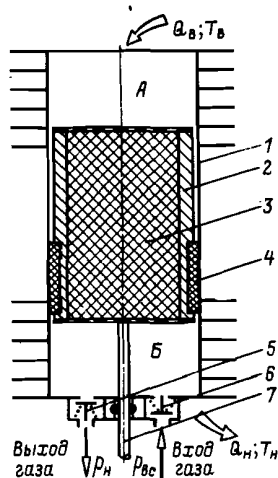


Рис. 3.23. Схема термомеханического компрессора:
1 – цилиндр; 2 – корпус вытеснителя; 3 – регенератор; 4 – уплотняющее кольцо вытеснителя; 5 – выпускной клапан; 6 – впускной клапан; 7 – шток вытеснителя

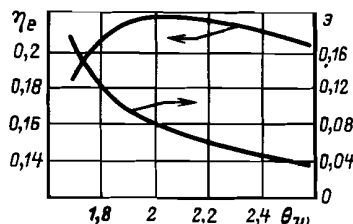


Рис. 3.24. Эффективность термомеханической машины при работе на азоте

Стремление увеличить КПД термокомпрессора приводило, как правило, к созданию агрегатов, включающих тепловой двигатель и механическую компримирующую машину. При этом, естественно, терялись основные преимущества устройств термического действия. В принципе более выгодно создание таких термокомпрессоров, в которых подвод теплоты непосредственно приводил бы к сжатию газа с высокой эффективностью осуществляемых процессов.

Одним из направлений решения этой задачи служит разработка так называемых термомеханических машин [1]. Повышение давления газа в них осуществляется также периодическим нагревом и охлаждением, т.е. за счет теплоты, но эффективность термомеханических машин существенно выше. Это достигается разнесением мест подвода и отвода теплоты и введением внутренней ее регенерации, для проведения которой затрачивается некоторое, относительно небольшое количество механической энергии [35].

Принципиальная схема одноступенчатого термомеханического компрессора показана на рис. 3.23. Основные элементы машины – цилиндр 1 и вытеснитель 2, совершающий возвратно-поступательное движение. Вытеснитель делит внутренний объем цилиндра на две полости. В одной (полость А) поддерживается относительно высокая температура за счет подвода теплоты, а в другой (полость Б) – относительно низкая температура в результате отвода теплоты. Полости сообщаются через регенератор 3, поэтому давление газа в обеих полостях в любой момент времени практически одинаково. При движении вытеснителя объем каждой полости циклически меняется от максимального значения до минимального и наоборот при постоянном их суммарном объеме.

Процессы всасывания, повышения давления и нагнетания осуществляются в машине в результате периодического нагрева и охлаждения части газа при его переталкивании вытеснителем из одной полости в дру-

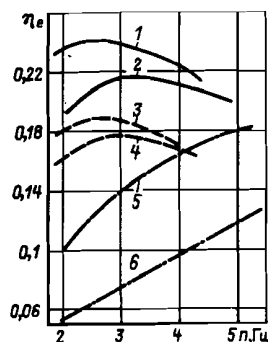
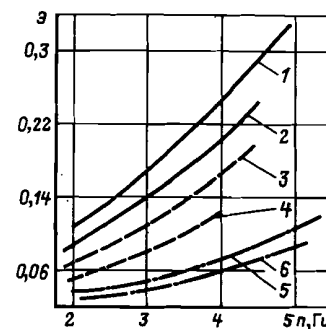


Рис. 3.25. КПД модели термомеханического компрессора:
1 – аргон, $p_{вс} = 2,4$ МПа; 2 – аргон, $p_{вс} = 1,1$ МПа; 3 – углекислый газ, $p_{вс} = 2,4$ МПа; 4 – углекислый газ, $p_{вс} = 1,1$ МПа; 5 – гелий, $p_{вс} = 2,4$ МПа; 6 – гелий, $p_{вс} = 1,1$ МПа

Рис. 3.26. Удельный расход механической мощности на привод вытеснителя. Условные обозначения те же, что на рис. 3.25



гую. При этом основная часть теплоты подводится (отводится) к газу в регенераторе и лишь некоторая – от теплоотдатчика (к теплоприемнику).

Максимальная степень повышения давления термомеханического компрессора и его производительность при заданной ε определяются, как и в простейших устройствах термического действия, отношением абсолютных температур в теплой и холодной полостях.

Некоторые результаты испытания опытной модели термомеханического компрессора, разработанного в МЭИ [103], представлены на рис. 3.24–3.26. На графиках приведены экспериментальные зависимости η_e машины и удельного расхода механической мощности ε на привод вытеснителя в суммарном расходе эксергии от отношения абсолютных температур греющей и охлаждающей сред θ_w при сжатии азота (рис. 3.24) и от частоты движения вытеснителя n при $\theta_w = 2,2$ для различных газов (рис. 3.25 и 3.26). Графики наглядно показывают, что КПД опытной модели, далекой от совершенства, на оптимальных режимах составляет 15–24%. Это на порядок выше, чем в простых устройствах термического действия, и соответствует КПД поршневых компрессоров такой же производительности. При этом расход механической энергии не превышал 10–15% суммарных затрат эксергии, т.е. машина в принципе остается устройством термического действия. Расхода внешней механической энергии можно полностью избежать, применяя пневмопривод вытеснителя.

Анализ потерь эксергии в экспериментальной модели показал, что основная статья потерь – теплоперенос вытеснителем. Частичное устранение этой технической потери посредством увеличения длины вытеснителя и уменьшения его хода дает возможность поднять эксергетический КПД термомеханической машины до 50%.

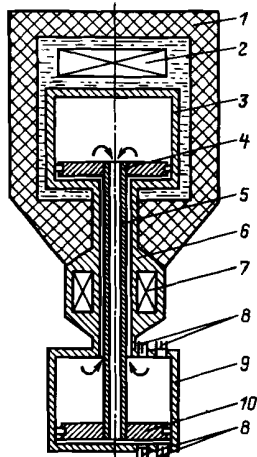


Рис. 3.27. Термомеханический компрессор двойного действия:

1 — теплоизоляция; 2 — теплодатчик; 3 — теплый цилиндр; 4 — вытеснитель теплого цилиндра; 5 — приводной полый шток; 6 — корпус; 7 — привод вытеснителей; 8 — клапаны; 9 — холодный цилиндр; 10 — вытеснитель холодного цилиндра

Рис. 3.28. Зависимость максимальной степени повышения давления азота и аргона от относительного свободного объема регенератора:

— азот; - - - - - аргон

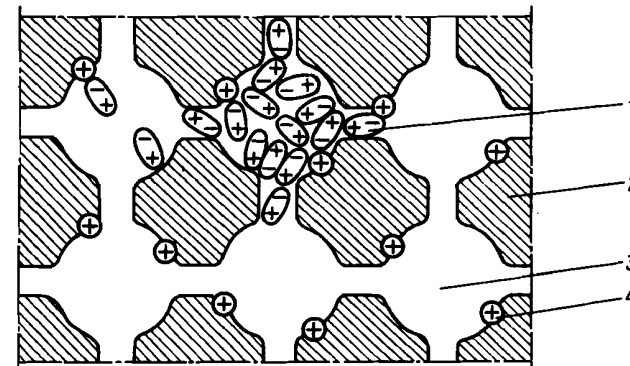
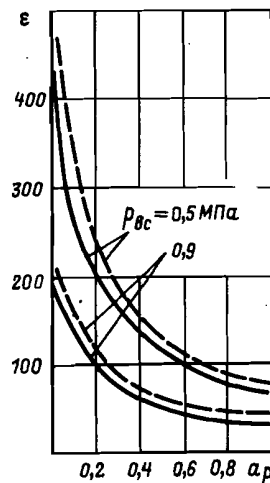


Рис. 3.29. Условное поперечное сечение структуры цеолита:

1 — дипольные молекулы адсорбируемого газа; 2 — тело структуры; 3 — внутренние поры; 4 — ионы натрия на поверхности пор

ность значительно повысить давления нагнетания. Значения ϵ в этом случае столь существенны (рис. 3.28), что машины с рабочим телом, меняющим агрегатное состояние, могут успешно применяться не только в криорефрижераторах, но и как зарядные устройства для дроссельных баллонных установок. Имеются предложения по использованию этих машин в качестве составной части криогенных газовых машин Вюлемье—Такониса [9].

Термосорбционные компримирующие устройства. Дальнейшее развитие устройств термического действия нашло отражение в создании термосорбционных компрессоров. В основе действия этих компрессоров лежит способность некоторых пористых веществ с высокой сорбционной активностью, например цеолитов, избирательно адсорбировать при определенных внешних условиях (давлении и температуре) весьма значительные количества газов. На рис. 3.29 условно показана схема, характеризующая структуру пор и каналов между ними в цеолите типа NaX. На поверхности пор, занимающих до 50% объема цеолита, находятся ионы кислорода, кремния, алюминия, натрия и других металлов. Это обуславливает ионный характер взаимодействия с сорбируемым газом, и прежде всего высокую избирательную способность к присоединению дипольных молекул. В результате на ограничивающей поверхности каждой поры образуется слой поляризованных молекул, который сорбирует следующий слой и так до тех пор, пока практически вся пора не окажется заполненной молекулами газа. Это обуславливает высокую удельную емкость адсорбента: газ в порах имеет плотность, близкую к его плотности в жидком состоянии. Для примера на рис. 3.30 приведены коэффициенты поглощения μ (масса газа, поглощенная единицей массы адсорбента) окиси азота цеолитом 13X [142]. При температуре $T = 240$ К и давлении $p > 0,1$ МПа $\mu > 35\%$. С ростом давления при постоянной температуре коэффициент поглощения увеличивается. С повышением температуры идет десорбция газа и его равновесное давление над цеолитом возрастает. Таким образом, чередуя процессы адсорбции при относительно низкой температуре

Дальнейшее совершенствование термомеханических машин идет по нескольким направлениям. Существенного повышения КПД таких машин вследствие увеличения производительности при одновременном снижении потерь, обусловленных теплопереносом вытеснителем, можно добиться при переходе на схему машины двойного действия, показанную на рис. 3.27 [8]. При такой схеме машина имеет два цилиндра, один из которых находится при высокой температуре, а другой — при низкой. В каждом цилиндре размещено по одному вытеснителю, которые жестко связаны между собой и имеют один привод. Каждая полость теплого цилиндра сообщается с одной из полостей холодного цилиндра. Регенератор в машине заменен рекуперативным теплообменником, роль которого выполняет полый шток, связывающий вытеснители и щелевой канал между потоком и корпусом. Поскольку корпус имеет относительно малое поперечное сечение, то потери от теплопереноса, а также в результате теплопроводности конструктивных элементов между теплыми и холодными полостями могут быть сведены до очень малых значений.

Другое направление — создание машин с рабочим телом, меняющим агрегатное состояние в интервале температур теплой и холодной полостей. В этом случае максимально достижимые степени повышения давления определяются отношением плотностей жидкости и пара при давлении всасывания, которое, как правило, во много раз больше отношения абсолютных температур в полостях. Следовательно, появляется возмож-

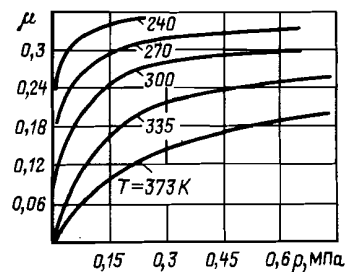


Рис. 3.30. Коэффициенты поглощения окиси азота цеолитом 13X

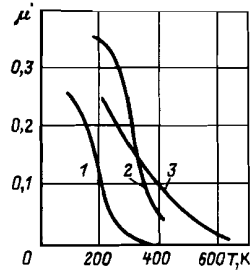


Рис. 3.31. Коэффициенты поглощения газов цеолитом ($p = 0,1$ МПа):
1 – азот; 2 – окись азота; 3 – углекислый газ

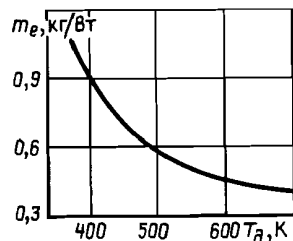


Рис. 3.32. Зависимость удельной массы сорбционных компрессоров от температуры десорбции

и десорбции при более высокой температуре можно осуществить повышение давления газа. Поскольку цеолиты имеют избирательную способность к сорбции газов, то для каждого диапазона температур можно подобрать такой газ и такой адсорбент, которые характеризуются в этом диапазоне относительно большими значениями μ . Для примера на рис. 3.31 приведены изобары ($p = 0,1$ МПа) адсорбции на цеолите трех веществ.

Оценочные значения удельной массы сорбционных компрессоров (по азоту) в зависимости от максимальной температуры десорбции T_d при температуре адсорбции $T_{0,c} = 300$ К приведены на рис. 3.32.

В [133] приведены оценочные результаты анализа возможности разработки дроссельной микрокриогенной установки холодопроизводительностью 1 Вт при $T_0 = 74$ К при использовании термосорбционного компрессора применительно к космическому летательному аппарату. Адсорбент – цеолит; рабочее тело (криоагент) – азот. Давление прямого потока равно 0,68 МПа, обратного – 0,068 МПа. Минимальная температура адсорбции принята равной 266 К. В установке предусматривается предварительное охлаждение азота перед входом в регенеративный теплообменник до 111 К посредством внешнего излучателя.

Расчеты показали, что при этих условиях суммарная масса системы может составить примерно 41 кг, в том числе: панель солнечного нагревателя – 4,5, панель излучателя – 21, собственно компрессор – 12,5 (в том числе цеолит 10,5 кг), регенеративный теплообменник – 2,3 кг. Авторы [133] считают, что микроустановки с термосорбционным компрессором имеют хорошие перспективы на применение при длительных (более года) космических полетах.

Высокой избирательной способностью к сорбции газов обладают не только такие широко известные адсорбенты, как цеолиты и активирован-

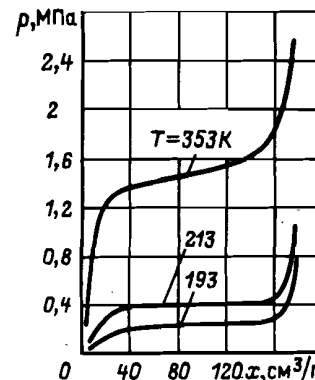


Рис. 3.33. Зависимость равновесного давления водорода от его концентрации в адсорбенте и от температуры

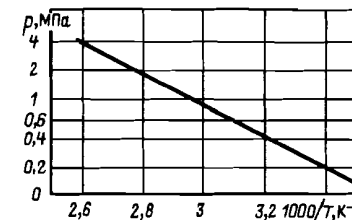


Рис. 3.34. Зависимость равновесного давления водорода от температуры лантанида никеля. Концентрация водорода в LaNi_5 $150 \text{ см}^3/\text{г}$

ный уголь. Для криогенной техники большой интерес представляет группа интерметаллических соединений (типа LaNi_5), которые имеют высокие сорбционные свойства по водороду. Некоторые характеристики этого вещества приведены на рис. 3.33 и 3.34 [89, 129]. Емкость LaNi_5 по водороду чрезвычайно большая. Если стандартный 40-литровый баллон при давлении 15 МПа содержит 6 м^3 , отнесенных к давлению 0,1 МПа, газа, то такой же баллон, заполненный LaNi_5 , может содержать при $T_{0,c} = 293$ К и давлении 0,2 МПа до 28 м^3 (отнесенных к 0,1 МПа) водорода.

Для получения потока газа с повышенным давлением в термосорбционных компрессорах последовательно чередуют процессы адсорбции и десорбции. Квазидикл, который при этом осуществляется в аппарате, показан на рис. 3.35 (на примере сорбции окиси азота на цеолите): ab – нагрев адсорбента, bc – десорбция газа при постоянном давлении нагнетания, cd – охлаждение адсорбента, da – адсорбция газа при давлении всасывания. На оси ординат отложена относительная величина x – масса сорбированного газа в единице массы адсорбента. В силу периодичности процессов постоянный поток газа в таком компрессоре можно получить только при установке не менее двух аппаратов, работающих в противофазе; в одном идет адсорбция, а в другом в то же время – десорбция. Более того, поскольку процессы адсорбции и десорбции проводят при температурах, различающихся примерно на 100°C , требуется также значительное время на процессы нагрева и охлаждения адсорбента. Это вызывает необходимость установки не двух, а трех аппаратов, цикличность работы которых иллюстрирует рис. 3.36. В этом случае в каждый момент в одном аппарате осуществляется адсорбция, в другом – десорбция, а в третьем – охлаждение или нагрев адсорбента. Для интенсификации процессов подвода и отвода теплоты адсорбент в аппаратах размещают в виде относительно тонких слоев. В водородном сорбционном компрессоре [89] слой порошка LaNi_5 имел толщину несколько миллиметров.

В настоящее время известно ограниченное количество адсорбентов, пригодных для повышения давления криоагентов при температурах око-

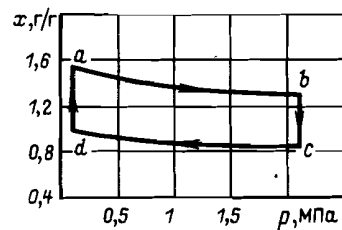


Рис. 3.35. Процессы в термосорбционном компрессоре

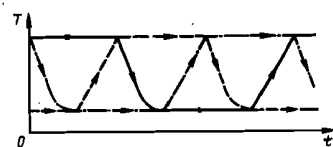


Рис. 3.36. Циклограмма термосорбционного компрессора, состоящего из трех аппаратов

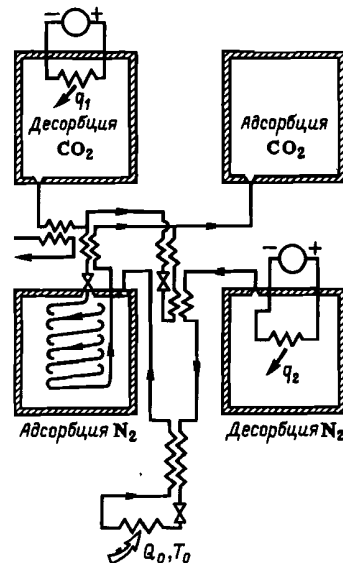


Рис. 3.37. Двухступенчатая каскадная установка с термосорбционными компрессорами

ло $T_{0.c}$. Однако расширить сферу применения термосорбционных компрессоров можно уже сейчас. Для этой цели можно, очевидно, применить каскадный метод, учитывая характерную зависимость изобар адсорбции различных газов от температуры (рис. 3.31).

Схема двухступенчатой каскадной установки на базе термосорбционных компрессоров с цеолитом приведена на рис. 3.37 [142], причем для простоты здесь показаны только те линии и та аппаратура, которые "работают" в данный момент времени. В первой ступени каскада циркулирует углекислый газ, во второй — азот. Холод, вырабатываемый на первой ступени на уровне 180–185 К, используется для охлаждения как аппаратов термосорбционного компрессора второй ступени*, так и азота после его десорбции при повышенном давлении.

В заключение отметим, что термосорбционные компрессоры, сохраняя высокую надежность устройств термического действия, могут иметь вместе с тем в ряде случаев существенно большую энергетическую эффективность. Так, в водородном компрессоре на основе LaNi_5 для повышения давления с 0,02 до 5,0 МПа при расходе газа 0,9 г/с затрачивалось 400 Вт теплоты при $T = 383 \text{ К}$ (110°C), что соответствует КПД $\eta_e = 60\%$.

Есть и другой путь расширения возможностей термосорбционных компрессоров. Если установить в каждом баллоне гибкую перегородку, то

* Напомним, что в соответствии с рис. 3.31 работа термосорбционного компрессора для азота при использовании цеолитов должна проводиться в диапазоне температур 100–250 К.

можно сжимать любой газ, используя, например, водород и LaNi_5 . Поскольку перегородка "работает" в этом случае при одинаковых давлениях с обеих сторон, срок ее службы может быть достаточно длительным.

Несмотря на определенные технические трудности, реализация рассмотренных направлений развития компрессоров как механического, так и термического действия, несомненно, позволяет поднять общий технический уровень ступени подготовки рабочего тела, а следовательно, и АК в целом. Особенно интересны в этом отношении компрессоры термического действия с практически неограниченным ресурсом, позволяющие непосредственно использовать имеющиеся в ряде случаев на борту тепловые потоки нужного потенциала.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

КРИОРЕФРИЖЕРАТОРЫ ЗАМКНУТОГО ТИПА С НЕСТАЦИОНАРНЫМИ ПОТОКАМИ (R_n) И КОМБИНИРОВАННЫЕ ($R_s - R_n$)

4.1. Общие положения

Криорефрижераторы с нестационарными потоками рабочего тела имеют некоторые особенности, которые делают их перспективными для широкого применения в АК. Как уже отмечалось, нестационарные потоки с периодически меняющимися параметрами могут существовать и в рефрижераторах R_s со стационарными потоками (например, в поршневых детандере и компрессоре). Однако эта нестационарность остается только в пределах того элемента, в котором процессы протекают периодически. Во всех других элементах R_s в установившемся режиме процессы остаются стационарными.

В установках подкласса R_n картина протекания процессов принципиально иная. В них циклические изменения состояния рабочего тела проходят синхронно во всех элементах установки. Это связано с тем, что все ступени рефрижератора: СПТ, СПО, СОО* объединяют в одном рабочем объеме, как, например, в рефрижераторе по циклу Стирлинга (рис. 4.1). При таком решении для регенеративного теплообмена в СПО можно применять компактные высокоэффективные регенераторы, тепловой КПД которых может превышать 0,99 [52]. В результате удастся уменьшить технические потери от гидравлических сопротивлений, при регенеративном теплообмене, от теплопритоков и улучшить энергетические и массогабаритные показатели. Иногда используют другое решение — объединяют в один рабочий объем только те ступени, которые работают при $T < T_{0.c}$ (криоблок), а СПТ выполняют автономной. По такой схеме выполнен рефрижератор Гиффорда—Макмагона (рис. 4.2) Энергетические и массовые характеристики при этом несколько ухудшаются, однако облегчается

* В рефрижераторах подкласса R_n чаще всего СОО совмещают со ступенью окончательного охлаждения. В связи с этим, если нет специальных оговорок, в дальнейшем эти ступени рассматриваются совместно.

чтобы удовлетворялось условие $\oint pdV_0 > 0$, выраженное первым слагаемым уравнения (4.1), для чего используют СОО переменного объема $V_0 = \text{var}$. При этом в предельно идеализированном* цикле второе слагаемое стремится к нулю. Такой процесс реализован в обратном цикле Стирлинга, а также в циклах Гиффорда–Макмагона и Вюлемье–Такониса [20, 31, 52]; эти циклы в принципе различаются лишь способом создания пульсации давления в рабочем объеме. Для выполнения условия (4.1) объем V_0 в течение одного цикла изменяют так, чтобы при повышении давления $V_0 \rightarrow \min$. Этим стремятся исключить выделение теплоты при изотермическом сжатии газа, находящегося в СОО. Наоборот, при понижении давления обеспечивают условие $V_0 \rightarrow \max$, чтобы газ, расширяющийся в СОО, поглощал теплоту, подводимую от объекта охлаждения при температуре $T_0 < T_{0.c}$. Реализация этого принципа наиболее наглядна в машине, работающей по циклу Гиффорда–Макмагона (рис. 4.2). При периодическом подключении криоблока к ресиверам высокого 6 и низкого 7 давлений посредством принудительных клапанов впуска 4 и выпуска 5 давление соответственно повышается (процесс I–II) или понижается (III–IV). В процессе повышения давления вытеснитель 2 находится в крайнем нижнем положении ($V_0 = \min$), а при понижении – в крайнем верхнем ($V_0 = \max$). Перемещение вытеснителя происходит при открытии клапана 4 или 5; поэтому соответственно в процессах III–IV и IV–I давление неизменно. Теплая и холодная зоны цилиндра 1, в котором расположен вытеснитель, сообщаются через регенератор 3, представляющий собой СПО. Для такого сочетания процессов теплота Q_0 , подведенная за цикл в СОО, равна $Q_0 = \oint pdV_0 = V_{0,m}(p_m - p_n)$, где $V_{0,m}$ – максимальный объем СОО.

Аналогичный принцип работы СОО использован в машинах, работающих по обратному циклу Стирлинга (схема и диаграммы даны на рис. 4.1). Здесь пульсацию давления создают поршнем 1, размещенным в СПТ. На этом же рисунке показаны индикаторные диаграммы для СОО (объем V_0) и СПТ (объем V_c) для прерывистого движения поршня 1 и вытеснителя 3, в который встроен регенератор 4. Для СОО холодопроизводительность $Q_0 = \oint pdV_0 > 0$, а для СПТ $Q_c = \oint pdV_c < 0$, поскольку здесь вся энергия, подведенная в цикле, отводится в окружающую среду. Поэтому $Q_c = L_k + Q_0$, где L_k – затраченная работа. При непрерывном движении поршня и вытеснителя (например, когда они приводятся в движение от шатунно-кривошипного механизма) вид индикаторных диаграмм несколько изменится, но принцип работы СОО останется прежним.

На возможности другого способа проведения процесса внутреннего охлаждения в СОО указывает второе слагаемое в уравнении (4.1). Даже при $V_0 = \text{idem}$ можно обеспечить $Q_0 > 0$, если энтальпия или температу-

ра* газа, входящего в СОО, будет меньше, чем для выходящего. Для этого, в рефрижераторах подкласса R_n газ охлаждают в адиабатном термически неравновесном потоке посредством устройства, которое получило название "пульсационная труба". Принцип действия пульсационной трубы описан, например, в [31]. К достоинствам рефрижераторов с пульсационной трубой следует отнести отсутствие подвижных частей в зоне низких температур, что привлекательно при разработке машин с высокими надежностью и ресурсом. Однако удельные холодопроизводительности в таких рефрижераторах относительно невелики, так что понижение температуры в одной ступени составит только 60–70 К (при $p_m = 1,0$ МПа и $p_n = 0,1$ МПа). В связи с этим при разработке автономных систем такие устройства пока не нашли широкого применения.

Вторая особенность рефрижераторов R_n , актуальная при разработке автономных систем, связана с видом энергии, подводимой в СПТ для создания пульсации давления в рабочем объеме. По этому признаку можно выделить рефрижераторы с электромеханическим приводом, их будем называть электромеханическими, и с тепловым приводом – теплоиспользующие рефрижераторы.

В электромеханических рефрижераторах для создания пульсации давления используют возвратно-поступательное движение поршня (как в ГКМ по циклу Стирлинга), мембраны или любого другого замыкающего рабочую полость устройства, которое соединено с соответствующим приводом. При этом в рабочей полости можно обеспечить в принципе любые степени изменения давления $\epsilon = p_m/p_n$. Ограничения вызваны только конструктивно-технологическими трудностями, связанными главным образом с разработкой поршневых уплотнений и механизма привода. Поршень, установленный в СПТ, выполняет две функции: компрессора (при сжатии газа) и детандера (при его расширении). В связи с этим работа, затрачиваемая в СПТ суммарно за цикл, равна разности работ в компрессорной и детандерной фазах.

В теплоиспользующих рефрижераторах теплота Q_v относительно высокого потенциала $T_v > T_{0.c}$ непосредственно трансформируется в холод Q_0 при $T_0 < T_{0.c}$. Этот процесс можно провести иначе, по частям, получив вначале работу L (например, в тепловом двигателе Стирлинга [56]), и затем уже использовать ее для получения холода. Очевидно, что с точки зрения термодинамики второй процесс эквивалентен получению холода в электромеханическом рефрижераторе. В отличие от этого непосредственное преобразование Q_v в Q_0 в теплоиспользующих рефрижераторах исключает один из этапов трансформации энергии, а следовательно, сопутствующие ему потери, что при разработке АК важно для системы в целом.

Для создания пульсации давления в теплоиспользующих рефрижераторах можно применять термомеханический компрессор [1, 8], описанный в § 3.4.

* Принято, что в таком цикле все технические потери пренебрежимо малы и, следовательно, разность температур между прямым и обратным потоками в СПО также пренебрежимо мала.

* В первом приближении можно принять, что газ идеальный и поэтому энтальпия зависит только от температуры.

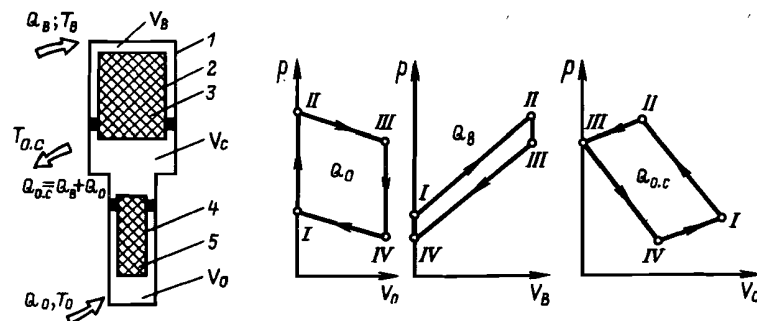


Рис. 4.4. Схема теплоиспользующего рефрижератора по циклу Вюлемье–Такониса и индикаторные диаграммы:

1 – цилиндр; 2, 4 – вытеснители; 3, 5 – регенераторы

Принципиальная схема теплоиспользующего рефрижератора, в котором пульсация давления производится объемно-термическим способом, приведена на рис. 4.4. Такой рефрижератор, основанный на цикле Вюлемье–Такониса, включает в себя цилиндр 1, разделенный вытеснителями 2 и 4 на три зоны V_b , V_c , V_o с температурами $T_b > T_{o,c} > T_o$. Эти зоны сообщаются гидравлически через регенераторы 3 и 5, встроенные в вытеснители. Принцип действия рефрижератора такой же, как и машины, работающей по циклу Стирлинга. Отличие состоит в том, что пульсация давления обеспечивается не поршнем, а возвратно-поступательным движением вытеснителя, разделяющего объемы V_b и V_c . Нижний вытеснитель 4 движется в соответствии с принципом проведения процесса внутреннего охлаждения для систем с $V_o = \text{var}$. Это видно на индикаторных диаграммах, приведенных для прерывистого движения вытеснителей. Характерная особенность машины состоит в том, что суммарный объем цилиндра 1 во время работы остается неизменным. При движении вытеснителей происходит лишь изменение объемов каждой из полостей V_b , V_c и V_o . В связи с этим работа не выводится из цикла, а процесс III–IV расширения газа в СОО проходит с совершением работы над газом, находящимся в других полостях машины.

Наконец, третья особенность работы рефрижераторов R_n определяется процессами, проходящими в СПО, и связана со способом компенсации потерь от несовершенства регенеративного теплообмена. Несмотря на то что в СПО используются высокоэффективные регенераторы, тепловой КПД которых может превышать 0,99, несовершенство теплообмена в них существенно уменьшает холодопроизводительность на величину Δq_p , равную

$$\Delta q_p' = \bar{G} c_p \Delta T (1 - \eta_p) 0,5, \quad (4.3)$$

где $\bar{G}$ – средний расход газа через регенератор; c_p – удельная теплоемкость газа; η_p – тепловой КПД регенератора, который зависит от интенсивности теплообмена и соотношения теплоемкостей газа и насадки; $\Delta T = T_{o,c} - T_o$ – разность температур на теплом и холодном концах реге-

нератора; коэффициент 0,5 учитывает изменение направления движения в течение цикла. В первом приближении, пренебрегая свободным объемом рефрижератора, расход газа через него можно определить как

$$\bar{G}_p = \frac{2}{\tau_{\text{ц}}} \frac{p_{\text{III}} V_o, m}{R T_o}, \quad (4.4)$$

где p_{III} – давление, соответствующее максимальному объему СОО – V_o, m (см. рис. 4.2–4.4). Тогда уменьшение холода, произведенного за цикл, составит

$$\Delta Q_p = \frac{p_{\text{III}} V_o, m c_p (1 - \eta_p)}{R} \left(\frac{T_{o,c}}{T_o} - 1 \right), \quad (4.5)$$

откуда видно, что с понижением T_o величина ΔQ_p резко возрастает. Если в рефрижераторе используется только одна полость V_o для проведения процесса внутреннего охлаждения (одноступенчатая машина), то потери от несовершенства регенеративного теплообмена, распределенные в температурном интервале $\Delta T = T_{o,c} - T_o$, компенсируются холодом, производимым при T_o , что нерационально с точки зрения термодинамики. При больших тепловых нагрузках регенератора $Q_p = \bar{G} c_p \Delta T$ потери от необратимости теплообмена достигают существенных значений даже при весьма малых разностях температур между прямым и обратным потоками. В результате этого в одноступенчатых машинах трудно получить температуры, меньшие $T_o = 40 \div 30 \text{ K}$ [52, 119].

Область рабочих температур T_o может быть существенно расширена при выполнении машин по многоступенчатой схеме. В многоступенчатых машинах часть холода вырабатывается при относительно высоких температурах и используется для компенсации потерь в регенераторе, что уменьшает относительное значение их при более низких температурах. Наглядно это можно проследить на примере машины Гиффорда–Макмагона. В одноступенчатом варианте минимальная температура T_o соответствует условию $Q_{o, I} = \Delta Q_p^*$ (рис. 4.5). При переходе к многоступенчатой схеме часть рабочего объема V_o' можно использовать для компенсации потерь ΔQ_p в регенераторе при температуре $T_{o, II}$. Другую часть объема V_o'' используют для производства холода при $T_o < T_{o, II}$. Холодопроизводительность $Q_{o, II}'$ соответствует отрезку ординаты $Q_{o, II}' = Q_{o, I} - Q_{o, II}''$. Потери $\Delta Q_{p, II}'$ в регенераторе второй ступени с понижением температуры будут изменяться по такому же закону, как и в первой ступени, однако начало отсчета по оси абсцисс будет сдвинуто вправо в точку II. Введение промежуточной ступени охлаждения при $T_{o, II}'$ приводит к уменьшению объема СОО. Однако, несмотря на то, что $V_o'' < V_o$, при $T_{o, I}$ величина $(Q_{o, II}' - \Delta Q_{p, II}') > 0$, и в результате этого $T_{o, II}' < T_{o, I}$. Таким образом, введение промежуточной ступени охлаждения позволяет увеличить холодопроизводительность при $T_{o, I}$ или умень-

* Влиянием других факторов на Q_o пренебрегаем.

** $V_o = V_o' + V_o''$.

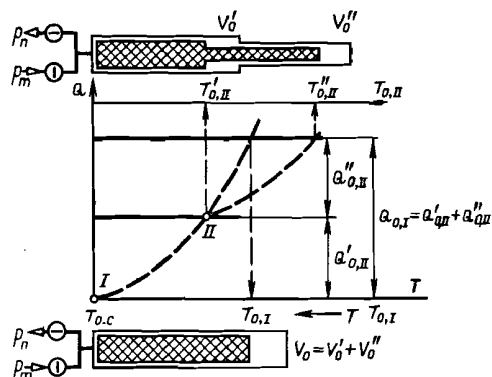


Рис. 4.5. Влияние потерь в регенераторе на характеристики рефрижератора:
— Q_0 ; - - - ΔQ_p

шить T_0 , что связано с уменьшением потерь от необратимости теплообмена в регенераторе. С точки зрения термодинамики оптимальным будет такой способ компенсации потерь ΔQ_p , при котором холод вырабатывается во всем интервале температур $T_{0,c} - T_0$. Это можно выполнить в машинах с распределенными полостями расширения [31], что, однако, технически трудно реализуемо.

Выделенные особенности процессов в каждой из ступеней рефрижератора R_n определяют области рационального использования каждой из модификаций и должны учитываться при разработке АК.

Возможности многообразного сочетания процессов и конструктивных решений позволяют создать системы R_n , имеющие те или иные преимущества в заданных условиях применения. Иногда — это высокие энергетические, массовые или габаритные характеристики, иногда — высокая надежность и ресурс работы. Для того чтобы привести в систему все многообразие возможных решений и правильно выбрать принципиальную схему и конструкцию, используют, как и для R_s , систематизацию установок [31, 39, 125], а также классификацию конструктивных решений связанных с компоновкой рефрижераторов [45].

4.2. Характеристики и тенденции развития рефрижераторов R_n

Энергетические и массовые характеристики наиболее распространенных модификаций, методики их расчета, а также конструктивные схемы отдельных узлов и систем R_n в целом подробно изложены в монографии [52]. В связи с этим проанализируем лишь основные закономерности развития таких систем, что позволит облегчить предварительный выбор сопоставляемых вариантов для их детальной разработки.

Общая особенность рефрижераторов R_n состоит в том, что процессы в них реализуются посредством элементов, совершающих возвратно-поступательное движение. В связи с этим их производительность, как и любых других поршневых машин, ограничена частотой рабочих циклов и габари-

ритными размерами рабочих объемов. Тем не менее возможности поршневых машин значительно перекрывают требования АК по холодопроизводительности. Так, на азотном температурном уровне $T_0 = 70 \div 80$ К холодопроизводительность их может достигать $Q_0 = 20$ кВт [13]. Поэтому во всем диапазоне холодопроизводительностей, нужных для АК, рефрижераторы подкласса R_n могут успешно конкурировать со всеми другими видами рефрижераторов.

Другая общая черта рефрижераторов R_n состоит в том, что в качестве рабочего тела в них чаще всего используется газообразный гелий, поэтому их называют газовыми криогенными машинами (ГКМ). В принципе рефрижераторы R_n — понятие более широкое, чем ГКМ, поскольку в ряде случаев в них можно использовать и смесь газов, которая в СОО формирует жидкую фазу. Как показали экспериментальные исследования [46], добавка конденсирующихся компонентов уменьшает влияние вредного пространства в зоне низких температур, а также увеличивает коэффициенты теплоотдачи, что связано с периодической конденсацией и испарением. Вследствие этого иногда эксергетический КПД ГКМ может быть увеличен в 1,05–1,1 раза. Для определения целесообразности использования такого решения в автономных системах необходимы дополнительные исследования. С учетом этого в дальнейшем остановимся на характеристиках только газовых криогенных машин.

Влияние различных факторов на холодопроизводительность q_0 ГКМ, температуру T_0 и эксергетический КПД η_e можно проследить, если показатели реальных машин определять на основе идеального или предельно идеализированного цикла с последующим учетом факторов, приводящих к потерям в реальном цикле. При таком подходе для электромеханических ГКМ, работающих за счет электрической (механической) энергии, можно записать

$$q_0 = q_{0,и} - \Delta q_{0,\Sigma}; \quad (4.6)$$

$$\eta_e = \frac{q_{0,и} - \Delta q_{0,\Sigma}}{N_{п} + \Delta N_{\Sigma}} |\tau_e|, \quad (4.7)$$

где $q_{0,и}$ и $N_{п}$ — холодопроизводительность и потребляемая мощность в предельно идеализированном цикле. Величина $q_{0,и}$ определяется как $q_{0,и} = (1/t_{ц})Q_{0,и}$, где $t_{ц}$ — время одного цикла, а $Q_{0,и} = \oint p dV_0$. Как уже отмечалось в § 1.1, в реальном цикле ГКМ уменьшение холодопроизводительности на величину Δq_p происходит главным образом вследствие несовершенства теплообмена в регенераторе. Величина $\Delta q_{0,\Sigma}$ отражает также теплопритоки ($\Delta q_{тп}$) через изоляцию и по элементам конструкции. Вследствие гидравлических сопротивлений пульсация давления в СОО будет меньше по амплитуде, чем в СПТ, что также приводит к уменьшению холодопроизводительности на величину $\Delta q_{г}$. При возвратно-поступательном движении вытеснителя, разделяющего СПТ и СОО, происходит перенос теплоты из теплой полости в холодную [52, 106], что уменьшает холодопроизводительность на $\Delta q_{в}$. Наконец, необходимо учесть влияние несовершенства теплообмена $\Delta q_{н,т}$ в рабочих полостях машин с внешним теплообменом: в СПТ, где теплота отводится из цикла,

и в СПО, где она подводится*. Таким образом:

$$\Delta q_{0,\Sigma} = \Delta q_p + \Delta q_{тп} + \Delta q_{г} + \Delta q_{в} + \Delta q_{н.т.} \quad (4.8)$$

В реальной ГKM потребляемая мощность больше, чем в идеальной, из-за механического трения ΔN_T , гидравлических сопротивлений $\Delta N_{г}$ и неізотермичности процессов в рабочих полостях машины $\Delta N_{н.т.}$, поэтому

$$\Delta N_{\Sigma} = \Delta N_T + \Delta N_{г} + \Delta N_{н.т.} \quad (4.9)$$

Энергетические характеристики и области целесообразного применения ГKM различных модификаций определяются соотношением величин $q_{0,и}$ и $\Delta q_{0,\Sigma}$, $N_{и}$ и ΔN_{Σ} , а также $q_{0,и}$ и $N_{и}$.

Так, соотношение величин $q_{0,и}$ и $\Delta q_{0,\Sigma}$ определяет минимально достижимую температуру. Очевидно, что при $T_{0,мин} q_{0,и} = \Delta q_{0,\Sigma}$, а $\bar{q}_{\Sigma} = \Delta q_{0,\Sigma} / q_{0,и} = 1$. Относительные потери для выбранной модификации ГKM определяются многими факторами: способом компенсации потерь — одноступенчатая или многоступенчатая машина, термодинамическими параметрами — минимальным давлением в рабочем объеме $p_{мин}$, соотношением максимальных объемов ступеней СПТ и СОО $\omega = V_c / V_0$, степенью изменения давления $\epsilon = p_{макс} / p_{мин}$, а также конструктивными особенностями — частотой циклов n , соотношением диаметра и хода для поршня и вытеснителя. Однако общая закономерность такова, что основные составляющие потерь Δq_p , $\Delta q_{тп}$, $\Delta q_{г}$ увеличиваются с понижением T_0 , поскольку при этом увеличиваются перепады температуры на элементах конструкции и расход газа через регенератор и коммуникации. Относительные значения основных составляющих $\bar{q}_{\Sigma}$ для двухступенчатой ГKM по циклу Стирлинга приведены на рис. 4.6 по данным [52].

Наибольшие потери вызваны несовершенством теплообмена в регенераторе. Как отмечалось в § 4.1, величина Δq_p резко возросла бы с понижением T_0 даже при неизменном КПД регенератора η_p . В реальных условиях теплостойкость насадки регенераторов уменьшается с понижением температуры, что вызывает уменьшение η_p и усиливает рост потерь. Уменьшение Δq_p особенно трудно при $T_0 \leq 20$ К, где становятся весьма низкими удельные теплостойкости материалов, из которых чаще всего выполняют насадку регенераторов (медь и бронза при $T_0 = 100 \div 30$ К, свинец при $T_0 \leq 30 \div 20$ К). Выход может быть найден посредством использования принципиально новых решений.

Весьма продуктивной, например, оказалась идея принципиального изменения конструкции регенератора при низких температурах. Вместо насадки с развитой поверхностью теплообмена, выполненной в виде сетки или шариков весьма малого диаметра, в качестве регенератора был использован радиальный зазор размером около 30 мкм, образованный вытеснителем и цилиндром; длина зазора составляет 120 [138], диаметр цилиндра — 12 мм. Вытеснитель и цилиндр были выполнены на основе

* Обычно заменяют реальные процессы в этих зонах условными, проходящими при среднеинтегральных температурах, которые определяют из условий теплопередачи.

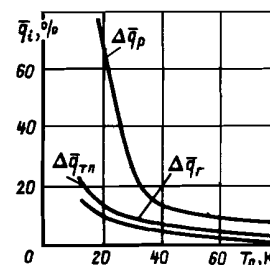


Рис. 4.6. Составляющие потерь двухступенчатой ГKM по циклу Стирлинга для $p_{мин} = 1,2$ МПа и $n = 16,7$ с⁻¹

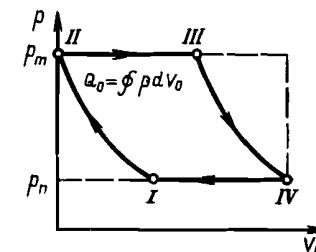


Рис. 4.7. Идеальный цикл ГKM Гиффорда-Макмагона

нейлона и эпоксидно-фибергласовых композиций. Такое решение позволило одновременно уменьшить вредное пространство (свободный объем) регенератора и решить проблему смазки подвижных элементов, роль которой выполняет газообразный гелий, циркулирующий в зазоре. В результате в машине, работающей по циклу Стирлинга, впервые была получена температура 4,2 и затем 3,1 К.

Эксергетический КПД машин определяется как относительными потерями $\bar{q}_{\Sigma}$, что видно из уравнения (4.7), так и соотношением эксергетической производительности $q_e = q_0 \tau_e$ и потребляемой мощности $N_{п}$ для предельно идеализированного цикла. В одних модификациях ГKM в пределе все процессы можно провести обратимо, как, например, в ГKM по циклу Стирлинга. Это говорит о том, что собственные потери в машине отсутствуют, а все потери в реальном цикле — технические — в принципе могут быть уменьшены до сколь угодно малого значения, которое определяется технико-экономическими соображениями или технологическими возможностями. В других модификациях КПД цикла даже для предельно идеализированного случая меньше единицы, что вызвано собственными потерями. Так, цикл ГKM Гиффорда-Макмагона включает неравновесные процессы впуска I-II и выхлопа III-IV газа (см. рис. 4.2). В принципе цикл такой машины можно модернизировать так, чтобы он исключал эти процессы; это достигается предварением впуска и выпуска. Соответствующие клапаны открываются при этом не в крайних положениях, а несколько раньше (рис. 4.7), что, однако, уменьшает площадь индикаторной диаграммы и, следовательно, холодопроизводительность $q_{0,и}$ предельно идеализированного цикла. Это может негативно отражаться на характеристиках реальных машин из-за относительного увеличения технических потерь, что очевидно, если уравнение (4.7) представить в виде

$$\eta_e = (1 - \bar{q}_{0,\Sigma}) \frac{q_{0,и} \tau_e}{N_{п} + \Delta N_{\Sigma}} \quad (4.10)$$

Поэтому такое решение может быть полезным только в тех случаях, когда абсолютное значение технических потерь невелико.

Построение циклов ГKM и их схем в принципе может быть проведено различными путями. Возможные сочетания основных процессов определяются на основе их систематизации [31, 125]. Однако на практике электромеханические ГKM чаще всего выполняют по циклам Стирлинга или Гиффорда–Макмагона.

В ГKM по циклу Стирлинга (см. рис. 4.1) отсутствуют собственные потери, что в сочетании с относительно низкими техническими потерями позволяет получить более высокие, чем для других циклов, эксергетические КПД. При $q_e = 30$ Вт на азотном температурном уровне $\eta_e = 0,12$ [52], а для машин большей производительности может достигать, как показано в гл. 2, значений 0,3–0,4. Относительно малые гидравлические сопротивления регенераторов позволяют увеличивать частоту циклов до $n = 25$ с⁻¹, что в сочетании с относительными (на единицу объема) холодопроизводительностями приводит к лучшим массовым показателям по сравнению с показателями существующих рефрижераторов других типов. Относительная (на единицу эксергетической производительности) масса m_e может достигать значений 0,3–0,4 кг/Вт при $T_0 = 80 \div 100$ К. Для ГKM Гиффорда–Макмагона энергетические и массовые показатели существенно ниже. Они были предложены и получили развитие как машины, имеющие относительно большой ресурс работы и высокую надежность. Кроме того, при использовании таких ГKM существенно упрощается стыковка СОО с объектом охлаждения. Эти достоинства, весьма существенные при разработке АК, работающих в комплексе с радиоэлектронным оборудованием, были получены благодаря тому, что СПТ была отделена принудительными клапанами от криоблока, куда входят СПО и СОО. Такое решение позволяет использовать в СПТ компрессор с жидкой смазкой и в результате этого получить время непрерывной работы вплоть до $t_p \geq 10\,000$ ч. Длительная работа криоблока, где размещен вытеснитель, обеспечивается низкой частотой циклов $n = 1 \div 2$ с, что позволяет получить нужные t_p при использовании антифрикционных материалов, работающих в условиях сухого трения. При низких n увеличивается влияние потерь, связанных с теплопритоками через изоляцию и по тепловым мостам. В этих условиях получение даже весьма низких $T_0 = 10 \div 15$ К становится возможным благодаря относительно высокой удельной холодопроизводительности за один цикл $Q_{0,н} = \oint p dV_0$, которая характеризуется площадью индикаторной диаграммы.

При использовании компрессора с жидкой смазкой между криоблоком и компрессором необходима установка блока очистки, масса которого соизмерима с массой компрессора. Для того чтобы избежать ухудшения массовых показателей, сохранив другие достоинства ГKM этого типа, можно применять компрессор, где в качестве направляющих поршня используются подшипники качения, а уплотнение его производится щелевым зазором [76]. Такой компрессор может иметь не только шагнуно-кривошипный, но и линейный электромагнитный привод [143].

Таким образом, на базе ГKM, относящихся к подклассу R_n рефрижераторов, могут быть созданы системы, в одних случаях имеющие хорошие энергетические и массовые характеристики, в других — обеспечивающие высокую надежность и ресурс.

Возможности дальнейшего совершенствования таких систем еще далеко не исчерпаны. Пути их совершенствования можно разделить на два взаимосвязанных направления: конструктивно-технологическое и термодинамическое. Такое разделение путей совершенствования, помогающее проследить тенденции развития, в известной мере условно, поскольку эти направления находятся в тесной взаимосвязи, особенно в подклассе рефрижераторов R_n .

Термодинамический путь совершенствования рефрижераторов R_n позволяет выявить взаимосвязь параметров цикла, их влияние на энергетические характеристики машин. Так, холодопроизводительность q_0 и КПД η_e существенно зависят от $p_{мин}$ (или $\bar{p}$) в цикле, частоты циклов n , соотношения максимальных объемов $\omega = V_c/V_0$ в СПТ и СОО, размеров регенератора и других факторов. Влияние их на составляющие уравнения (4.8) и (4.9) часто противоречиво. Например, q_0 и η_e растут пропорционально $p_{мин}$. Однако в то же время увеличивается расход газа между СПТ и СОО и как следствие — потери от гидравлических сопротивлений и необратимости теплообмена в регенераторе. С учетом этого в цикле должно быть некоторое оптимальное давление $p_{мин}$, при котором в реальном цикле q_0 достигает максимума. Количественная зависимость составляющих Δq_0 , Σ от давления $p_{мин}$ и оптимальное давление будут зависеть также от значений других параметров, определяющих эффективность ГKM, в частности от частоты циклов n . При малых n гидравлические сопротивления Δp вносят меньший вклад в Δq_0 , Σ , что сдвигает оптимум в область больших давлений. С увеличением n увеличивается роль Δp и оптимум по давлению смещается в область меньших значений. Этот пример показывает, что нельзя отыскать оптимальное давление для всех режимов работы. Оптимум определяется некоторой совокупностью основных параметров, определяющих показатели реальных ГKM, как показано в [52], где этот вопрос исследован подробно.

В инженерной практике теоретически анализ реальных циклов рефрижераторов R_n и оптимизацию параметров чаще всего проводят на основе идеального цикла с последующим учетом факторов, приводящих к техническим потерям. Основы такого анализа уже изложены выше.

Существует и другой путь, при котором проводится математическое моделирование реальных циклов с учетом взаимосвязи факторов, определяющих работу машины [82]. Это позволяет полное раскрыть физическую картину процессов, получить лучшую сходимость расчетных и экспериментальных данных, проанализировать работу отдельных узлов в динамике. Такое моделирование возможно лишь с применением ЭВМ.

В обоих методах неизбежно использование коэффициентов, которые могут быть найдены только экспериментальным путем. К ним относятся коэффициенты теплоотдачи и гидравлического сопротивления, коэффициенты механического трения и т.д. Работа отдельных узлов может также зависеть от таких факторов, которые трудно учесть на стадии проектирования. Известно, например, что на холодопроизводительность машин малой производительности может оказывать заметное влияние даже конструкция коллекторов регенератора. Все это снижает точность расчетов при количественном анализе и делает более значительной роль экспери-

мента при разработке и доводке систем R_n , особенно малой производительности.

Конструктивно-технологический путь совершенствования рефрижераторов R_n . Основные задачи конструктивно-технологического направления связаны с совершенствованием механизма привода, очисткой рабочего тела, снижением вибраций и упрощением стыковки машин с объектом. Эти меры, направленные на увеличение длительности работы, повышение надежности, улучшение массогабаритных характеристик, иногда приводят и к улучшению энергетических показателей.

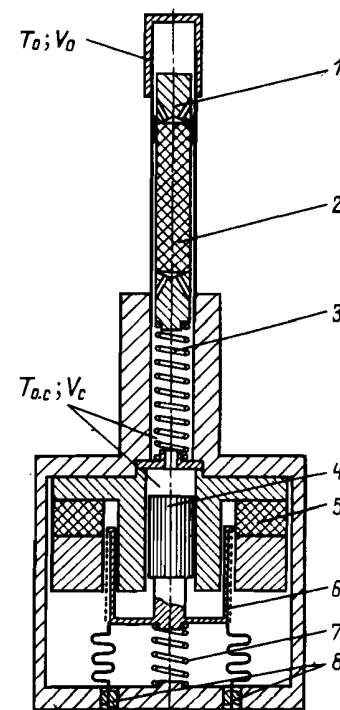
Взаимосвязь термодинамического и конструктивно-технологического путей совершенствования для систем R_n более тесная, чем для систем R_c . Так, изменение механизма привода и закона движения поршня и вытеснителя в ГKM Стирлинга влияет на площадь индикаторной диаграммы и, следовательно, на холодопроизводительность и КПД. Изменение термодинамического параметра — увеличение давления в рабочем объеме машины — приводит к увеличению холодопроизводительности, но одновременно с этим возрастают технологические трудности, связанные с разработкой поршневых уплотнений и компенсацией повышенных нагрузок на механизм привода. В связи с этим принятие решений при разработке ГKM — это чаще всего компромисс: стремление, с одной стороны, улучшить энергетические характеристики, с другой — обеспечить возможно большую длительность и высокую надежность работы. Такой подход, естественно, характерен для разработки любых типов криорефрижераторов, однако для систем R_n в силу более тесной взаимосвязи процессов этот вопрос особенно актуален. Это ярко проявляется при сопоставлении двух наиболее распространенных модификаций: ГKM Стирлинга и ГKM Гиффорда—Макмагона. Первая из них имеет лучшие энергетические и массовые показатели, но существенно уступает второй по надежности и ресурсу.

Как уже отмечалось, одна из главных задач конструктивно-технологического направления — совершенствование привода поршня и вытеснителя. Здесь применимы многие решения, которые используются при разработке приводов компрессоров и их поршневых уплотнений. Главные из них: новые антифрикционные материалы для подшипников скольжения, подшипники качения для элементов, совершающих возвратно-поступательное движение, электромагнитные линейные двигатели (более подробно см. § 3.4). При этом, однако, необходимо учитывать специфику ГKM. Так, важная особенность ГKM по циклу Стирлинга состоит в том, что законы движения поршня и вытеснителя должны быть строго согласованы.

Линейные электромагнитные двигатели, которые в ряде случаев позволяют улучшить характеристики компрессоров [84], целесообразно использовать и для привода поршня в ГKM по циклу Стирлинга. При этом, однако, необходимо решить и вопрос о приводе вытеснителя. Установка для этого еще одного двигателя усложнит конструкцию машины и вызовет дополнительные проблемы, связанные с согласованием работы двух двигателей. Поэтому при использовании в ГKM электромагнитных двигателей привод вытеснителя, для перемещения которого

Рис. 4.8. Конструкционная схема ГKM по циклу Стирлинга с электромагнитным приводом поршня:

1 — вытеснитель; 2 — регенератор; 3, 7 — пружины; 4 — поршень; 5 — постоянный магнит; 6 — якорь; 8 — токовводы



нужны относительно небольшие усилия, производят, как правило, с использованием гидродинамических сил [42, 124, 145]. Конструкционная схема такой ГKM показана на рис. 4.8. Поршень 4 жестко соединен с якорем 6 электромагнитного двигателя, статор 5 которого представляет собой постоянный магнит. На якоре размещена обмотка, в которую по тоководам 8 подается переменный электрический ток. Привод вытеснителя 1, где размещен регенератор 2, производится с помощью гидродинамических сил, возникающих при движении поршня. Закон движения вытеснителя определяется гидравлическим сопротивлением регенератора, массой вытеснителя и упругостью пружины 3. Эта пружина фиксирует также среднее положение вытеснителя. Уплотнения поршня и вытеснителя осуществляются щелевым зазором. При использовании переменного тока частотой $f = 50$ Гц частота циклов машины составляет $n = 5$ с⁻¹. Очевидно, что массогабаритные характеристики строго зависят от f и n . Так, при увеличении частоты тока до $f = 300$ Гц объем машины может быть уменьшен примерно в 3 раза. При этом, однако, необходимо уменьшить суммарную массу m_p вытеснителя и регенератора, которая связана с f соотношением

$$c = m_p \omega_p^2, \quad (4.11)$$

где c — неизменная величина, характеризующая жесткостью пружины и сжимаемостью газа; ω_p — резонансная частота. Уменьшение массы регенератора вызовет увеличение потерь от несовершенства теплообмена в нем, что ухудшит КПД машины. Таким образом, нужная частота опять выбирается путем компромисса, чтобы получить приемлемые массогабаритные и энергетические характеристики. Применение линейных двигателей позволяет устранить радиальные усилия на поршень и вытеснитель и, следовательно, повысить срок службы направляющих, что важно при разработке систем с большим ресурсом. При этом возникают некоторые трудности, связанные с устранением вибраций и шумов. Исследования показали [143], что они могут быть преодолены подбором масс подвижных элементов и жесткости пружин. Так, в экспериментальном образце

вибрации не превышали 20 мкм, а уровень шума был ниже 55 дБ, что вполне приемлемо для многих применений. ГKM по циклу Стирлинга с электромагнитным проводом имела характеристики:

подводимая мощность 125 Вт (в том числе 40 Вт для привода вентилятора, охлаждающего СПТ);

холодопроизводительность $q_0 = 1$ Вт для $T_0 = 80$ К, при увеличении T_0 рост q_0 составил 0,035 Вт/К;

масса машины 7 кг;

частота тока $f = 50$ Гц, частота циклов $n = 50$ с⁻¹;

диаметр поршня 16, вытеснителя 9,6 мм;

ход поршня 16, вытеснителя 6 мм.

Эти данные показывают, что ГKM с линейным двигателем по эксергетическому КПД ($\eta_e = 4\%$ для $q_e = 3$ Вт) находится на уровне лучших образцов современных машин. Возможности дальнейшего совершенствования, как показано в [143], связаны, в частности, с выбором материалов для статора двигателя. Использование, например, самарий-кобальтовых магнитов позволит существенно повысить плотность магнитного потока и, следовательно, КПД двигателя. Целесообразность такого решения должна определяться в первую очередь экономическими соображениями, что связано с относительно высокой стоимостью таких магнитов.

Идея использовать гидродинамический привод вытеснителя плодотворна для машин не только с линейным приводом, но и с традиционными шатунно-кривошипными или ромбическим приводами. Совершенствование привода вытеснителя представляет интерес для ГKM как Стирлинга, так и Гиффорда-Макмагона. Основная цель при этом — ликвидировать уплотнение штока вытеснителя. ГKM Стирлинга с относительно малой холодопроизводительностью, которые чаще всего применяются в АК, как правило, выполняются по однорядной схеме. В этом случае уплотнение штока вытеснителя размещается в подвижном поршне, что, во-первых, усложняет конструкцию и, во-вторых, создает дополнительные трудности при разработке длительно работающих машин (поскольку скорость движения вытеснителя относительно поршня выше, чем относительно цилиндра). Это, естественно, вызывает и повышенный износ уплотнения. В ГKM Гиффорда-Макмагона применение гидродинамического привода позволяет разработать герметичный криоблок, уменьшить массу и габаритные размеры привода, что облегчит компоновку криоблока с объектом охлаждения. Схема криоблока с гидродинамическим приводом вытеснителя приведена на рис. 4.9. Там же показаны силы, действующие на вытеснитель. Такой криоблок может быть присоединен к любому объему, где производится пульсация давления $p = \text{var}$. Движение вытеснителя происходит под действием разности давлений в СОО (p_0), в СПТ (p_c) и в буферной емкости (p_b). Эти давления различаются на гидравлическое сопротивление регенератора, разделяющего СОО и СПТ, и гидравлическое сопротивление щелевого зазора, через который сообщаются СПТ и буферная емкость. Теоретический анализ ГKM с гидродинамическим приводом вытеснителя проведен, например, в [42, 73, 124]. В каждый момент t положение вытеснителя — его координата x — может быть

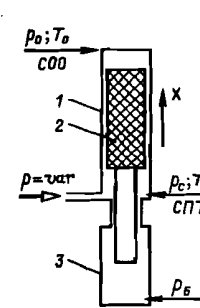


Рис. 4.9. Схема криоблока с гидродинамическим приводом вытеснителя:

1 — цилиндр; 2 — вытеснитель; 3 — буферная полость

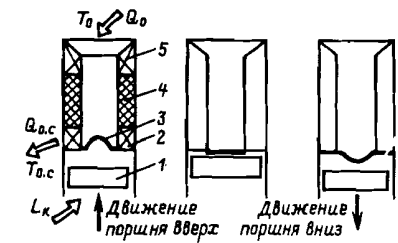


Рис. 4.10. Цикл ГKM с упругой перегородкой:

1 — поршень; 2, 5 — теплообменники; 3 — упругая мембрана; 4 — регенератор

определенно из уравнения

$$d^2x/dt^2 = (1/m_B) [\mu f_B (p_b - p_c) - f_B (p_c - p_0) - m_B g - F_{TP}], \quad (4.12)$$

где m_B — масса вытеснителя; g — ускорение свободного падения; $\mu = (d/D)^2$ — относительное сечение штока; d , D — диаметры штока и вытеснителя соответственно; f_B — площадь торца вытеснителя. Это уравнение отражает баланс сил: давления $F_0 = f_B p_0$; $F_c = (1 - \mu) f_B p_c$; $F_b = \mu f_B p_b$; веса $F_g = m_B g$; инерции $F_H = -m d^2x/dt^2$; трения F_T , действующих на движущийся вытеснитель. Ускорение и, следовательно, скорость перемещения возрастают при уменьшении массы вытеснителя, увеличении сечения штока и уменьшении гидравлических сопротивлений, а также при увеличении среднего давления в цикле. Уменьшение времени перемещения вытеснителя, таким образом, позволяет организовать прерывистое движение с паузами в крайних положениях. Это увеличивает площадь индикаторной диаграммы и холодопроизводительность, но вызывает удары вытеснителя о торцы цилиндра и повышенные вибрации. Выбор конструктивных и термодинамических параметров — компромисс между изменением холодопроизводительности и уровня вибраций.

Уровень вибрации в криоблоке можно существенно снизить в машинах, где перемещение газа из СПТ в СОО производится не вытеснителем, а гибкой подвижной мембраной [28], установленной на теплом конце регенератора (рис. 4.10), который выполняется в этом случае кольцевым и устанавливается в криоблоке неподвижно. Здесь столб газа, находящегося в цилиндре над мембраной, является своеобразным газовым вытеснителем, объем которого изменяется при пульсации давления. Цикл ГKM с упругой мембраной показан на рис. 4.10. Экспериментальные исследования [28] подтвердили работоспособность такой машины. При $T_0 = 77$ К и $q_0 = 30$ Вт был получен $\eta_e = 4,2\%$, что ниже, однако, КПД для ГKM с вытеснителем. Основная потеря, как показал анализ, вызвана теплопереносом столба газа в криоблоке. Эта потеря органически присуща такой модификации ГKM. Поэтому по энергетическим характеристикам ГKM

с мембраной, по-видимому, всегда будет уступать машинам с вытеснителем. Однако в тех случаях, когда требования по ресурсу, надежности и вибрациям играют первостепенную роль, рационально применение вместо вытеснителя упругой мембраны. Привод мембраны можно осуществлять и с использованием буферной емкости, как и для вытеснителя. В этом случае мембрана должна быть соединена с подвижным штоком, разделяющим полости криоблока и буферной емкости.

Использование гидродинамического привода вытеснителя в ГKM по циклу Стирлинга позволяет решить еще одну задачу – облегчить стыковку машины с объектом охлаждения и улучшить компоновку системы. Для этого криоблок отделяют [145] от компрессорной части машины и соединяют их гибким шлангом. Такое решение позволяет также уменьшить уровень вибраций на объекте охлаждения.

Задача увеличения ресурса ГKM связана главным образом с решением двух вопросов. Первый – повышение износостойкости как подшипников качения и скольжения в приводе поршня и вытеснителя, так и уплотнений. (Некоторые пути решения этого вопроса описаны выше, а также в гл. 3.) Второй вопрос связан с загрязнением рабочего тела газовыделениями пластмасс, электроизоляционных материалов, консистентных смазок, антифрикционных композиций, которые широко применяются в конструкциях машин. Ресурсные испытания ГKM по циклу Стирлинга [15] показывают, что вследствие конденсации примесей на поверхностях теплообмена в зоне низких температур холодопроизводительность q_0 уменьшается вначале незначительно, а затем, по мере накопления примесей и увеличения гидравлических сопротивлений, весьма резко (рис. 4.11). Кратковременная остановка машины и замена рабочего тела заметно увеличивают q_0 . При повторных запусках закономерность изменения $q_0(t)$ повторяется. Во время длительной работы можно выделить ту часть уменьшения q_0 , которая вызвана износом уплотнений поршня и вытеснителя: она нарастает постепенно. В то же время загрязнение рабочего тела проявляется в резком снижении q_0 через некоторые относительно большие отрезки времени $t = 100 \div 500$ ч, длительность которых возрастает с увеличением времени испытаний. С учетом этого можно определить меры по увеличению ресурса работы: регламентные работы с заменой рабочего тела через 300–500 ч, что наиболее приемлемо при циклическом графике нагрузки. Отделение посредством сифонов или мембран рабочего объема криоблока от механизма привода, где газовыделения максимальны, решает задачу более радикально. Последний способ был применен при ресурсных испытаниях ГKM по циклу Стирлинга [130]. Закономерность изменения $q_0(t)$ качественно была получена такой же, как и в описанном выше эксперименте. Однако влияние загрязнений сказывалось существенно меньше и резкое снижение q_0 устранялось кратковременными остановками машины без замены рабочего тела. Выбор соответствующих материалов, использование ромбического привода, который позволяет устранить давление поршня на цилиндр и динамические нагрузки, а также меры, предотвращающие загрязнение рабочего тела в криоблоке, позволили обеспечить ресурс работы ГKM по циклу Стирлинга до $t = 6000$ ч [130], что является, по-видимому, лучшим результатом, полученным для машин малой холодопроизводительности ($q_0 = 0,3$ Вт при $T_0 = 64 \div 70$ К). Машина была разработана для охлаждения приемников инфракрасного излучения в условиях космического полета, поэтому были приняты соответствующие меры по снижению вибраций в зоне охлаждения. Экспериментальный образец двухступенчатой ГKM имел следующие показатели:

холодопроизводительность $q'_0 = 0,3$ Вт при $T_0 = 64 \div 70$ К и $q''_0 = 1,5$ Вт при $T_0 = 135 \div 150$ К;

потребляемая мощность $N = 30$ Вт;

масса $m = 5,3$ кг, масса электронного блока $m = 1,9$ кг; вибрации цилиндра в зоне охлаждения не более 0,003 мм.

Рис. 4.11. Изменение холодопроизводительности ГKM во время ресурсных испытаний



Для приведенной эксергетической холодопроизводительности $q_e = 2,5$ Вт ГKM имела $\eta_e \approx 8\%$, что лучше, чем для других модификаций ГKM.

Таким образом, было показано, что, используя лучшие достижения конструктивно-технологического и термодинамического направлений совершенствования рефрижераторов R_n , уже сегодня можно создавать экземпляры машин, имеющие высокие энергетические и массовые показатели в сочетании с высокими надежностью и ресурсом работы. Однако целесообразность разработки таких машин в серийном производстве должна определяться на основе технико-экономических соображений с учетом высокой трудоемкости их доводки.

Особенности теплоиспользующих рефрижераторов R_n . При разработке АК наряду с электромеханическими иногда целесообразно применять и теплоиспользующие рефрижераторы, среди которых наибольшее распространение получила ГKM по циклу Вюлемье–Такониса (см. рис. 4.4). Развитие теплоиспользующих ГKM было вызвано главным образом двумя причинами. Первая – стремление улучшить массовые характеристики АК посредством использования теплоты относительно высокого потенциала, источники которой имеют меньшую удельную массу, чем источники электроэнергии. Тепловой поток, необходимый для работы теплоиспользующих ГKM, может быть получен от солнечного излучения посредством концентраторов или от радиационных теплообменников-нагревателей [58]. Можно использовать также радиоизотопные источники теплоты или теплоту атомных бортовых электростанций, а в наземных, водных и авиационных системах – теплоту двигателей. В связи с тем, что максимальное изменение давления в рабочем объеме машины определяется отношением температур подвода теплоты к циклу и отвода теплоты из цикла, тепловой поток должен подводиться при температуре $T \geq 600$ К.

Вторая причина, определившая развитие теплоиспользующих ГKM, связана с тем, что они весьма перспективны при разработке установок с большим ресурсом работы, вплоть до $t_p = 5000 \div 10\,000$ ч. В машинах Вюлемье–Такониса пульсация давления обеспечивается термокомпрессором, подсоединенным к криоблоку, который включает СПТ и СОО. В этом случае процессы реализуются с помощью двух вытеснителей без использования поршня, что создает возможности для разработки конструкции с большим ресурсом работы.

Идеальный цикл Вюлемье–Такониса может быть реализован без затрат электрической или механической энергии, поскольку в пределе гидравлическое сопротивление газового тракта и механическое трение могут быть сведены к бесконечно малым значениям. Как показывают экспериментальные исследования [18, 53], в реальных машинах для привода

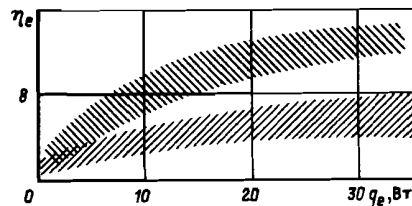


Рис. 4.12. Энергетическая эффективность ГKM по циклу Вюлемье–Такониса:
/// – теплоиспользующие; \\\ – электромеханические

вытеснителей необходима некоторая механическая мощность N , которая, однако, по отношению к эксергии теплоты Q_B высокого потенциала $T_B > T_{0,c}$ относительно невелика, $N \leq 0,1 q_B |1 - T_{0,c}/T_B|$. Процессы в СПТ теплоиспользующих машин сводятся к периодическому нагреву при T_B и охлаждению той части рабочего тела, которая перемещается вытеснителем через регенератор, т.е. процессы в СПТ и криоблоке аналогичны. В связи с этим на значение теплового потока q_B при $T_B > T_{0,c}$ влияют те же факторы, что и на холодопроизводительность q_0 . Однако их действие приводит к увеличению теплового потока в реальном цикле, поэтому

$$q_B = q_{B,и} + \Delta q_{B,\Sigma}; \quad (4.13)$$

$$\eta_e = \frac{(q_{0,и} - \Delta q_{0,\Sigma}) \tau_{e,0}}{(q_{B,и} + \Delta q_{B,\Sigma}) \tau_{e,B} + \Delta N \Sigma}. \quad (4.14)$$

Здесь целесообразно подчеркнуть некоторые особенности процессов в ГKM Вюлемье–Такониса. Так, теплоперенос Δq_B вытеснителем в СПТ имеет относительно большее значение, чем в криоблоке. Это вызвано тем, что при высоких температурах значение Δq_B зависит не только от теплопроводности газа в зазоре между цилиндром и вытеснителем, но и от лучистого теплового потока [106], которым можно пренебречь при $T < T_{0,c}$.

Как уже отмечалось, степень изменения давления ϵ в рабочем объеме определяется отношением температур T_B и $T_{0,c}$. Максимальные значения $T_B \leq 1000$ К ограничены прочностными характеристиками материалов. Однако даже при столь высоких температурах ϵ для ГKM Вюлемье–Такониса меньше, чем для ГKM Стирлинга, и не превышает $\epsilon = 1,2 \div 1,3$ в реальном цикле. Соответственно уменьшаются холодопроизводительность и КПД машин. Зависимость $\eta_e = \eta_e(q_e)$, по данным [18, 53, 151, 163], приведена на рис. 4.12. Один из путей улучшения энергетических характеристик состоит в увеличении минимального значения $p_{мин}$ (или, что то же самое, среднего давления $\bar{p}$ в цикле). Экспериментальная зависимость $q_0 = q_0(\bar{p})$ и $\eta_e = \eta_e(\bar{p})$ показана на рис. 4.13. Этот путь позволяет также снизить частоту циклов, что особенно важно при разработке машин с большим ресурсом работы. В таких случаях маломощный механизм привода вытеснителей может быть встроен [151] в рабочий объем машины (рис. 4.14), что позволит устранить уплотнения штоков, связывающих вытеснители с вынесенным внешним приводом. Так же как и в ГKM по циклу Стирлинга, некоторые преимущества могут быть получены при использовании линейных электромагнитных двигателей

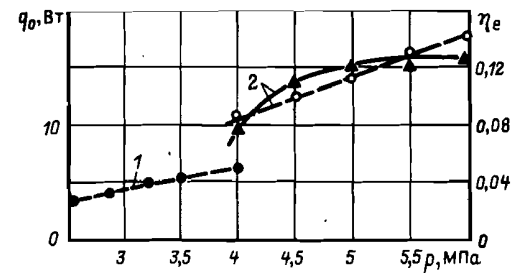
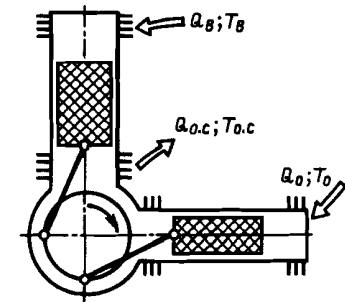


Рис. 4.13. Экспериментальная зависимость холодопроизводительности и КПД теплоиспользующей ГKM от среднего давления в цикле:
— η_e ; --- q_0 ;
1 — $T_0 = 80$ К; 2 — $T_0 = 100$ К

Рис. 4.14. Схема теплоиспользующей ГKM со встроенным приводом вытеснителей



для одного из вытеснителей. Привод второго вытеснителя можно выполнить с использованием постоянных магнитов или гидродинамическим, который описан выше. Одна из схем ГKM с линейным приводом и вид индикаторной диаграммы в СОО показаны на рис. 4.15. В машинах с частотой рабочих циклов $n \leq 3$ с⁻¹ перспективно применение шаговых линейных двигателей [80], которые позволяют заранее программировать закон движения вытеснителей. Вследствие этого можно увеличить площадь индикаторной диаграммы в СОО и, следовательно, удельную холо-

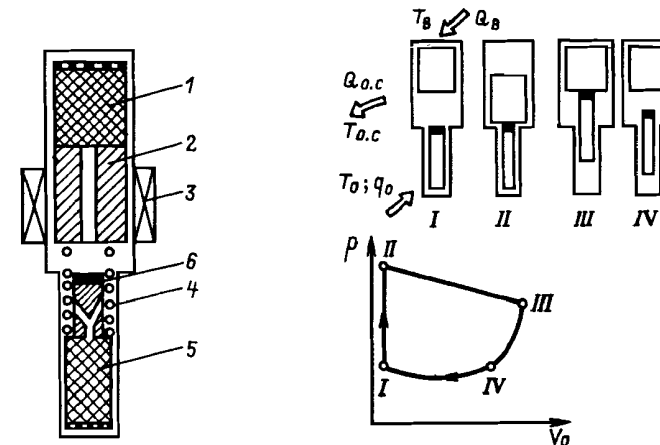


Рис. 4.15. Схема теплоиспользующей ГKM с электромагнитным приводом и индикаторные диаграммы:

1 — теплый вытеснитель; 2 — якорь; 3 — статор; 4 — пружина; 5 — холодный вытеснитель; 6 — постоянный магнит

допроизводительность. Программирование закона движения может быть весьма полезно также при гидродинамическом приводе второго вытеснителя, поскольку позволит исключить удары его о торцы цилиндра.

Относительно небольшие усилия в механизме привода в сочетании с низкой частотой циклов позволяют в теплоиспользующих рефрижераторах в несколько раз снизить вибрации по сравнению с вибрациями в электромеханических рефрижераторах. Так, в ГKM Юлемье–Такониса амплитуда колебаний контрольной точки на оси холодного вытеснителя составляет 40–50 мкм. В то же время в сопоставимых условиях в ГKM по циклу Стирлинга она не опускается ниже 180 мкм. Очевидно, что это – важное преимущество теплоиспользующих машин, позволяющее упростить стыковку с объектами охлаждения, в первую очередь с элементами радиоэлектронной аппаратуры.

Теплоиспользующие рефрижераторы в принципе могут быть построены таким образом, чтобы в одной машине сочетались два цикла тепловой машины: прямой – для выработки механической энергии и обратный – для получения холода [53]. Построение АК на базе таких машин целесообразно в тех случаях, когда необходимо полностью исключить потребление электроэнергии. При этом, однако, следует учитывать, что реализация процессов, на которых основан такой комбинированный цикл, требует применения поршня, мембраны или других аналогичных элементов, работающих при значительном перепаде давлений. Это вызывает соответствующие конструктивно-технологические трудности при разработке машин с высокими надежностью и ресурсами работы.

4.3. Комбинированные системы класса $R_n - R_s$

Иногда для улучшения характеристик АК целесообразно объединять как отдельные ступени рефрижераторов R_n и R_s , так и установки в целом, что позволит наиболее полно использовать преимущества тех и других систем. Для рефрижераторов R_n – это высокие энергетические и массогабаритные характеристики при $T_0 \geq 15 \div 20$ К и $q_e \leq 150$ Вт. Для рефрижераторов R_s – лучшие, чем для R_n , энергетические и массогабаритные характеристики при температурах $T_0 \leq 15 \div 20$ К, удобство компоновки и передачи холода потребителям, особенно в тех случаях, когда АК обслуживает несколько объектов. При самом простом, широко известном способе комбинирование состоит в том, что система R_n используется в охлаждаемой СПО рефрижератора R_s , как показано на рис. 4.16. При этом температуры T'_0 и T''_0 включения рефрижераторов R_n выбираются оптимизацией параметров всей АК. Из анализа данных, приведенных в гл. 2, следует, что для получения высоких энергетических и массогабаритных характеристик целесообразно производить холод при T'_0 и T''_0 в одной двухступенчатой машине с приведенной холодопроизводительностью $Q_e = q'_0 \tau'_e + q''_0 \tau''_e$. Использование двух меньших машин, имеющих в сумме такую же производительность, приведет к некоторому ухудшению энергетических и массогабаритных показателей вследствие влияния масштабного фактора. Однако в тех случаях, когда система работает в условиях периодических, многократно повторяющихся запусков, что ха-

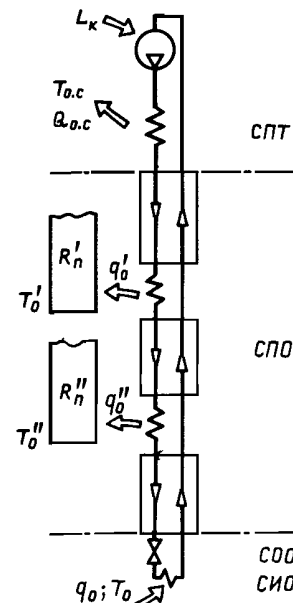
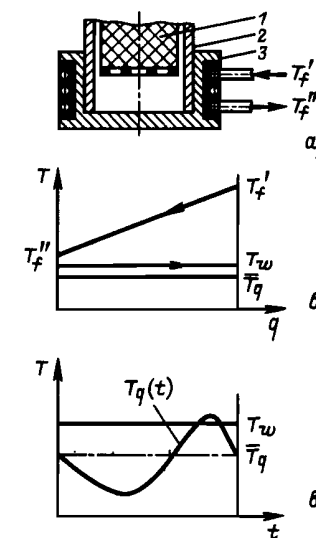


Рис. 4.16. Использование рефрижераторов R_n в охлаждаемой СПО гелиевого рефрижератора

Рис. 4.17. Принципиальная схема (а) и процессы (б, в) в теплообменнике предварительного охлаждения:

1 – вытеснитель; 2 – цилиндр ГKM; 3 – теплообменник предварительного охлаждения



рактерно для многих АК, использование двух машин может оказаться предпочтительным. При этом появляется больше возможностей для сокращения пускового периода посредством независимого изменения значений q'_0 и q''_0 , что особенно важно при повторных запусках из холодного состояния.

В простейшем варианте комбинированной системы внешнее охлаждение стационарного потока рабочего тела рефрижераторов R_s проводится в теплообменнике, который непосредственно соединен со ступенью соо рефрижератора (рис. 4.17). Этот теплообменник представляет собой ступень использования эффекта охлаждения (СИО). Пульсации давления p в рабочем объеме рефрижераторов R_n вызывает соответствующие колебания температуры газа T_g в соо. Однако средняя температура за цикл $\bar{T}_g$ всегда меньше, чем температура стенки T_w . В связи с этим при охлаждении потока от T'_f до T''_f средняя разность температур $\Delta \bar{T}$ в теплообменнике предварительного охлаждения относительно велика, что вызывает потери эксергии, особенно заметные при низких температурах, и негативно отражается на энергетических характеристиках системы в целом. Для сокращения этих потерь иногда целесообразно изменить принципиальную схему рефрижератора так, чтобы в теплообменник предвари-

тельного охлаждения из СОО направлять поток рабочего тела G_H , нагревая его до температур, близких к T_f' при теплообмене со стационарным потоком G_C^* . Один из вариантов такого решения [62], разработанный на основе ГKM по циклу Стирлинга, показан на рис. 4.18. Отвод потока G_H в теплообменник изменяет соотношение тепловых эквивалентов $W = G_C p$ прямого W_m и обратного W_n потоков в регенераторе ГKM. В том случае, когда $G_H = 0$, $W_m = W_n$, и разность температур $\Delta T_{T.K}$ на теплом и $\Delta T_{X.K}$ на холодном концах регенератора 4 определяется только интенсивностью теплообмена и теплоемкостью насадки. Если пренебречь зависимостью теплофизических свойств от температуры, то $\Delta T_{T.K} = \Delta T_{X.K}$. При $G_{H.п} \neq 0$ $W_m < W_n$, в связи с этим $\Delta T_{X.K} > \Delta T_{T.K}$, что приводит к дополнительным потерям при теплообмене в регенераторе. Однако потери в теплообменнике 3 предварительного охлаждения при этом уменьшаются, так как разность температур в нем при теплообмене потоков G_C и G_H будет меньше (рис. 4.18), чем при охлаждении потока G через стенку ГKM (см. рис. 4.17). С учетом этого оптимальная доля потока G_H соответствует условию минимума потерь при теплообмене в регенераторе 4 ГKM и теплообменнике 3. Экспериментальные исследования [62] такой ГKM с отбором потока были проведены применительно к условиям охлаждения воздуха при его ожидении. Оптимальная доля отбираемого потока составила всего 0,4% расхода газа на холодном конце регенератора; при этом эксергетический КПД системы охлаждения увеличился примерно в 1,3 раза.

Сочетание рефрижераторов подклассов R_n и R_s может быть и более сложным — с объединением процессов в отдельных ступенях. Например, при использовании ГKM Гиффорда—Макмагона в рефрижераторе для гелиевых температур можно использовать общую СПТ для систем R_n и R_s . Применение вместо двух компрессоров одного само по себе улучшает энергетические и массогабаритные характеристики вследствие влияния масштабного фактора и увеличивает надежность машины. Наибольший эффект в комбинированных рефрижераторах с общей СПТ может быть получен, когда совпадают или близки по значению оптимальные давления p_m и p_n для рефрижераторов R_n и R_s . В этом случае могут быть найдены и удачные конструктивно-технологические решения, что позволит упростить конструкционную схему и улучшить массогабаритные характеристики. Такие возможности были использованы при сочетании ГKM Гиффорда—Макмагона с рефрижератором R_s , где применен детандер для проведения внутреннего охлаждения (рис. 4.19). ГKM производит внешнее охлаждение рабочего тела в СПО рефрижератора R_s . При $p_m = 1,6$ МПа и $p_n = 0,4$ МПа в такой системе можно организовать эффективное проведение процессов как в ГKM, так и в детандерном контуре. Кроме того, индикаторные диаграммы p , V_0 для ГKM и p , V_d для детандера (рис. 4.19) на участках III—IV и VI—I совпадают, а на остальных участках давления различаются незначительно.

* Нагрев потока G_H можно проводить до любой температуры, выбранной в интервале $T_0 = T_{0.c}$.

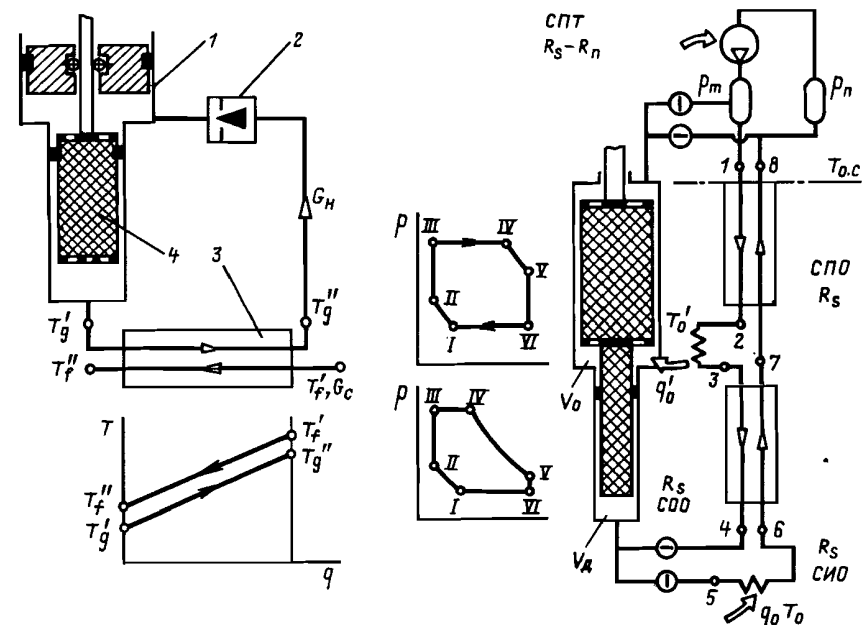


Рис. 4.18. Модификация ГKM для охлаждения потока рабочего тела:

1 — ГKM; 2 — обратный клапан; 3 — теплообменник предварительного охлаждения; 4 — регенератор

Рис. 4.19. Принципиальная схема рефрижератора $R_n - R_s$ с ГKM Гиффорда—Макмагона и детандерной СОО

Это позволяет использовать общий привод вытеснителя ГKM и поршня детандера, как показано на рис. 4.20. Такая компоновка машин снижает требования к уплотнению поршня, что также весьма существенно при разработке микродетандера. Высокая компактность рефрижератора может быть получена и при использовании детандера с внутренним приводом клапанов [4]. Экспериментальные исследования такого рефрижератора* показали его высокую эффективность. При $T_0 = 19 \div 22$ К и холодопроизводительности $q_0 = 2,6$ Вт имеем $\eta_e = 2,4\%$, что примерно в 1,5 раза выше, чем для аналогичной двухступенчатой ГKM Гиффорда—Макмагона. Значения температур в характерных точках цикла приведены в таблице. Относительно большие значения $T_{3-7} = 7$ К и $T_{4-6} = 3,5$ К свидетельствуют о существенных резервах увеличения КПД такой системы. Преимущество ее может проявиться наиболее полно при низких температурах, где детандер с рекуператором должен быть эффективнее, чем низкотемпературные ступени рефрижераторов R_n .

Следующий шаг при разработке комбинированных систем состоит в объединении процессов не только в СПТ, но и в СПО. Для предваритель-

* По данным П.П. Курбачкого.

Таблица. Температуры в характерных точках цикла комбинированного рефрижератора

Точка цикла	1	2	3	4	5	6	7	8
Экспериментальное значение температуры, К	300	98	80	26	19	22,5	73	282

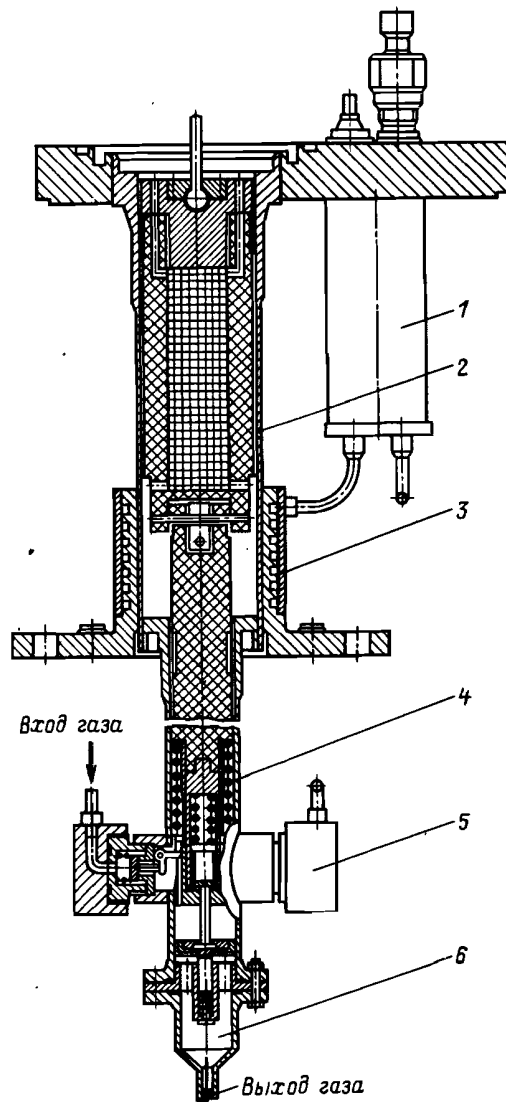


Рис. 4.20. Конструкционная схема рефрижератора $R_n - R_s$ с детандерной СОО:

1 — рекуперативный теплообменник; 2 — ГКМ; 3 — теплообменник нагрузки ГКМ; 4 — детандер; 5 — клапан выпуска; 6 — клапан выпуска

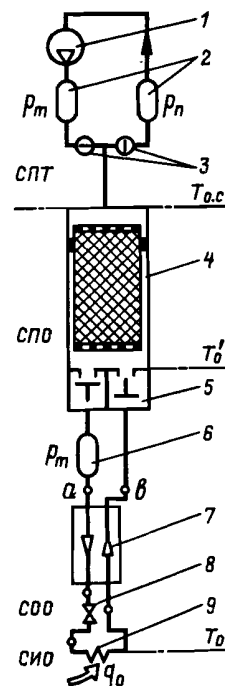


Рис. 4.21. Схема рефрижератора $R_n - R_s$ с дроссельной СОО:

1 — компрессор; 2, 6 — ресиверы; 3 — принудительные клапаны; 4 — ГКМ Гиффорда-Макмагона; 5 — автоматические клапаны; 7 — теплообменник дроссельной ступени; 8 — дроссель; 9 — теплообменник нагрузки

ного охлаждения потока рабочего тела при относительно высоких температурах целесообразно использовать (как более эффективные) рефрижераторы R_n . Один из вариантов такой системы, показанный на рис. 4.21, состоит в сочетании ГКМ Гиффорда-Макмагона с дроссельным контуром. Охлажденный до T'_0 поток рабочего тела отбирается из ГКМ через нагнетательный автоматический клапан и направляется в ресивер 6. В то время, когда криоблок ГКМ сообщается с ресивером низкого давления, рабочее тело из ресивера 6 приходит последовательно соединенные теплообменник 7, дроссель 8 и теплообменник 9 и через автоматический клапан выпуска 5 входит в полость газовой криогенной машины. Холодопроизводительность ГКМ в такой схеме должна быть такой, чтобы компенсировать как собственные потери, так и дополнительные, связанные с недорекуперацией в дроссельном контуре. Число ступеней ГКМ, так же как и давления p_m и p_n , в таком цикле должны определяться оптимизацией всех процессов в системе.

Минимальные давления p_n в рефрижераторе R_n выше, чем критическое давление гелия. Так, для ГКМ Гиффорда-Макмагона $p_n = 0,4 \div 0,6$ МПа, для ГКМ Стирлинга $p_n = 1,0 \div 20$ МПа*. В связи с этим при соединении таких машин с дроссельным контуром температура T_0 в СОО определяется условиями теплообмена, минимальной разностью температур в противоточном теплообменнике дроссельного контура. Например, при $T'_0 = 18$ К, $p_m = 1,6$ МПа, $p_n = 0,4$ МПа, $\Delta T_{\text{мин}} = 0,5$ К, $T_0 = 6 \div 6,3$ К. Удельная холодопроизводительность $q_0 = 4$ Дж/г, а эксергетический КПД дроссельного контура $\eta_e^d = 0,2$. Значение η_e^d в этом случае может быть определено как

$$\eta_e^d = \frac{\Delta i_{ba} T_e}{\Delta i_{ab} - T_{0,c} \Delta s_{ab}} \quad (4.15)$$

В первом приближении η_e^Σ комбинированного рефрижератора, где последовательно соединены ГКМ и дроссельный контур, можно найти как произведение их КПД: $\eta_e^\Sigma = \eta_e^d \eta_e^{\text{ГКМ}}$. При оценке η_e^Σ значение η_e^d легко определить расчетным путем, а $\eta_e^{\text{ГКМ}}$ можно оценить по статистическим данным $\eta_e = \eta_e(q_e)$, приведенным в гл. 2. Приведенную

* Применение в СПО комбинированных рефрижераторов на основе ГКМ Вюльме-Такониса в принципе возможно. Однако весьма малые отношения давлений $\epsilon = 1,2 \div 1,3$, характерные для них, затрудняют сочетание с R_s -процессами.

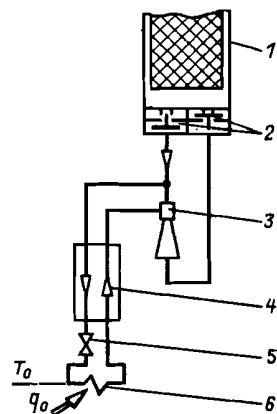


Рис. 4.22. Схема включения дроссельно-эжекторной ступени в холодильнике $R_n - R_s$:
1 - ГKM; 2 - автоматические клапаны; 3 - эжектор; 4 - теплообменник; 5 - дроссель; 6 - испаритель

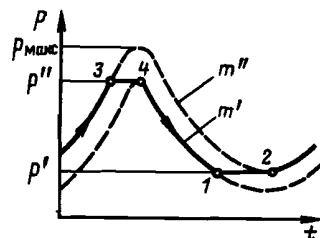


Рис. 4.23. Процессы в ГKM для сжатия и охлаждения внешнего потока рабочего тела

холодопроизводительность ГKM в этом случае определим как

$$q_e = \Delta i_{ba} G_d \tau_e', \quad (4.16)$$

где Δi_{ba} - недорекуперация в дроссельном контуре; G_d - расход в нем.

Относительно высокие значения p_n , которые необходимы при сочетании дроссельного контура с ГKM, ограничивают получение низких T_0 . В то же время снижение p_n нежелательно, так как это может ухудшить энергетические показатели рефрижератора r_n . В связи с этим для получения более низких T_0 (вплоть до температур жидкого гелия) целесообразно использовать дроссельно-эжекторную ступень [27]. Одна из возможных схем ее включения показана на рис. 4.22*.

При использовании в комбинированных рефрижераторах ГKM Гиффорда-Макмагона характер процессов в ней принципиально не изменяется. Вид индикаторной диаграммы остается таким же, как и для автономного режима работы ГKM. Разница заключается только в том, что изменяются расходы газа через регенератор, а следовательно, и связанные с этим потери в машине. Иначе обстоит дело при использовании в таких системах ГKM, работающих по обратному циклу Стирлинга. Установка в СОО автоматических клапанов существенно изменяет характер процессов и вид индикаторной диаграммы. В этом случае цикл машины (рис. 4.23) включает процессы всасывания 1-2 и нагнетания 3-4. Для этих процессов $p = \text{idem}$, а масса газа в машине переменна, $m = \text{var}$. Во время сжатия (процесс 2-3) и обратного расширения (процесс 4-1) масса газа неизменна и равна соответственно m'' и m' . Изменение давления по времени $p(t)$ в процессах 2-3 и 4-1 может быть описано такими же уравнениями

*Здесь, как и в других рефрижераторах с дроссельно-эжекторной ступенью, основная трудность при разработке связана с малыми размерами сопла эжектора при низких температурах.

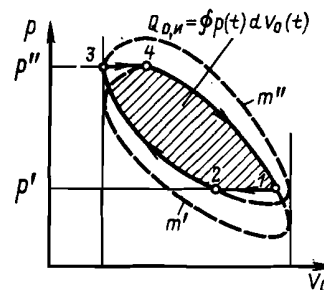


Рис. 4.24. Индикаторная диаграмма ГKM для сжатия и охлаждения внешнего потока рабочего тела

Рис. 4.25. Определение рабочей зоны расходной характеристики ГKM

ми, как и для ГKM, работающей по традиционному обратному циклу Стирлинга:

$$p(t) = \frac{m \Sigma R}{\Sigma (V_i(t) / T_i)}, \quad (4.17)$$

где R - газовая постоянная; $m \Sigma$ - масса газа в рабочей полости, равная m' или m'' ; $V_i(t)$ - зависимость изменения объема полости i машины от времени t (в частном случае, например для регенератора, $V = \text{idem}$). Процессы 1-2 и 3-4 уменьшают пульсацию давления в полости машины. В связи с этим холодопроизводительность ее будет меньше, чем машины с неизменной массой газа. В идеальном цикле холодопроизводительность равна площади индикаторной диаграммы $Q_{0,и} = \oint p(t) dV_0(t)$. Вид ее для машины, производящей холод и одновременно сжатие внешнего, циркулирующего в контуре R_s потока, показан на рис. 4.24. Штриховой линией нанесены диаграммы для $m' = \text{idem}$ и $m'' = \text{idem}$. Уравнение для определения $Q_{0,и}$, полученное интегрированием зависимости $p(t)$ на отдельных отрезках цикла, довольно громоздко и неудобно для практических расчетов. В то же время для практических расчетов с погрешностью, не превышающей 5%, можно принять, что $Q_{0,и}$ меняется линейно при изменении давления нагнетания (рис. 4.25),

$$Q_{0,и} = (Q_{0,и})_{\text{макс}} \frac{p'' - p_{\text{мин}}}{p_{\text{макс}} - p_{\text{мин}}}, \quad (4.18)$$

где $p_{\text{макс}}$ и $Q_{0,и}$ - максимальное давление и холодопроизводительность ГKM, работающей в режиме $m'' = \text{idem}$. Очевидно, что $p'' < p_{\text{макс}}$. Величины $(Q_{0,и})_{\text{макс}}$ и $p_{\text{макс}}$ можно определить по уравнениям, приведенным, например, в [52]. Расходная характеристика $G = G(p'')$, приведенная на рис. 4.25, также линейно зависит от p'' на отрезке $[p_{\text{мин}}, p_{\text{макс}}]$. Машина с идеальным циклом могла бы работать в любой точке расходной характеристики. В отличие от этого рабочая зона реальной ма-

шины соответствует только той части зависимости $G(p'')$, на которой ГKM может компенсировать потери: $Q_0, и \geq \Delta Q_0, \Sigma$. На рис. 4.25 эта часть обозначена линией со штриховкой.

Комбинированные рефрижераторы $R_s - R_n$ дают наибольшие возможности выбора оптимальных решений как для проведения процессов, так и для конструктивно-технологической разработки АК. С учетом этого они были выбраны за основу при разработке АК космического комплекса "Салют-6" [111], которая была предназначена для криостатирования при $T_0 = 4,2$ К приемников ИК-излучения субмиллиметрового телескопа БСТ-1А.

При выборе принципиальной схемы гелиевого рефрижератора основной вопрос состоял в том, какие методы охлаждения использовать в СОО и СПО.

Для СОО наиболее простым и надежно отработанным вариантом был дроссельный. Поэтому за основу был принят дроссельный цикл с двумя ступенями предварительного охлаждения посредством ГKM Стирлинга (рис. 4.26). Для внешнего охлаждения прямого потока гелия в СПО выбраны две независимо работающие ГKM 3 и 6 (вместо одной двухступенчатой). Такое решение обусловлено сравнительно жесткими требованиями к длительности пускового периода, особенно при повторных запусках. В связи с тем, что в основном контуре проходное сечение дросселя 8 неизменно, для сокращения времени пуска в схеме предусмотрен также специальный пусковой контур, включающий регенеративный теплообменник 11, дроссель 12 и электромагнитный клапан 13. Открытие клапана 13 позволяет увеличивать расход гелия через СОО во время запуска.

Рабочим телом служит гелий, который сжимается компрессором 1 до давления $p_m = 2,0 \div 2,5$ МПа. Давление гелия p_n во всасывающей линии компрессора может изменяться в пределах $0,07-0,13$ МПа. Расход гелия в дроссельном контуре $V = 0,9 \div 2,0$ нм³/ч. На основе предварительных расчетов были определены характеристики ГKM для охлаждения прямого потока гелия. В первой ступени установлена одноступенчатая ГKM 3 с холодопроизводительностью $q'_0 = 4$ Вт при $T_0 = 80$ К. Потребляемая мощность при этом не превышает $0,14$ кВт. Мощность ГKM во второй ступени охлаждения СПО не превышает 1 кВт при $q''_0 = 2,5$ Вт и $T_0 = 20$ К. Эти машины служат не только для охлаждения прямого потока гелия, но и частично компенсируют теплопритоки, для чего на охлаждаемых теплоизоляционных экранах 5 и 10 установлены змеевиковые теплообменники.

Элементы криогенной системы, входящие в состав СПО, СОО и СИО, объединены в один криоблок, размещенный в криостате с высоковакуумной теплоизоляцией и двумя охлаждаемыми экранами. Все оборудование, входящее в состав криогенной системы, — компрессор, криоблок, контрольно-управляющие приборы, система автоматической компенсации утечек гелия — размещено в специальном герметичном контейнере. Этот контейнер жестко закреплен на опорно-поворотном устройстве, которое обеспечивает повороты телескопа на $\pm 5^\circ$ от среднего положения оптической оси объектива. Все оборудование, размещенное на плите

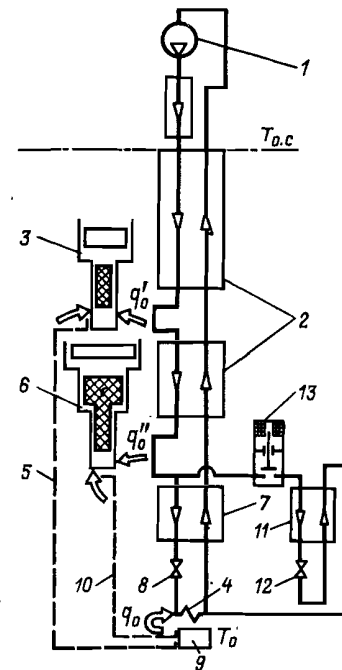


Рис. 4.26. Принципиальная схема гелиевого рефрижератора для телескопа БСТ-1А:

1 — компрессор; 2 — регенеративный теплообменник; 3 — ГKM ($T_0 = 80$ К); 4 — теплообменник нагрузки; 5 — первый экран; 6 — ГKM ($T_0 = 20$ К); 7 — теплообменник дроссельной ступени; 8 — дроссель; 9 — интегрирующая камера; 10 — второй экран; 11 — теплообменник пускового контура; 12 — дроссель пускового контура; 13 — электромагнитный клапан

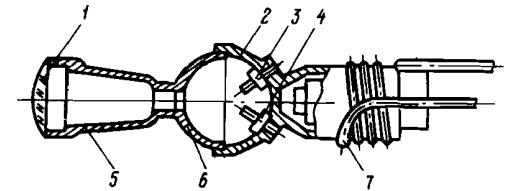


Рис. 4.27. Ступень использования эффекта охлаждения гелиевого рефрижератора: 1 — кварцевая линза; 2 — интегрирующая камера; 3, 4 — ИК-приемники; 5 — световод; 6 — охлаждаемые фильтры; 7 — теплообменник

опорно-поворотного устройства, соединено с помощью гибких кабелей и трубопроводов, проходящих через герморазъемы, с другими системами, размещенными в основном приборном отсеке станции.

Ступень использования охлаждения в гелиевом рефрижераторе (рис. 4.27) непосредственно связана с объектом охлаждения, который представляет собой интегрирующую камеру 2 телескопа, соединенную со световодом 5. Конструкционная схема приемного устройства телескопа в основном аналогична той, которая применялась для радиометра "Обзор" [99], где криостатирование проводилось посредством жидкого гелия, запасенного в криостате. В рефрижераторе холод передается объекту охлаждения через теплообменник 7, размещенный на корпусе интегрирующей камеры 2 телескопа. В этой камере установлены два ИК-приемника, принимающих излучение в различных диапазонах длин волн. Первый 3, выполненный из монокристалла антимолида индия, обеспечивает работу субмиллиметрового канала (СК) при $\lambda = 300 \div 2000$ мкм; второй 4 — для приема инфракрасного излучения (ИК-канал) с длиной волны $\lambda = 60 \div 130$ мкм — выполнен из монокристалла германия, легированного бором. Приемники ИК- и СК-каналов укреплены на высокотеплопроводном медном корпусе камеры с помощью специальных кристаллодержателей. Хороший тепловой контакт приемни-

ков излучения с корпусом камеры обеспечивает их криостатирование. Принимаемый сигнал поступает в интегрирующую камеру через кварцевую линзу 1 и световод 5, который выполнен из полированной нержавеющей стали толщиной 0,2 мм. Интегрирующая камера и коническая часть световода защищены от теплового излучения двумя охлаждаемыми радиационными экранами, цилиндрическая часть световода — одним.

Компоновка приемного узла телескопа и конструкционные элементы выполнены так, что обеспечиваются необходимые прочность и соосность световода с линзой, а теплоприток в зону охлаждения не превышает 0,1 Вт.

При разработке систем криостатирования необходимо принять меры по снижению вибраций, электрических наводок и электромагнитных помех на чувствительных элементах радиоэлектронного оборудования. Эффективность таких мер может быть окончательно определена только экспериментально при совместной работе всех систем комплекса. При разработке АК телескопа БСТ-1М вибрации на световоде и приемниках излучения были уменьшены до допустимых пределов балансированием механизмов ГKM и компрессора. Эффективными решениями оказались такие способы, как введение сильфонной развязки между световодом и криостатом, а также жесткое крепление кожуха световода к силовой раме телескопа.

В разработанной конструкции телескопа приемники излучения крепились непосредственно на корпусе интегрирующей камеры, которая охлаждалась потоком двухфазного гелия. Фоторезисторы впаивались индиевым припоем в медные посеребренные кристаллодержатели, которые с помощью резьбового соединения крепились в посеребренном медном корпусе камеры. После установки резьбовые соединения припаивались сплавом Вуда. Для контроля температуры в корпус камеры были также впаяны держатели терморезисторов. Как показали испытания, такой способ крепления обеспечивает необходимый для надежного криостатирования тепловой контакт приемников излучения с корпусом камеры. Однако при такой установке неизбежны электрические наводки. Для снижения их потребовалось подбирать длину, экранировку и расположение проводов, по которым слабые сигналы от фоторезисторов поступали на входы предварительных усилителей. Кроме того, были найдены оптимальные точки заземления фоторезисторов и цепей питания агрегатов рефрижератора. Найденные экспериментальные решения — результат компромисса между противоречивыми требованиями минимального теплопритока и минимальных наводок.

Влияние отдельных параметров на характеристики рефрижераторов можно оценить на этапе предварительного анализа лишь приближенно. Это связано с тем, что в микрокриогенных системах характеристики отдельных узлов — теплообменников, дросселя, компрессора, ГKM — существенно зависят от случайных факторов. В первую очередь это относится к таким системам, которые предназначены для криостатирования объектов с пренебрежимо малыми собственными тепловыделителями, где особенно важны теплопритоки. С учетом этого очевидна весьма существенная роль экспериментальной доводки АК для окончательного опреде-

ления его характеристик, к которым предъявляются весьма жесткие требования.

Для того чтобы сократить объем довольно трудоемких экспериментальных исследований, необходимо выделить те активные переменные, изменение которых наиболее существенно отражается на характеристиках АК. Должны быть определены также допустимые пределы их изменения, что можно сделать анализом соответствующих стационарных режимов. Для криогенной системы телескопа БСТ-1М к таким параметрам были отнесены теплопритоки q_T на каждой из ступеней охлаждения.

В первой и второй ступенях СПО q_T^I и q_T^{II} должны быть компенсированы ГKM, которые работают при $T_0 = 77$ К и $T_0 = 20$ К соответственно.

В третьей ступени охлаждения q_T^{III} компенсируется холодом, выработанным в СОО. К активным переменным отнесены также расход гелия в дроссельном контуре и разности температур ΔT_H на теплых концах регенеративных теплообменников каждой ступени. Значения ΔT_H для каждого из теплообменников однозначно связаны с их тепловым КПД.

Допустимые теплопритоки q_T в каждой из ступеней охлаждения могут быть получены анализом системы линейных неравенств, отражающих энергетический баланс ступеней. Так, для первой ступени внешнего охлаждения СПО можно записать

$$q_T^I \leq q_0^I + V[(i_m'' - i_n') + (i_n' - i_m')]. \quad (4.19)$$

В уравнении (4.19) одним штрихом отмечены параметры гелия на входе в первую ступень охлаждения, двумя — на выходе из нее, сюда входят регенеративный теплообменник 2 и ГKM 3 (см. рис. 4.26). Аналогичные неравенства отражают энергетические балансы следующих ступеней каскада. Результаты расчетов приведены на рис. 4.28 в виде зависимостей $q_T = q_T(V)$ для различных значений ΔT_H при $p_m = 2,5$ МПа и $p_n = 0,11$ МПа. Расчеты позволили оценить требуемые эффективности теплообменников и качество теплоизоляции в каждой ступени. С учетом экспериментальных характеристик ГKM был предварительно определен расход гелия в дроссельном контуре $V = 1,1 \div 1,4$ м³/ч. Исследования энергетических характеристик рефрижератора, результаты которых представлены на рис. 4.29, подтвердили правильность решений, принятых на основе расчетов и испытаний отдельных узлов криогенной системы. Максимальные значения эксергетического КПД рефрижератора при $V = 1,3 \div 1,4$ м³/ч достигают 0,03, что лучше известных данных [34, 52] для аналогичных рефрижераторов других типов.

Экспериментальные исследования модели рефрижератора позволили также определить продолжительность пускового периода. Так, было установлено, что даже при использовании всех резервов уменьшения теплопритоков и максимально допустимом форсировании каждой из ГKM по холодопроизводительности на 15–20%, выдержать требования технического задания по времени пуска не представляется возможным. В связи с этим, как уже отмечалось, был предусмотрен специальный пусковой контур, показанный на рис. 4.26, который при запуске подключался к

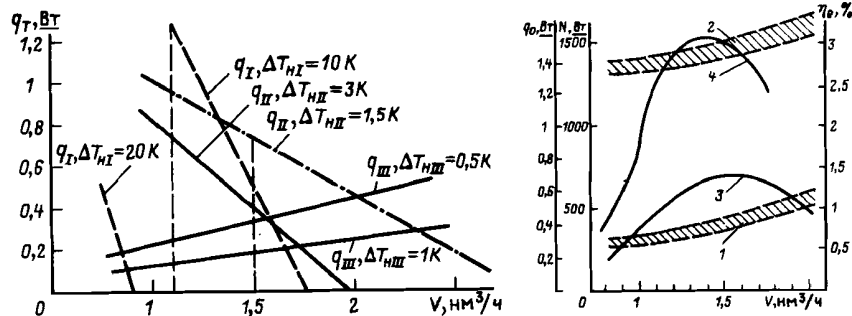


Рис. 4.28. Зависимость допустимых величин теплопритоков от расхода гелия: — первая ступень каскада; — вторая ступень каскада; — третья ступень каскада

Рис. 4.29. Энергетические характеристики рефрижератора: 1 — мощность компрессора; 2 — суммарная мощность; 3 — холодопроизводительность при $T_0 = 4,2$ К; 4 — эксергетический КПД

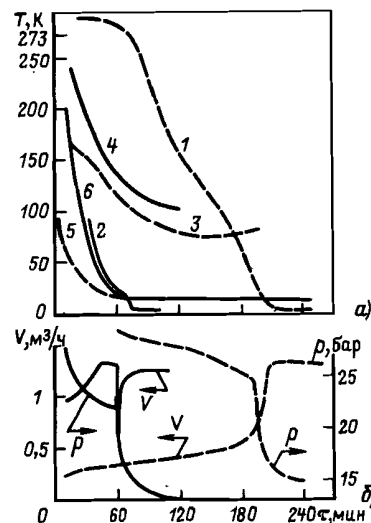


Рис. 4.30. Пусковые характеристики рефрижератора: изменение температуры в период пуска (а) и изменение расхода гелия и давления нагнетания в период пуска (б): — с пусковым контуром; — без пускового контура; 1, 2 — теплообменник при $T_0 = 4,2$ К; 3, 4 — теплообменник нагрузки ГKM I ступени; 5, 6 — теплообменник нагрузки ГKM II ступени

основному дроссельному контуру посредством электромагнитного клапана. Это позволило существенно увеличить расход гелия и как следствие сократить время пуска. На рис. 4.30, а показано изменение температур по времени в теплообменнике СИО (кривые 1, 2) и в теплообменниках нагрузки ГKM (кривые 3, 4, 5, 6) для двух режимов работы. Сопоставление показывает, что использование пускового контура (сплошные линии) позволяет более чем в 2 раза сократить время пуска. Штриховые линии соответствуют режиму пуска с отключенным контуром. На рис. 4.30, б показано изменение давления нагнетания p и расхода V компрессора для этих же режимов работы.

Гелиевый рефрижератор с суммарным энергопотреблением не более 1,5 кВт и массой 127 кг успешно прошел летные испытания на научной орбитальной станции "Салют-6" [111]. Они показали хорошее совпадение основных характеристик рефрижераторов с теми, которые были получены в предварительных наземных экспериментах.

ГЛАВА ПЯТАЯ

РЕФРИЖЕРАТОРЫ РАЗОМКНУТОГО ТИПА

5.1. Общие положения

Работа всех рефрижераторов этого вида основана на использовании эксергии предварительно накопленного криоагента. Первоначальное состояние криоагента в системе может быть в общем случае любым: твердым, жидким или газообразным. В последнем случае рабочее тело может находиться не при T_0 , а при повышенном давлении в интервале температур от $T_{0,c}$ до T , соответствующей входу в СОО.

Расход запасенной эксергии сопровождается уменьшением массы накопленного криоагента, покидающего систему по мере работы рефрижератора и выбрасываемого в окружающую среду. Запас израсходованной эксергии можно в принципе пополнить повторными заправками рефрижератора.

Имеется два типа рефрижераторов, работающих по разомкнутому процессу.

К *первому* типу относятся системы с запасом жидкого или твердого криоагента при T_0 . Криоагент в таких рефрижераторах расходуется непрерывно (из-за теплопритока) с момента их заправки.

Криорефрижераторы с разомкнутым процессом этого типа можно также назвать криоаккумуляторами, поскольку запасенная в них эксергия заключена в криоагентах, находящихся в конденсированном состоянии при T_0 . Поэтому в дальнейшем такие рефрижераторы будем соответственно происходящему в них процессу называть испарительными и сублимационными криоаккумуляторами.

Ко *второму* типу относятся рефрижераторы с запасом криоагентов, находящихся в системе в газообразном состоянии (иногда в двухфазном газ — жидкость) под повышенным давлением. Сжатый газ может храниться в системе при $T_{0,c}$ длительное время (в принципе неограниченное) и периодически расходоваться по мере необходимости.

Время работы без дополнительной заправки и массогабаритные характеристики рефрижераторов с разомкнутыми процессами зависят от нескольких факторов: теплофизических свойств криоагентов, качества теплоизоляции, требуемой мощности криостатирования. Особенно важен правильный выбор криоагента, так как свойства рабочего тела при прочих равных условиях могут не только оказать решающее влияние на характеристику, но и определить рациональное исходное состояние криоагента в системе.

Температурные границы криостатирования определяются теплофизическими свойствами криоагентов и давлением в зоне отвода теплоты от объекта.

При криостатировании жидкостью или парожидкостным потоком температура криоагента, контактирующего с объектом, может находиться в интервале $T_{кр} - T_{т.т.}$

В случае криостатирования твердыми криоагентами температурная область криостатирования лежит ниже $T_{т.т.}$ и определяется равновесным давлением пара над твердым криоагентом.

Таблица 5.1. Теплофизические свойства некоторых криоагентов [110]

Вещество	Атомная или молекулярная масса	Газовая постоянная, Дж/(кг·К)	Температура кипения жидкости в зависимости от давления насыщенного пара, К		Плотность газа при атмосферном давлении и $T = 273, 15$ К, кг/м ³
			при атмосферном давлении*	при давлении тройной точки**	
Азот	28,01	296,8	77,36	63,150 (12,5)	1,25046
Аргон	39,95	208,2	87,29	83,810 (69,0)	1,78394
Водород: нормальный (75% о-Н ₂ , 25% р-Н ₂)	2,02	4124,2	20,38	13,950 (7,2)	0,08999
параводород	—	—	20,38	13,813 (7,2)	—
Воздух	28,96	287,0	78,80	—	1,29280
Гелий-4	4,00	2078,0	4,22	—	0,17846
Гелий-3	3,02	—	3,20	—	0,13450
Кислород	31,998	259,8	90,188	54,352 (0,1)	1,42895
Метан	16,040	518,8	116,67	90,66 (11,7)	0,7168
Неон	20,183	411,0	27,102	24,54 (43,3)	0,8999
Фтор***	37,997	219,0	84,95	53,48 (0,25)	1,635

Вещество	Плотность жидкости при атмосферном давлении, кг/м ³	Теплота парообразования		Критические параметры	
		при атмосферном давлении*, Дж/моль	при давлении тройной точки**, Дж/моль	давление, МПа	температура, К
Азот	804,0	5560,0	6034,0	3,5	126,25
Аргон	1393,0	6450,0	6559,5	4,7	150,65
Водород: нормальный (75% о-Н ₂ , 25% р-Н ₂)	70,80	890,0	912,8	0,2	33,19
параводород	70,2	897,8	906,2	0,1	33,90
Воздух	873,0	5942,0	—	~3,7	132,42
Гелий-4	125,0	81,3	—	0,2	5,20
Гелий-3	58,9	25,4	—	0,1	3,31
Кислород	1142	6810	7776,0	4,91	159,58
Метан	426	8200	8661,6	4,50	190,6
Неон	1206	1735	1816,5	2,58	44,6
Фтор***	1500	6548	7523,4	5,08	144,31

*При давлении 0,101325 МПа.
 **В скобках указано равновесное давление, кПа.
 ***Пока используется ограниченно вследствие химической агрессивности.

Таблица 5.2. Характеристика твердых криоагентов [132, 164]

Криоагент	Температурный интервал, К*	Теплота сублимации		Плотность, кг/м ³
		Дж/моль	Дж/см ³	
Параводород	13,8–8,3	1028,6–932,4	44,6–41,96	86,72–90
Неон	24,5–13,5	2075,2–2138,5	153,2–157,90	1444–1490
Азот	63,1–43,4	6753,6–7000,0	228,4–243,80	947–970
Окись углерода**	68,1–45,5	8547,1	313,8	1028–1030
Аргон	83,0–47,8	7758,3–8078,4	315,4–345,80	1624–1710
Метан	90,7–59,8	8624,0–9849,2	311,4–319,30	519–520
Диоксид углерода***	217,5–125,0	26614,8	1029,30	1530–1708
Аммиак***	195,4–150,0	25358,7	1463,00	730–800

*Нижний температурный уровень соответствует равновесному давлению паров около 13,3 Па (0,1 мм рт. ст.).

**При температуре ниже 62 К.

***При средней температуре.

В табл. 5.1 и 5.2 приведены теплофизические свойства некоторых криоагентов, представляющих наибольший интерес с точки зрения их применения в криоаккумуляторах.

Из этих таблиц следует, что соответствующим подбором веществ и изменением равновесного давления в зоне криостатирования можно практически перекрыть весь диапазон использования криотемператур. Естественно, каждый конкретный тип рефрижератора может работать в силу упомянутых выше ограничений в значительно более узкой температурной области.

Криоаккумуляторы используются, как правило, для отвода от криостатируемых объектов сравнительно небольшой мощности охлаждения. В этих условиях весьма важно сведение теплопритоков из окружающей среды к минимальному значению. Следует также иметь в виду то, что теплоприток и вызываемый им расход криоагента происходят постоянно независимо от рабочего режима рефрижератора.

Исключение составляют рефрижераторы с запасом криоагента, находящегося в виде сжатого газа при $T = T_{0,c}$. Но и в этом случае изоляция ступеней, где температура понижается до $T \ll T_{0,c}$, должна быть достаточно совершенной, поскольку как в пусковой, так и в рабочий период требуется дополнительный расход криоагента на покрытие теплопритоков.

Для уменьшения теплопритоков не только используют высокоэффективную теплоизоляцию, но и выбирают рациональную форму холодной зоны рефрижератора. Поэтому криоаккумулятору целесообразно придавать форму сферы, имеющей, как известно, минимальную площадь поверхности на единицу объема. Поскольку высококачественное нанесение на сферу изоляции — операция технологически довольно сложная, иногда используют цилиндрическую форму сосуда с диаметром цилиндра, равным его длине. Обычно используют экранно-вакуумную теплоизоля-

цию (ЭВТИ) с приведенным коэффициентом теплопроводности не выше $1 \cdot 10^{-4} - 1 \cdot 10^{-5}$ Вт/(м · К). Дополнительно в изоляции целесообразно размещать экраны, охлаждаемые рабочим или специально подобранными криоагентами. Отметим, что охлаждение экрана паром рабочего криоагента в рефрижераторах малой мощности не всегда эффективно вследствие небольших количеств испаряющегося (сублимирующегося) рабочего тела. В этих случаях используется охлаждение экранов специально подобранными для этих целей криоагентами.

От правильного выбора температур и числа охлаждаемых экранов существенно зависят эффективность и массогабаритные характеристики рефрижераторов.

Так как эксергия к рефрижератору с разомкнутым процессом подводится только в период его заправки криоагентом, рабочий процесс обычно не связан с непосредственным энергопотреблением. В этом заключается большое преимущество рефрижераторов такого типа перед системами аналогичного назначения. В рефрижераторах с разомкнутыми процессами отсутствуют или сведены до минимума число подвижных элементов, что резко повышает их надежность. Практически отсутствуют шум и вибрация при их работе, а также электрические и магнитные поля. Рефрижераторы такого типа отличаются компактностью, простотой, легкостью поддержания температуры и ее плавного регулирования.

5.2. Испарительные криоаккумуляторы

Криостатируемый объект в таких рефрижераторах погружается непосредственно в сосуд с жидкостью (или жидкость подается к объекту по трубопроводу). При этом может использоваться как непосредственный контакт жидкости с криоагентом (прокачка потока через каналы в криостатируемом объекте), так и теплоотвод через теплопередающие стенки каналов. Иногда используют отвод теплоты от объекта к жидкости посредством специальных тепловых мостов.

Благодаря высокой интенсивности теплоотдачи к жидкости площади теплопередающих поверхностей криостатируемых объектов могут быть сведены до небольших значений при сравнительно малых разностях температур между теплообменивающимися средами.

На рис. 5.1 приведены расчетные характеристики испарительных криоаккумуляторов при различных режимах работы [119]. Из этих графиков видно, что при неизменной массе рефрижератора его время работы существенно зависит от тепловой нагрузки.

Сопоставляя характеристики рефрижераторов на различных криоагентах, нетрудно также заметить, что наименьшая масса для одинакового времени работы в рассматриваемых условиях получается при использовании неона. Это объясняется тем, что неон имеет самую высокую из сравниваемых криоагентов объемную теплоту парообразования (см. табл. 5.1). Поэтому вследствие большой плотности неона габаритные размеры неоновой рефрижератора и, следовательно, его масса с учетом массы сосуда и изоляции получаются меньшими, чем в случае использования других криоагентов.

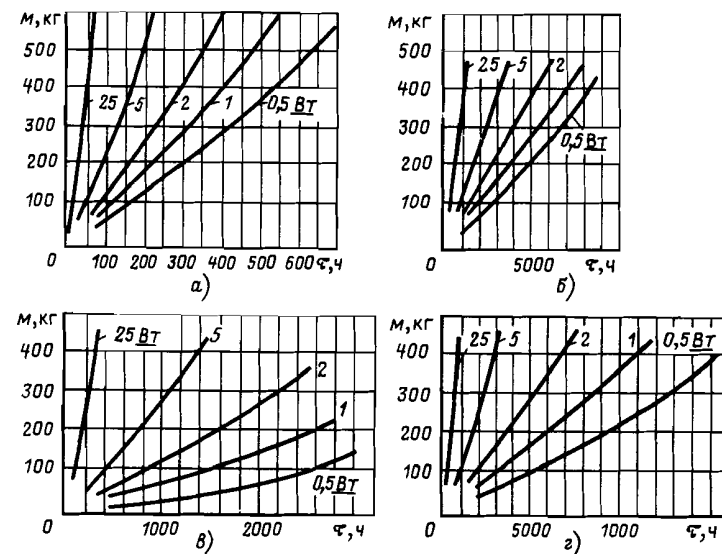


Рис. 5.1. Зависимость массы испарительного жидкостного криоаккумулятора от времени для жидкого гелия (а), жидкого водорода (б), жидкого неона (в), жидкого азота (г)

Дальнейшее усовершенствование рефрижераторов может быть осуществлено размещением в экранах специально подобранных для их охлаждения вспомогательных (экранных) жидких или твердых криоагентов.

На рис. 5.2 сопоставлены три различных способа изоляции сосуда с жидким гелием при $T_0 = 4,2$ К:

- 1) сосуд изолирован экранно-вакуумной тепловой изоляцией ЭВТИ; охлаждаемых экранов нет;
- 2) для изоляции сосуда использована ЭВТИ с одним экраном, охлаждаемым твердым сублимирующимся криоагентом;
- 3) для изоляции сосуда применена ЭВТИ с двумя экранами, охлаждаемыми твердыми сублимирующимися криоагентами.

Расчет проведен со следующими допущениями: теплоприток от криостатируемого объекта отсутствует; теплоприток по опорам и горловинам полностью снимается выходящими из системы парами криоагента; использована ЭВТИ с приведенным коэффициентом теплопроводности $1 \cdot 10^{-4}$ или $1 \cdot 10^{-5}$ Вт/(м · К); толщина слоя ЭВТИ не превышает 50 мм; радиальный зазор между оболочками, образующими вакуумную полость, равен 30 мм; оболочки изготовлены из сплава АМГ с толщиной стенки 2–3 мм; массой опор пренебрегаем; тепловые балансы выполнены для случая, когда к концу установленного времени хранения τ из сосуда полностью испаряются (сублимируют) все криоагенты.

Результаты расчета приведены в виде графиков на рис. 5.3–5.6. По оси абсцисс отложено время функционирования систем, а по оси ординат —

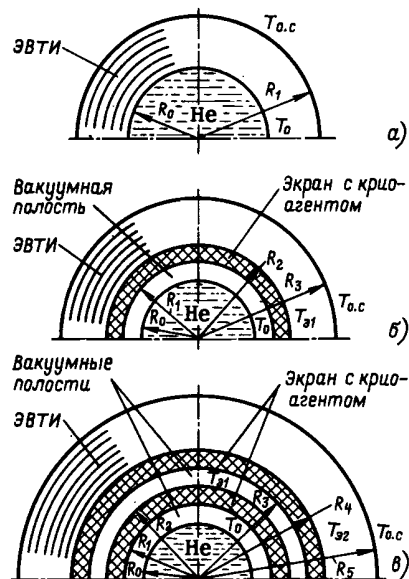


Рис. 5.2. Варианты изоляции испарительного жидкостного криоаккумулятора

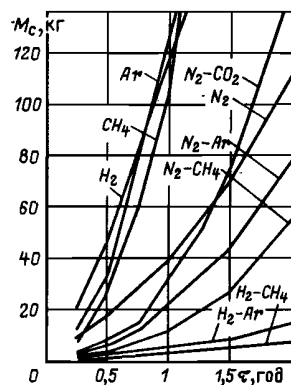


Рис. 5.3. Зависимость массы криоаккумулятора от времени работы и типа изоляции

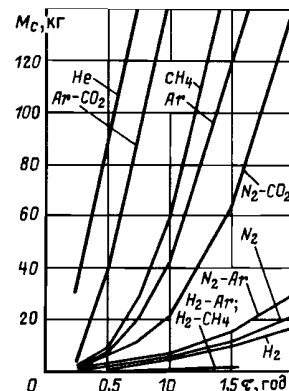


Рис. 5.4. Зависимость массы криоаккумулятора от времени работы и типа изоляции

соответственно масса системы или радиус наружной сферы R_H ; на кривых указаны криоагенты, используемые в качестве экранных.

Из рис. 5.3–5.6 видно, что наименьшие массогабаритные показатели получаются в случае использования двух экранов, один из которых охлаждается твердым водородом. Использование твердого азота в сосудах с одним охлаждаемым экраном приводит к минимальным массогабарит-

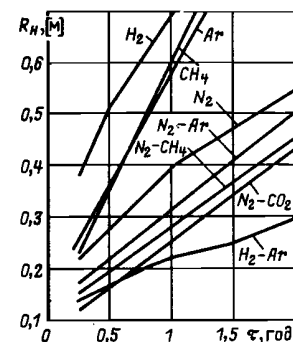


Рис. 5.5. Зависимость радиуса наружной оболочки криоаккумулятора от времени работы и типа изоляции

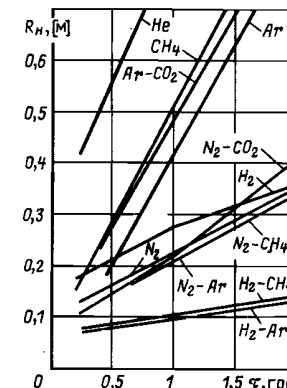


Рис. 5.6. Зависимость радиуса наружной оболочки криоаккумулятора от времени работы и типа изоляции

ным показателям систем, выполненных по варианту б рис. 5.2. Наименьшей эффективностью обладает изоляция, выполненная по варианту а.

При использовании водорода и азота в качестве экранных криоагентов переход от варианта б к варианту в дает незначительные улучшения показателей системы, особенно при времени ее функционирования менее 1 года. Однако конструкция сосуда по варианту б намного проще. Проще также и сосуда, в которых наряду с водородом для охлаждения экранов используется твердый метан.

Аналогичные преимущества при использовании охлаждаемых экранов имеют системы не только с жидким гелием, но и с другими криоагентами.

Кроме рационального выбора криоагента и теплоизоляции необходимо обеспечить надежный отвод теплоты от криостатируемого объекта. С точки зрения минимизации теплопередающей поверхности процесс такого теплообмена целесообразно проводить в режиме развитого пузырькового кипения, при котором, как известно, можно осуществить наибольшую интенсивность теплоотдачи*.

Важно и то, что при таком режиме, в случае размещения криостатируемого объекта в свободном объеме жидкости, на теплообмен в докритической области не оказывают существенного влияния ни геометрия теплопередающей поверхности, ни ее ориентация относительно направления силы гравитации [54, 70]. Необходимо только обеспечить контакт жидкости с объектом криостатирования. Для случая, когда насыщенная жидкость принудительно прокачивается через каналы с тепловыделяющими стенками, ориентация теплопередающей поверхности относительно направления силы гравитации также не имеет значения.

* В случае отвода небольших тепловых потоков обычно нет необходимости проводить теплообмен в режиме пузырькового кипения.

Коэффициент теплоотдачи α возрастает с увеличением плотности теплового потока q . Однако значение q не должно превышать его первого критического значения $q_{кр1}$.

Универсального уравнения, которое бы учитывало все основные факторы, влияющие на интенсивность теплообмена при пузырьковом кипении, нет. Поэтому для практических расчетов в зависимости от условий протекания процесса часто приходится использовать различные уравнения.

В условиях обычной земной гравитации на интенсивность теплообмена при кипении в большом объеме существенное влияние оказывают как свойства криоагента, так и материал теплопередающей поверхности объекта криостатирования. Поэтому для строгого расчета теплообмена с учетом влияния отмеченных выше факторов целесообразно использовать уравнения, приведенные в [54].

Для прикиточных расчетов теплоотдачи при кипении в условиях свободной конвекции можно также использовать эмпирическое уравнение, полученное обобщением большого числа экспериментальных данных [159],

$$\alpha = C q^{0,624} (\rho c \lambda)_M^{0,117}, \quad (5.1)$$

где C — коэффициент, зависящий от давления и природы криоагента, выбирается по графику (рис. 5.7); $(\rho, c, \lambda)_M$ — плотность, теплоемкость и теплопроводность материала поверхности теплопередающего элемента; q — плотность теплового потока.

Значения всех величин принимаются при температуре T_s кипения жидкости. Средняя погрешность определения α по уравнению (5.1) в интервале давлений $4 \cdot 10^{-3} \leq p/p_{кр} \leq 0,97$ составляет 14,3% [159].

Более подробный анализ влияния на теплообмен теплофизических свойств материала теплопередающей поверхности объекта приведен в [54].

Критическую плотность теплового потока $q_{кр1}$ с достаточной для инженерных расчетов точностью можно определить из уравнения [70]

$$q_{кр1} = K r \sqrt{\rho'^4 g \sigma (\rho' - \rho'')}, \quad (5.2)$$

где r — теплота парообразования; $K \approx 0,13$ — постоянный коэффициент; ρ', ρ'' —

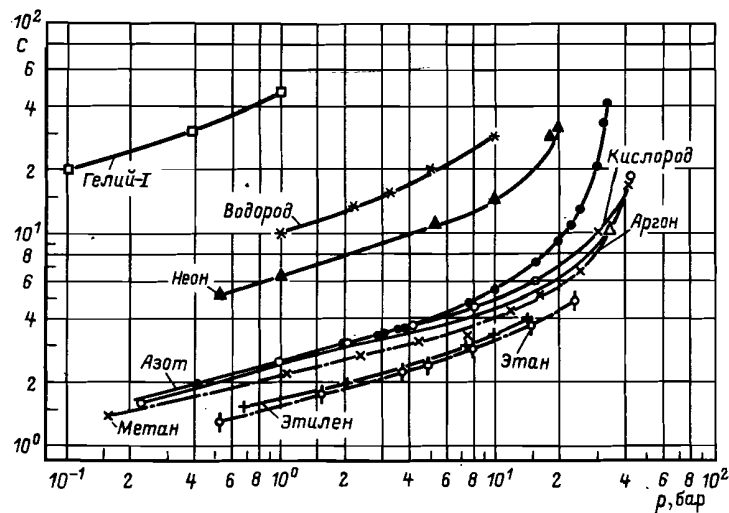


Рис. 5.7. Зависимость поправочного коэффициента C от давления для различных криоагентов

соответственно плотность жидкости и пара; σ — коэффициент поверхностного натяжения.

Из уравнения (5.2) видно, что на значение $q_{кр1}$ оказывают влияние несколько факторов, например гравитация g и давление; кроме того, на $q_{кр1}$ оказывает влияние состояние поверхности тепловыделяющего элемента и ее ориентация относительно направления вектора ускорения и т.п. Поэтому в тех случаях, когда требуется высокая точность определения $q_{кр1}$, пользуются частными зависимостями, справедливыми только применительно к рассматриваемым условиям [54].

С уменьшением гравитации, так же как и давления, критическая плотность теплового потока $q_{кр1}$ падает. При $g \rightarrow 0$ или $p \rightarrow 0$ также и $q_{кр1} \rightarrow 0$.

Для сил гравитации, меньших нормальной g_H , значение $q_{кр1}$ можно определить из уравнения [54, 70]

$$q_{кр1}/(q_{кр1})_H = (g/g_H)^{0,25}, \quad (5.3)$$

где $(q_{кр1})_H$, $q_{кр1}$ — критический тепловой поток соответственно при нормальном ускорении g_H и $g < g_H$. Эксперименты показывают, что достаточно небольшого ускорения $g = (0,01 \div 0,03) g_H$, чтобы поддерживать пузырьковое кипение.

Еще более сложную задачу представляет собой расчет теплообмена при вынужденном течении парожидкостных потоков в каналах, где в результате испарения существенно меняются как структура потока, так и режимы его течения. Экспериментальных данных по теплообмену при течении кипящих криоагентов в каналах весьма мало, а их результаты применимы, как правило, для отдельных частных случаев.

Для расчета теплоотдачи при вынужденном, нерасслоенном течении кипящей жидкости в каналах можно использовать следующее достаточно простое уравнение [148]:

$$\frac{Nu}{Nu_b} = \begin{cases} 1 & \text{при } Bo_* < 6 \cdot 10^4; \\ 0,00041 Bo_*^{0,5} & \text{при } Bo_* > 6 \cdot 10^4. \end{cases} \quad (5.4)$$

Числом Нуссельта Nu_b в уравнении (5.4) описывается теплообмен при пузырьковом кипении в канале [148]:

$$Nu_b = 0,0042 Re_*^{0,6} K_p^{0,5} S^{0,2}. \quad (5.5)$$

Модифицированное число кипения

$$Bo_* = (2G/g)[1 + x(\rho'/\rho'' - 1)]. \quad (5.6)$$

В уравнениях (5.5) и (5.6) приняты следующие обозначения: $Re = qb/(r\rho''a)$ — критерий Пекле; $K_p = p/\sqrt{\rho g (\rho' - \rho'')}$ — безразмерный параметр; $S = (\rho c \lambda)_w / (\rho c \lambda)'$ — безразмерный параметр; G — массовая скорость; q — плотность теплового потока; x — паросодержание; ρ', ρ'' — соответственно плотность жидкости и пара; r — теплота парообразования; σ — поверхностное натяжение; a — температуропроводность. Индексом обозначены параметры, относящиеся к материалу стенки канала.

Уравнением (5.4) описываются экспериментальные данные по теплообмену в горизонтальных и вертикальных каналах в интервалах давлений 0,09–2,2 МПа, массовых скоростей 20–2200 кг/(м² · с) и тепловых потоков 400–210 000 Вт/м² с погрешностью $\pm 35\%$. Уравнения (5.4) и (5.5) справедливы для $x \approx 1$.

В рефрижераторах малой мощности обычно используются каналы сравнительно небольших диаметров (капилляры). Кипение в таких каналах отличается повышенной интенсивностью. Так, при поперечном размере канала, не превышающем полутора констант Лапласа, интенсивность теплоотдачи может быть рассчитана с помощью уравнения [148]

$$Nu/Nu_\infty = 1,31(b/d)^{-2/3}, \quad (5.7)$$

где Nu_∞ определяется по уравнениям (5.4) и (5.5); b — постоянная Лапласа; d — диаметр канала.

Критическую плотность теплового потока $q_{кр}$ для вертикальных каналов можно найти в [146].

Описанная методика применима к рефрижераторам, где в СОО получается поток жидкого или двухфазного криоагента.

В тех криоаккумуляторах, в которых, как правило, принудительное движение жидкости не осуществляется, практическое использование испарительных жидкостных рефрижераторов разомкнутого типа при $g \rightarrow 0$ усложняется. Это вызвано тремя причинами: уменьшением интенсивности теплообмена (уменьшением $q_{кр1}$), трудностями разделения жидкой и паровой фаз и необходимостью обеспечения достаточно низкого давления пара.

Первая причина, относящаяся к теплообмену, рассмотрена выше. Остановимся подробнее на второй причине.

Если не принимать специальных мер, то в невесомости из рефрижератора вместе с паром будет уходить и часть жидкости, что резко сократит запасы криоагента и, следовательно, срок существования всей системы.

Для предотвращения выхода из рефрижератора жидкости применяют сепарационные устройства, в основу которых положены различные принципы.

На рис. 5.8 показан сепаратор, работающий по принципу теплового разделения фаз [120].

Двухфазная смесь, находящаяся в сосуде 1 при давлении p_2 , расширяется в дроссельном устройстве 2 до давления p_1 с понижением температуры и поступает в теплообменник 3. Так как температура потока в трубе 3 ниже, чем температура среды, окружающей ее наружную поверхность, то снаружи происходит конденсация пара, а теплота конденсации идет на испарение жидкости в трубе. Поэтому криоагент уходит из системы только в виде пара.

Такой сепаратор прост по конструкции и надежен в работе. Чтобы исключить повышенную испаряемость жидкости из-за попадания ее на сравнительно теплые части сосуда (горловину 4, крышку 5 и т.д.), в нижней части горловины устанавливают специальную пробку 6 из материала с низким коэффициентом теплопроводности, что уменьшает теплоприток к жидкости.

Все же при таком способе разделения фаз не исключен контакт жидкости со стенкой сосуда, непосредственно примыкающей к горловине и вследствие этого имеющей относительно более высокую температуру. При повышении нагрузки поверхности теплообменника 3 может не хватить и часть жидкости будет выходить вместе с паром.

Более совершенный сепаратор показан на рис. 5.9. Принцип его действия основан на использовании различия в диэлектрических свойствах жидкости и пара. Поскольку наиболее распространенные криоагенты являются хорошими диэлектриками, в электрическом поле молекулы криоагента поляризуются с образованием диполей. В результате возникают поляризационные заряды, взаимодействующие с электрическим полем, что в конечном итоге приводит к втягиванию диэлектрика в зону большей напряженности электрического поля. Так как жидкости и твердые тела обладают большей диэлектрической проницаемостью по срав-

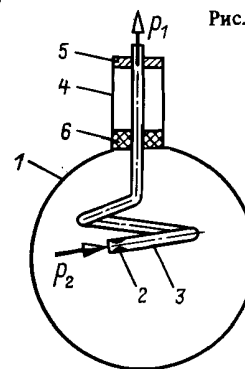


Рис. 5.8. Схема сепаратора для теплового разделения фаз

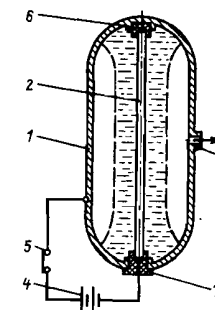


Рис. 5.9. Схема сепаратора, основанного на использовании различия в диэлектрических свойствах жидкости и пара:

1 – сосуд; 2 – электрод; 3 – штуцер для выхода газа; 4 – высоковольтный источник тока; 5 – выключатель; 6, 7 – изоляторы

нению с их паром, то конденсированные криоагенты будут сильнее, чем пар, втягиваться в область большей неоднородности поля, что позволит разделить многофазные среды.

В сосуде (рис. 5.9) с двухфазной смесью 1 размещается заряженный электрод 2. Неоднородное электрическое поле, созданное таким образом, вынуждает жидкость собираться непосредственно у электрода и отселять пар на периферию. Если объект криостатирования находится в тепловом контакте с электродом, то к нему обеспечивается постоянная подача жидкости. Сепаратор такого типа выполняет одновременно несколько функций: отделяет жидкость от пара, препятствуя тем самым уходу их рефрижератора жидкости, обеспечивает контакт жидкости с криостатируемым объектом, интенсифицируя теплообмен, и, наконец, препятствует попаданию жидкости на относительно теплые части сосуда. Изменяя конфигурацию электрода и место его размещения в сосуде, можно придать в невесомости соответствующую форму конденсированному криоагенту и собрать его в нужной части сосуда. Такой способ сепарации требует создания высокопотенциального электрического поля. Имеются и другие способы сепарации фаз, основанные, в частности, на использовании капиллярно-пористых тел или создании центробежных сил закруткой парожидкостных потоков.

Третья причина необходимости поддержания низкого давления пара проявляется главным образом при получении температур криостатирования, лежащих существенно ниже нормальной температуры кипения криоагента. Особое место среди испарительных криорефрижераторов занимают такие, которые предназначены для криостатирования при температурах $T_0 \leq 1,8$ К.

Уникальные свойства криоагента He-II предопределяют его использование в космических криорефрижераторах для криостатирования при температурах ниже λ -точки устройств различного назначения [150, 161].

Кроме того, он используется как объект фундаментальных физических исследований в условиях отсутствия гравитации.

Остановимся на основных направлениях использования He-II в качестве криоагента. Такие свойства He-II, как сверхтекучесть и сверхтеплопроводность в докритической области, делают его во многих случаях идеальным рабочим телом для отвода теплоты от криостатируемых объектов любой конфигурации.

С помощью He-II сравнительно легко достигаются температуры криостатируемых объектов $T_0 < 2$ К, необходимые для работы некоторых радиоэлектронных приборов. Вместе с тем использование He-II в космическом пространстве вызывает по сравнению с применением других криоагентов дополнительные технические трудности. Гелий характеризуется относительно малой по сравнению с другими криоагентами теплотой парообразования на единицу объема жидкости (около 10% соответствующей теплоты парообразования N_2 и 1,5% N_2 , вычисленных при нормальных температурах кипения). Соотношения между массами He-II и сосуда, в котором он хранится, таковы, что в случае отвода тепловых потоков, превышающих несколько десятых ватт (Вт) в течение длительного периода, использование в космическом пространстве рефрижераторов расходного типа становится нерациональным. В этом случае масса сосуда для He-II настолько превышает массу криоагента, что доставка на орбиту такого рефрижератора превращается в основном в доставку "бесполезной" массы сосуда. В этом отношении для рефрижераторов расходного типа с He-II существуют более жесткие ограничения по отводимой тепловой нагрузке и времени работы по сравнению с аналогичными системами, работающими на других криоагентах.

Трудная задача разделения пара и жидкости в невесомости еще больше усложняется при использовании сверхтекучего гелия. Тем не менее использование He-II часто оказывается предпочтительным, а иногда и единственно возможным способом криостатирования.

В настоящее время определились такие направления использования He-II, как криостатирование детекторов ИК-излучения и элементов телескопов ИК-излучения [150], охлаждение и криостатирование сверхпроводящих обмоток магнитов [150] и обмоток электрических машин [150] и др.

Тип рефрижератора с использованием He-II определяется конкретными задачами криостатирования. При криостатировании детекторов и телескопов ИК-излучения тепловые потоки, отводимые от объектов, составляют доли ватта, а время криостатирования обычно не превышает нескольких (1–4) недель. В этих условиях оказывается предпочтительным использование рефрижераторов разомкнутого типа с запасом жидкого криоагента. При криостатировании обмоток электрических машин, напротив, необходимо в течение длительного времени работы отводить сравнительно большие тепловые потоки. Для таких условий целесообразно использовать рефрижераторы замкнутого типа.

В качестве примера рефрижератора, работающего на запасенном He-II, рассмотрим АК, предназначенный для криостатирования ИК-телескопа.

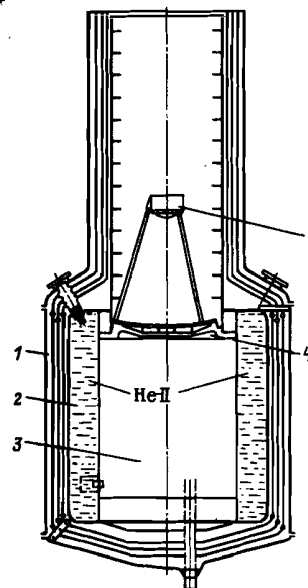


Рис. 5.10. Конструкционная схема ИК-телескопа с рефрижератором разомкнутого типа на He-II

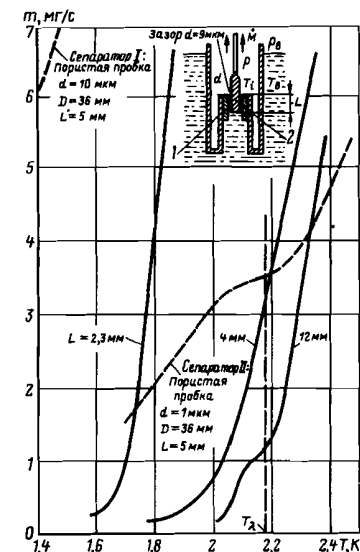


Рис. 5.11. Схема сепаратора на He-II и сопоставление его характеристик работы с характеристиками сепараторов из пористых тел

Характерная особенность такого рефрижератора состоит в том, что его конструкция не может быть независимой от криостатируемой системы. Обычно она определяется конструкцией и назначением криостатируемого объекта. Как правило, рефрижератор такого типа представляет собой специально сконструированный сосуд Дьюара, внутри которого монтируется криостатируемый объект.

На рис. 5.10 показана конструкционная схема ИК-телескопа, предназначенного для работы в космическом пространстве в диапазоне волн 1–1000 мкм (по данным Хэфера).

Рефрижераторная система, спроектированная на холодопроизводительность 0,5 Вт, температуру криостатирования 1,8 К, длительность непрерывной работы 4 нед, состоит из сосуда Дьюара 1 с полостью для сверхтекучего гелия 2, приборного отсека 3 и двух зеркал 4 и 5.

В качестве изоляции использована ЭВТИ с тремя экранами, охлаждаемыми паром гелия. Габаритные размеры системы: высота 3,7 м, максимальный диаметр 1,2 м; масса 400 кг. Количество He-II составляет 400 дм³.

Первое зеркало телескопа диаметром 0,5 м смонтировано на плате, находящейся в непосредственном контакте с ванной, содержащей He-II. Внешняя сторона платы находится в контакте со стенкой, образующей входное отверстие.

Испаряющийся вследствие теплопритоков гелий отводится через сепаратор жидкости в теплообменник, размещенный в ванне с He-II, а затем — в приборный отсек и на охлаждение экранов, после которых выходит в космическое пространство.

В качестве сепаратора могут быть использованы либо пористые пробки (суперфильтры), либо изменяемые по длине щелевые каналы.

Действие таких сепараторов основано на использовании термомеханического эффекта в He-II. Давление и температура с внешней стороны пористого или щелевого сепаратора ниже, чем в сосуде с He-II. Вследствие термомеханического эффекта He-II стремится в сторону среды с более высокой температурой, т.е. в сторону сосуда с He-II. Таким образом осуществляется разделение паровой и жидкой фаз криоагента.

Сепаратор, выполненный в виде пористой пробки, имеет сравнительно узкий диапазон регулирования массы проходящего через него гелия. Расход гелия при неизменных размерах пористого тела и фиксированной температуре в сосуде с He-II определяется только внешним давлением.

При использовании сепаратора щелевого типа появляется возможность регулировать расход гелия изменением длины щели. Такой сепаратор более универсален, легко поддается регулированию. На рис. 5.11 приведено сопоставление характеристики щелевого сепаратора с характеристиками двух сепараторов I и II, выполненных в виде пористых пробок. Щелевой сепаратор представляет собой цилиндрическую втулку I диаметром 5 мм, в которую входит шток 2 с боковым зазором 9 мкм.

Сепаратор I, изготовлен из пористого материала, имеет диаметр пробки 36 мм, длину 5 мм, размеры пор 10 мкм. Сепаратор II имеет размеры: диаметр 36 мм, длину 5 мм, размер пор 1 мкм.

Как видно из рис. 5.11, сепаратор щелевого типа имеет существенно более широкий диапазон регулирования по сравнению с сепараторами, выполненными в виде пористых пробок.

Дальнейшее улучшение массогабаритных характеристик рефрижераторов достигается в сублимационных АК с твердыми криоагентами (при $T_0 > 6 \div 8$ К).

5.3. Сублимационные криоаккумуляторы

Известно (см. табл. 5.1, 5.2), что плотность и теплота сублимации твердых криоагентов в среднем на 10–15% выше наибольших плотности и теплоты парообразования тех же веществ, находящихся в жидком состоянии.

На этой основе появилась идея создания более компактных, с лучшими массогабаритными характеристиками сублимационных криорефрижераторов. В таких рефрижераторах по сравнению с испарительными достигается при тех же рабочих телах существенно более низкая (за исключением гелиевых) температура криостатирования.

В принципе технический предел понижения температуры в криоаккумуляторах на твердых криоагентах обусловлен возможностью вакуумирования и проходными сечениями каналов, обеспечивающих необходимый режим удаления пара из зоны сублимации. Имеется много общего как

в принципе действия, так и в устройстве рефрижераторов, работающих на запасе жидких и твердых криоагентов. Сублимация твердого криоагента, так же как и испарение жидкости, происходит постоянно как в рабочем, так и в нерабочем режимах. Следовательно, для рефрижераторов на твердых криоагентах также различают время существования и время работы. Регулирование температуры криостатирования здесь, так же как и в испарительных криоаккумуляторах, осуществляется по давлению равновесного пара.

Вместе с тем имеются и некоторые особенности, присущие только рефрижераторам на твердых криоагентах.

Для охлаждения экранов в рассматриваемых рефрижераторах целесообразно использовать вспомогательные криоагенты, находящиеся также в твердом состоянии. Вещества, которые могут быть использованы для криостатирования, условно можно разделить на три группы исходя из теплофизических свойств криоагентов и технических возможностей получения минимального давления в зоне сублимации. К первой относятся криоагенты, работающие в диапазоне 8–24 К, во второй — в диапазоне 45–90 К и к третьей — при 90–200 К. В первую группу входят водород и неон, во вторую — азот, аргон, кислород и окись углерода, в третью — двуокись углерода и аммиак. Окись углерода и аммиак вследствие их сильной токсичности использовать нежелательно.

Анализ показывает [47], что для экранирования криоагентов первой температурной группы целесообразно использовать вещества второй группы; для экранирования криоагентов, работающих в зоне температур 45–90 К (второй группы), — соответственно применять вещества третьей группы. Не исключается возможность использования и двух охлаждаемых экранов на различных температурных уровнях.

В рефрижераторах с температурой криостатирования 90–200 К экраны, охлаждаемые вспомогательными криоагентами, не дают преимуществ. В этих случаях целесообразно использовать экраны, охлаждаемые только паром основного криоагента.

В табл. 5.3 приведены результаты расчета [47] по определению оптимального числа экранов и температурных уровней их размещения для схемы, показанной на рис. 5.12.

Расчет проводился для Ne и p -H₂, используемых в качестве основных криоагентов при исходных данных $Q_0 = 0,025$ Вт; $\tau = 10^4$ ч; $\lambda_{из} = 1 \cdot 10^{-4}$ Вт/(м · К); $\delta_{из} = 50$ мм; $T_{0,с} = 300$ К; масса оболочек не учитывалась.

Габаритные размеры и масса системы с экраном, охлаждаемым метаном, условно приняты за единицу.

Как видно из табл. 5.3, наилучшие массогабаритные показатели получены в случае применения двух экранов, охлаждаемых соответственно метаном и аммиаком. Эти результаты относятся к частным значениям Q_0 , $\lambda_{из}$, τ . При изменении исходных данных соответственно будут изменяться только количественные результаты при неизменных качественных соотношениях.

Для экранирования криоагентов в диапазоне температур 45–90 К целесообразно применять NH₃ или CO₂.

Таблица 5.3. Массогабаритные характеристики рефрижераторов на твердых криоагентах

Криоагент		Суммарная масса криоагентов	Наружный диаметр сферы $D_2 + 2\delta$, отн. ед.
основной	экранный		
Ne	CH ₄	1,00	1,00
	Ar	2,50	0,92
	NH ₃	4,15	2,25
	CH ₄ -NH ₃	0,11	0,46
	CH ₄	1,00	1,00
p-H ₂	Ar	2,80	0,96
	NH ₃	33,50	5,50
	CH ₄ -NH ₃	0,84	0,84

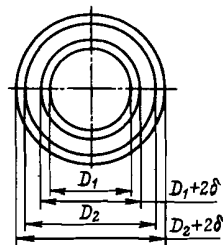


Рис. 5.12. Схема изоляции сублимационного криоаккумулятора

Принципиальные различия существуют также в процессах заправки жидкостных рефрижераторов и систем на твердых криоагентах. Способ заправки твердыми криоагентами, полученными вне системы, практически непригоден. Криоагент должен быть получен в требуемом состоянии непосредственно в рефрижераторе. Хотя этот процесс проводится заранее в стационарных условиях, его необходимо учитывать при выборе общего инженерного решения.

Получение твердых криоагентов в рефрижераторах может быть осуществлено пятью способами (рис. 5.13, 5.14):

а) Дросселированием жидкости, поступающей из сосуда *I* в рефрижератор *II*, до давления, меньшего, чем давление в тройной точке (рис. 5.13, а).

Процесс 1-2-3 дросселирования показан на рис. 5.14 в *T, s*-диаграмме. Твердый криоагент в состоянии 5 накапливается в рефрижераторе, а пар удаляется с помощью вакуумной системы. При таком способе заправки трудно получить плотную упаковку криоагента, поэтому в значительной мере теряется преимущество сублимационных систем перед рефрижераторами, работающими на запасенной жидкости.

б) Изотермическим сжатием жидкости, залитой в рефрижератор, с последующим изэнтропным ее расширением (рис. 5.13, б).

Жидкость, залитая в рефрижератор *I*, изотермически сжимается неконденсирующимся и плохо растворимым при рабочих температурах газом, поступающим через вентиль *II*, до давления $p \gg p_{т.т.}$. Затем вентиль *II* закрывают и сбрасывают давление до $p < p_{т.т.}$. Изэнтропным расширением жидкости получают твердый криоагент. Процесс получения твердого криоагента показан на *T, s*-диаграмме (рис. 5.14) линиями 1-2'-3'. При таком способе заправки криоагент получается более плотным, с лучшим заполнением сосуда. Однако стенки сосуда должны иметь толщину, выдерживающую повышенное давление. Поэтому значительная часть холода, полученного при изэнтропном расширении жидкости, расходуется на охлаждение сосуда. Сжатие жидкости целесообразно с этих позиций проводить при возможно более низкой температуре, так как с ее понижением теплоемкость материалов уменьшается.

в) Барботажем неконденсирующегося при рабочих температурах газа через слой жидкости, залитой в рефрижератор (рис. 5.13, в).

В процессе барботажа поступающего газа часть жидкости, залитой в рефрижератор, испаряется. Этот процесс приводит к охлаждению и замораживанию оставшейся

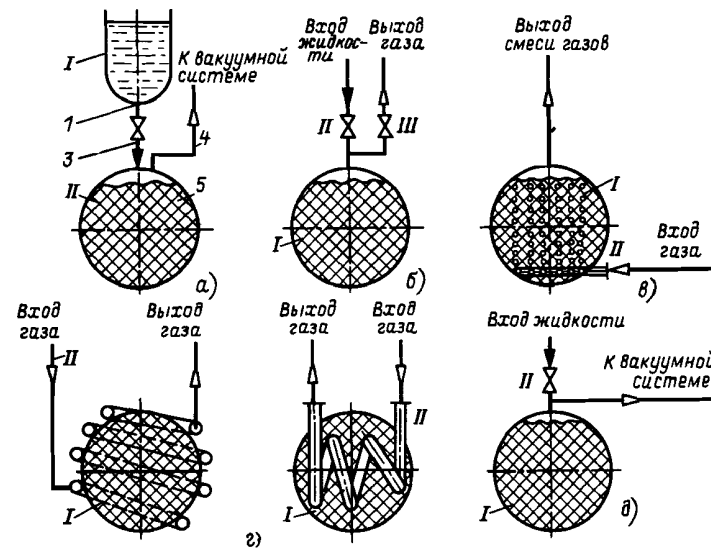


Рис. 5.13. Способы получения твердых криоагентов

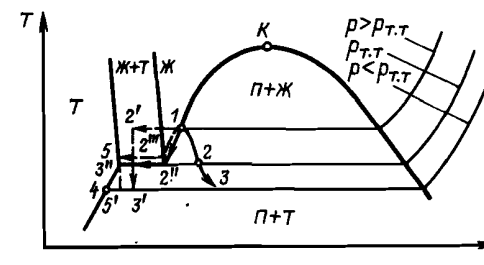


Рис. 5.14. Процессы получения твердых криоагентов в *T, s*-диаграмме

ся массы жидкости до получения твердого криоагента с большой пористостью. Так как при испарении изменяется масса жидкости, то процесс 1-2'-3'-4 охлаждения и замораживания в *T, s*-диаграмме можно изобразить лишь условно. Интересно отметить, что этим способом можно получать твердые криоагенты как при $p_{т.т.}$, так и при $p > p_{т.т.}$. В первом случае по мере понижения температуры необходимо снижать давление в системе с $p > p_{т.т.}$ до $p = p_{т.т.}$ (процесс условно обозначен линией 1-2'-3'). Во втором случае давление в системе не изменяется (процесс 1-2'''-5). Если после получения таким способом твердого криоагента потребуется еще понизить его температуру, это можно легко осуществить его изэнтропным расширением, прекратив подачу постороннего криоагента и сбросив давление оставшегося газа (процесс 5-5') до $p < p_{т.т.}$.

Такой способ замораживания едва ли перспективен в "чистом" виде как из-за большой пористости получаемого твердого криоагента, так и из-за необходимости использования постороннего криоагента. Однако он с успехом может быть использован самостоятельно или в сочетании с другими способами для получения шуги, особенно при $p > p_{т.т.}$.

г) Замораживанием залитой в рефрижератор жидкости посторонним криоагентом, имеющим температуру ниже $T_{Т.Т}$ замораживаемого вещества.

На рис. 5.13, г показаны принципиальные схемы расположения эмеевиков при замораживании жидкости посторонними криоагентами. В случае внутреннего расположения эмеевиков замораживание происходит непосредственно на наружной поверхности трубы. При внешнем расположении эмеевик находится в тепловом контакте с сосудом и намораживание жидкости начинается на внутренней стенке сосуда, а фронт кристаллизации перемещается к центру. Плотность твердого криоагента, полученного таким способом, близка к плотности монолита. Таким способом можно провести намораживание криоагента как из жидкой, так и из газообразной фаз. Эмеевики после замораживания могут быть использованы для удаления пара сублимирующего криоагента. Так как плотность твердых криоагентов выше соответствующих плотностей жидкостей, в процессе замораживания по мере уменьшения объема криоагента сосуд можно дополнять жидкостью извне. При этом необходимо иметь в виду одно важное обстоятельство.

Некоторые твердые криоагенты (N_2 , O_2) имеют в зависимости от температуры различную кристаллическую структуру, причем более низкой температуре соответствует более плотная упаковка атомов в кристаллах. Изменение температуры приводит к фазовому переходу первого рода в кристалле. При этом наряду с другими параметрами скачкообразно меняется и удельный объем твердого криоагента. Неучет этого обстоятельства может привести в процессе работы к нарушению герметичности сосуда, в котором хранится твердый криоагент. Температуры фазовых переходов в кристаллах и соответствующие теплоты приведены в табл. 5.4.

Для того чтобы избежать разрыва сосудов при повышении температуры твердого криоагента, не следует его охлаждать, по меньшей мере до температуры фазового перехода в кристалле. Следует также иметь в виду, что коэффициент линейного расширения твердых криоагентов выше коэффициента линейного расширения металлов, находящихся при таких же температурах. Это обстоятельство также необходимо учитывать при заправке рефрижератора. Поэтому твердый криоагент в процессе намораживания целесообразно получать при температурах, близких к рабочим, или предусматривать специальные мероприятия, предотвращающие разрыв сосуда.

С точки зрения эффективности использования твердых криоагентов, у которых имеются различные кристаллические структуры, понижение их температуры до значений, меньших температуры фазового перехода в кристалле, весьма целесообразно. Так, если в процессе заправки рефрижератора твердым азотом температура рабочего криоагента была снижена до $T < 35,61$ К (см. табл. 5.4), то только благодаря теплоте фазового перехода в кристалле количество теплоты, отведенной 1 г твердого азота, может быть увеличено на 8,19 Дж, или на 3,3%. При использовании фазового перехода $\gamma \rightarrow \beta$ в твердом кислороде количество теплоты, отведенной 1 г криоагента, увеличивается на 23,2 Дж, или на 8,8%. Это обстоятельство необходимо иметь в виду при расчете и проектировании рефрижераторов, предназначенных для работы в космическом пространстве, где соответствующее улучшение показателей криоаккумулятора может оказаться полезным.

Таблица 5.4. Характеристика фазовых переходов в твердых криоагентах

Криоагент	Температура фазового перехода, К	Теплота фазового перехода, Дж/г
Азот	35,61	8,19
Кислород	43,80	23,20
То же	23,90	2,93

Расчет времени намораживания твердого криоагента применительно к сублимационным рефрижераторам можно вести приближенными методами, поскольку обычно требуется знать лишь ориентировочное время заправки. Для этого можно использовать известные уравнения, приведенные в работах [71, 152].

В [116] на примерах замораживания аргона и CO_2 на плоских и сферических поверхностях показано удовлетворительное (до 10% на плоских поверхностях и до 20% на сферических) согласование экспериментальных и расчетных данных.

Расчеты показывают, что удовлетворительная скорость намораживания достигается до толщины намороженного слоя около 50 мм. По мере роста слоя твердого криоагента скорость намораживания вследствие низкой теплопроводности льда резко падает. Это может ограничить такой способ заправки твердыми криоагентами.

д) Метод получения твердых криоагентов вакуумированием парового пространства над жидкостью вполне пригоден для заполнения рефрижератора, тем более что при этом не требуется сложного технологического оборудования.

Криоагент через вентиль II (рис. 5.13, д) заливается в жидком или шугообразном состоянии в рефрижератор I; к системе подключается подходящий вакуум-насос и таким образом обеспечивается все, что нужно для заправки рефрижератора.

Вместе с тем этот весьма простой способ заправки не лишен недостатков. Они заключаются прежде всего в том, что при вакуумировании часть криоагента теряется. Расчет показывает [48], что для охлаждения и полного замораживания жидкости, находящейся при нормальной температуре кипения, требуется удалить в адиабатных условиях около 15–25% криоагента. В реальных условиях это значение будет еще больше. Таким образом, если не принимать специальных мер, то заправка с использованием вакуумирования парового пространства вследствие потери части криоагента существенно уменьшает преимущества рефрижераторов на твердых криоагентах. Однако эти потери массы можно в значительной мере компенсировать в процессе заправки несколькими способами:

1) вакуумированием парового пространства охладить жидкость до температуры тройной точки и восполнить убыль криоагента доливом жидкости извне. При этом, если поддерживать давление в паровом пространстве соответствующим тройной точке, то температура жидкости в рефрижераторе останется неизменной и равной $T_{Т.Т}$. Замораживание жидкости приведет в адиабатных условиях к потере 3–15% массы криоагента;

2) производить откачку пара с периодическим доливом жидкости до получения шуги с 80–90%-ным содержанием твердой фазы. Дальнейшей откачкой получить твердый криоагент. Такой способ позволяет наиболее полно использовать объем рефрижератора. Паровая фаза, находящаяся в порах криоагента, не превысит 2–3% объема.

При втором способе заполнения шугу можно предварительно получить не в рефрижераторе, а в каком-либо другом сосуде или непосредственно в установке для производства конденсированных криоагентов. После этого шугой можно заправить рефрижератор. Следует, однако, иметь в виду, что перекачивать шугу обычными способами можно при условии содержания в ней твердой фазы не более 50% [119].

Таким образом, при вакуумировании парового пространства определенное количество криоагента всегда удаляется из рефрижератора. Кроме того, твердый криоагент получается пористым. Пористость при определенных условиях заправки, как показано выше, можно свести к небольшому значению. Однако во всех случаях сохраняется преимущество рефрижераторов на твердых криоагентах, связанное с более низкой температурой криостатирования, чем при использовании жидкости (кроме гелия). Важно и то, что при использовании рефрижераторов на твердых криоагентах в условиях пониженной гравитации не требуется принимать специальных мер по сепарации фаз.

Отвод теплоты от криостатируемого объекта с помощью твердых криоагентов имеет свою специфику, поскольку теплопередача осуществляется, как правило, в условиях сублимации криоагента. Если не принимать специальных мер, то у поверхности тепловыделяющего объекта образуется паровая прослойка, резко ухудшающая отвод теплоты. Поэтому с течением времени температура криостатирования растет. Как показывают исследования по криостатированию отдельных тепловыделяющих элементов, имеющих форму пластины или цилиндра с развитой в

виде плоских ребер поверхностью теплообмена [38, 44], разность температур между тепловыделяющим элементом и криоагентом может достигать до нескольких десятков градусов. При этом криостатирования в строгом смысле этого термина не происходит. Теряется также преимущество, связанное с потенциальной возможностью получения на твердых криоагентах более низких температур, чем в случае применения соответствующих жидкостей.

В реальных рефрижераторах можно развить теплопередающую поверхность так, чтобы наиболее полно использовалась низкая температура пара сублимирующего криоагента. Так можно все же получить режимы работы, обеспечивающие температуру тепловыделяющего объекта, близкую к стабильной. Это подтверждено экспериментами по криостатированию тепловыделяющего объекта, находящегося в реальном рефрижераторе [49].

На рис. 5.15 показана конструктивная схема рефрижератора, предназначенного для работы на твердом неоне. Рефрижератор представляет собой криостат с внутренней неоновой полостью 1 емкостью $6,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ и наружной азотной полостью 2 емкостью $15 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, служащей экраном. Неоновая полость отделена от азотной высоковакуумной изоляцией. Азотная полость отделена от окружающей среды экранно-вакуумной изоляцией. Внутри неоновой полости размещен тепловыделяющий объект. В экспериментальном варианте он представляет собой электронагреватель, закрепленный на теплопроводной трубе диаметром 40×2 , соединенной с перфорированными дисками 3 и стенкой сосуда для неона. На дисках у нагревателя и на некотором от него удалении установлены платиновые термометры сопротивления T_1 , позволяющие контролировать температуру.

Конструкция рефрижератора позволяет заполнять его твердыми неоном и азотом, получаемыми как посредством замораживания соответствующей жидкости посторонним криоагентом (холодным газообразным гелием), так и вакуумированием парового пространства.

На рис. 5.16 приведены результаты экспериментального исследования такого рефрижератора на твердом неоне, полученном различными способами замораживания жидкости и при различных тепловых нагрузках. Верхние линии T объекта $T_{\text{Не}}$ соответствуют случаю, когда твердый неон получен вакуумированием парового пространства; нижние линии — для Не, полученного замораживанием жидкости холодным Не.

Как видно из рис. 5.16, влияние конструкции рефрижератора сказалось на том, что через 12–14 ч работы наступил режим, близкий к температурной стабилизации объекта. При этом максимальная разность температур между объектом и криоагентом не превысила 8 К. На определенном для каждого случая этапе эта стабилизация будет нарушена и температура объекта начнет снова повышаться [49]. Такое влияние при определенной выработке криоагента характерно для всех пассивных систем рефрижераторов, конструкция которых не обеспечивает принудительного контакта объекта с криоагентом. В пассивных системах невозможно также полезно использовать весь криоагент, заполняющий криостат.

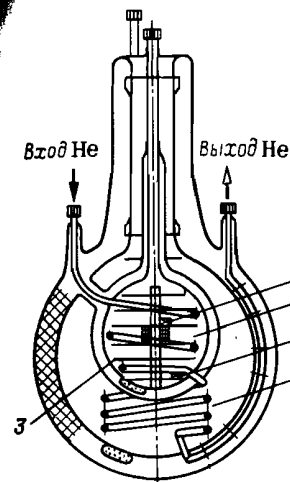
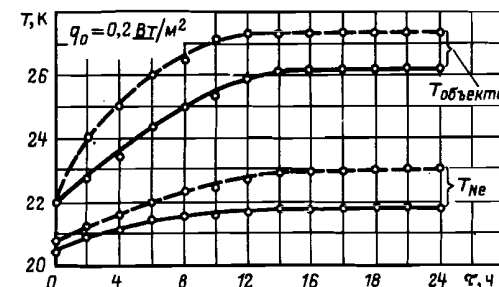


Рис. 5.16. Экспериментальные зависимости температуры объекта и твердого неона от времени работы системы



Кардинальное улучшение теплопередачи и тем самым снижение до минимума разности температур между объектом и твердым криоагентом может быть осуществлено путем принудительного контакта теплопередающей поверхности с твердым криоагентом [49, 50]. При таком (активном) способе криостатирования твердый криоагент полезно используется практически полностью.

Теплообмен в зоне непосредственного контакта поверхности тепловыделяющего элемента с твердым криоагентом изучен пока мало.

Экспериментальными исследованиями [41, 49, 50] установлены эмпирические формулы для некоторых частных случаев, позволяющие определить коэффициент теплоотдачи в зависимости от плотности теплового потока:

$$\bar{\alpha} = 0,376q^{0,905}, \quad (5.8)$$

где q — плотность теплового потока, Вт/м^2 . Уравнением (5.8) обобщаются (с погрешностью до 20%) экспериментальные данные по теплоотдаче от плоского медного нагревателя к твердым криоагентам (CO_2 , N_2 , Ne , p - H_2) при тепловых потоках $q = 10 \div 1000 \text{ Вт/м}^2$. При меньших q погрешность возрастает до 40%.

Однако эту задачу можно рассмотреть с позиций общей физики, для того чтобы установить основные факторы, определяющие процесс теплообмена и на основе его анализа получить расчетные аналитические выражения.

В зоне контакта криоагент независимо от способа его получения имеет пористую структуру. Расчетная модель теплопереноса для тепловыделяющего элемента в форме пластины представлена в [50].

Исследования показывают, что в зависимости от пористости криоагента, размеров тепловыделяющего элемента и тепловой нагрузки под нагревателем устанавливается заметный градиент давления [50]. Вследствие этого температура нагревателя получается неодинаковой: в центре она несколько выше, чем на периферии. Расчетные зависимости, выведенные с учетом распределения температур по радиусу плоского нагревателя, согласующиеся с экспериментальными результатами с погрешностью, не превышающей 5%, приведены в [50]. Для выравнивания температуры поверхности тепловыделяющего элемента целесообразно ее выполнять проницаемой для пара.

С этой целью достаточно изготовить тепловыделяющий элемент в виде перфорированной пластины. При этом общий объем, занятый тепловыделяющим элементом, естественно, несколько увеличится. Локальным повышением давления под плоским перфорированным элементом в этом случае можно пренебречь.

Таким образом, использование принудительного контакта тепловыделяющего элемента с твердым криоагентом позволяет осуществлять надежное криостатирование с минимальной разностью температур.

Важное достоинство сублимационных рефрижераторов состоит в возможности получения с их помощью стабильных температур в диапазоне, где другие способы криостатирования малопригодны. Так, с помощью твердого водорода сравнительно легко перекрывается диапазон температур 6–14 К, посредством твердого азота – диапазон 40–54 К. Работоспособность на постоянном температурном уровне поддерживается непрерывным отводом пара сублимировавшего криоагента, поэтому применение таких рефрижераторов наиболее оправданно в условиях космоса [116, 164].

Космическое пространство, будучи вакуум-насосом бесконечно большой производительности, "бесплатно" откачивает пары сублимировавших криоагентов и поддерживает работу рефрижератора на заданном температурном уровне. В этом случае рефрижератор требует минимального расхода электроэнергии, необходимой только для питания блоков контроля и управления. Именно преимущества использования в космическом пространстве сублимационных рефрижераторов на твердых криоагентах и послужили толчком к их разработке и исследованию.

Первые сведения о разработках рефрижераторов на твердых криоагентах для криостатирования детекторов ИК-излучения, предназначенных для работы в космосе, появились в литературе в 1964 г. [164].

В табл. 5.5 приведены результаты расчета [132] характеристик рефрижераторов при использовании различных криоагентов и следующих исходных данных: холодопроизводительность 100 мВт; $T_{0.c} = 300$ К; время работы 1 год; криоагент изолирован ЭВТИ с эффективным коэффициентом теплопроводности $5 \cdot 10^{-5}$ Вт/(м · К); контейнер имеет форму цилиндра с диаметром, равным его длине.

Таблица 5.5. Расчетная характеристика рефрижераторов на твердых криоагентах [132]*

Криоагент	Температура криоагента, К	Масса криоагента и изоляции, кг	Криоагент	Температура криоагента, К	Масса криоагента и изоляции, кг
Водород	13	30	Окись углерода	68	26,6
Неон	24	54	Аргон	84	30
Азот	61	28	Метан	88	12

* Масса оболочек контейнера не учитывалась.

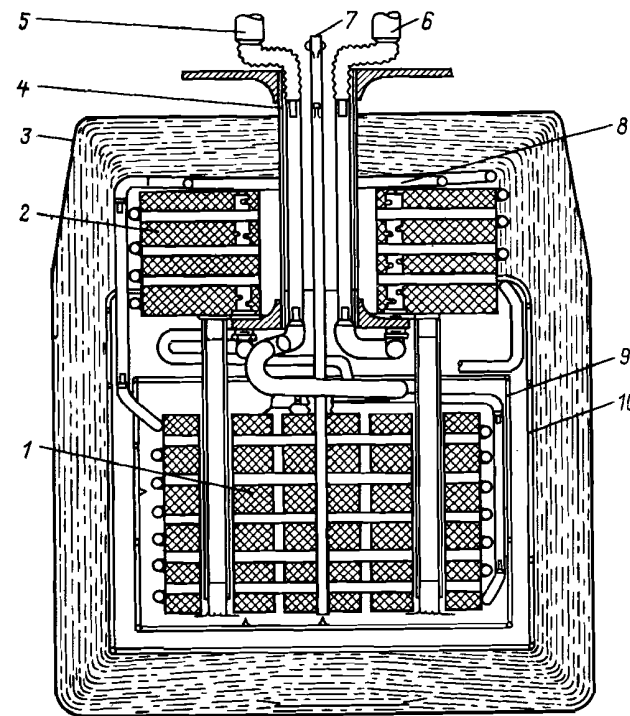


Рис. 5.17. Конструкционная схема сублимационного криоаккумулятора на твердом аргоне с экраным криоагентом

Дальнейшее снижение массы рефрижератора было получено при использовании вспомогательного криоагента для охлаждения экрана.

На рис. 5.17 показана конструкционная схема рефрижератора, в котором используются два криоагента – основной и экраный. Рефрижератор также предназначен для криостатирования детектора ИК-излучения [132] и состоит из следующих основных элементов: контейнеров 1 и 2 соответственно с твердыми аргонem и CO₂, корпуса 3 с горловиной 4, трубопроводов 5 и 6 для заправки и удаления паров сублимировавших Ag и CO₂, теплопровода 7, соединяющего ИК-детектор с твердым Ag, трубопровода 8 для замораживания Ag и CO₂.

Пространство с температурой, создаваемой твердой CO₂, изолировано от окружающей среды с помощью ЭВТИ. Контейнер с твердым аргонem дополнительно защищен от теплопритока излучением пассивным 9 и охлаждаемым твердой CO₂ экранами 10.

По этой схеме был изготовлен [132] макет рефрижератора, отвечающего требованиям космической техники, и проведены его лабораторные испытания.

В табл. 5.6 приведены расчетная и экспериментальная характеристики рефрижератора, полученные при следующих условиях: при 50 К холодо-

Таблица 5.6. Расчетная и экспериментальная характеристики рефрижераторов [132]*

Характеристика	Значение	
	расчетное	экспериментальное
Температура детектора, К	50	52
Время полной выработки (сублимации) аргона, год	1	1
Полезная холодопроизводительность, мВт	25	17,6
Температура диоксида углерода, К	125	129
Время полной выработки (сублимации) CO ₂ , год	1	1
Теплоприток к аргону, мВт	15	22,4
Теплоприток к CO ₂ , мВт	76	74
Масса рефрижератора, включая криоагенты, кг	13	15,5

* Масса наружной оболочки контейнера не учитывалась.

производительность составляет $25 \cdot 10^3$ Вт; $T_{0,c} = 300$ К; эффективный коэффициент теплопроводности ЭВТИ равен $5,2 \cdot 10^{-5}$ Вт/(м · К); толщина изоляции 50 мм; время работы 1 год.

Как видно из таблицы, рефрижератор на твердых криоагентах по своим массовым характеристикам превосходит другие системы криостатирования, рассчитанные на аналогичный ресурс работы.

Отечественный рефрижератор КТ-7 на твердом азоте был испытан в космических условиях на борту орбитальной станции "Салют-4" [116]. Рефрижератор предназначался для криостатирования ИК-приемника телескопа-спектрометра. Конструкционная схема этого рефрижератора, разработанного ФТИНТ АН УССР, показана на рис. 5.18 [116].

Рабочий криоагент — твердый азот размещен в сферическом сосуде 1 и изолирован от теплопритока извне с помощью ЭВТИ с размещенным в ней экраном 7, охлаждаемым паром сублимирующего азота.

Сосуд 1 и экран 7 крепятся к корпусу 2 на стеклопластиковых растяжках. Все опорные элементы и низкотемпературные коммуникации замкнуты в тепловом отношении на экран.

Заправочная горловина 8 выполнена из фторопласта, дренажная линия 6 — из тонкостенной стальной (1X18H9T) трубы, корпус 2, экран 7 и сосуд 1 — из АМЦ.

В рефрижераторе предусмотрено замораживание предварительно залитого жидкого азота вакуумированием парового пространства, которое осуществляется через заправочную горловину и дренажную линию с последующим охлаждением твердого криоагента до температуры 20–25 К холодным гелием или водородом, пропускаемым по теплообменнику 4. Это позволяет осуществлять предварительное бездренажное хранение твердого азота в течение 20 сут.

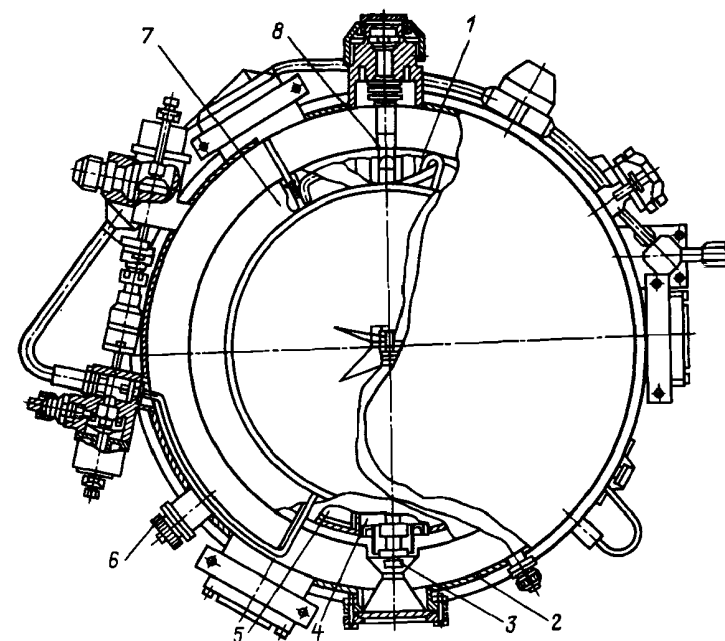
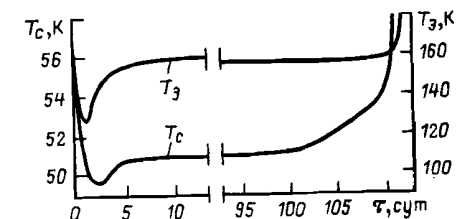


Рис. 5.18. Конструкционная схема сублимационного криоаккумулятора на твердом азоте, работавшего на борту орбитальной станции "Салют-4"

Рис. 5.19. Зависимость температур экрана и сосуда с твердым криоагентом от времени работы рефрижератора КТ-7



Для обеспечения надежной стабилизации температуры приемника ИК-излучения 3 его узел крепления размещен непосредственно на корпусе сосуда 1, а приемник соединен с помощью гибкого теплового моста с подвижными теплоотводящими ребрами 5, находящимися в постоянном принудительном контакте с твердым криоагентом.

На рис. 5.19 показаны экспериментально полученные температуры сосуда T_c и экрана T_3 в процессе работы рефрижератора КТ-7 в космических условиях. Из рис. 5.19 видно, что система теплоотвода, примененная в рефрижераторе, позволила в течение длительного периода поддерживать температуру криостатирования равной 50 К.

5.4. Дроссельные расходные АК

Рефрижераторы с разомкнутым контуром, где используется теплота испарения или сублимации рабочего тела, можно применять только при ограниченном сроке хранения, так как запасенная в них эксергия постоянно расходуется на компенсацию теплопритоков из окружающей среды. Поэтому в случаях, когда возможны длительные перерывы в работе без дозаправки системы, целесообразно использовать дроссельные регенеративные системы (ДРС) баллонного типа. Схема одной из них показана на рис. 5.20. В таких ДРС рабочее тело хранится при температуре окружающей среды (или более низкой, если имеется соответствующая среда), в баллоне, куда оно предварительно закачивается компрессором. В связи с тем что рабочий контур в такой системе разомкнут, обратный поток выбрасывается в окружающую среду. Принцип работы системы, описанной в § 3.2, в целом остается неизменным, хотя замена компрессора баллоном и использование в связи с этим разомкнутого контура определяют некоторые особенности процессов. Они связаны прежде всего с переменным давлением прямого потока p_m . В этом случае холод, выработанный ДРС за все время работы, определяется начальным $p_{m,н}$ и конечным $p_{m,к}$ давлениями рабочего тела в баллоне. Приняв $p_n = idem$, энергетический баланс криоблока за время dt запишем в виде

$$i_m(p_m)dM + \delta Q_0 = i_n dM. \quad (5.9)$$

Учитывая, что $dM = -dM_6$, где $M_6 = M_6(p_m)$ — масса рабочего тела в баллоне, найдем $dM = -M'_6(p_m)dp_m$ и далее из уравнения (5.9) получим

$$\delta Q_0 = \Delta i_T(p_m)M'_6(p_m)dp_m; \quad (5.10)$$

$$Q_0 = \int_{p_{m,н}}^{p_{m,к}} \Delta i_T(p_m)M'_6(p_m)dp_m. \quad (5.11)$$

Если для описания состояния рабочего тела использовать коэффициент сжимаемости ξ_c и принять неизменной температуру газа в баллоне, то

$$Q_0 = \frac{V_6}{RT_{0,с}} \int_{p_{m,н}}^{p_{m,к}} \frac{\Delta i_T(p_m)}{\xi_c(p_m)} dp. \quad (5.12)$$

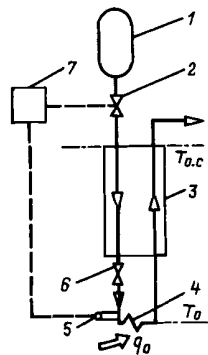


Рис. 5.20. Принципиальная схема и процессы в ДРС баллонного типа:

1 — баллон; 2 — регулятор расхода; 3 — регенеративный теплообменник; 4 — испаритель; 5 — термодатчик; 6 — дроссель; 7 — электронно-управляющий блок

Для определения холодопроизводительности системы q_0 необходимо знать условия истечения рабочего тела из баллона, определяющие массовый расход газа и, следовательно, скорость понижения давления p_m в баллоне. Этот вопрос детально исследован в [52, 112].

В связи с тем что холодопроизводительность баллонной ДРС существенно непостоянна, необходимо привести ее в соответствие с требованиями объекта. Для этого применяется регулирование подачи рабочего тела в криоблок, например, по температуре в испарителе, как показано на рис. 5.20.

Выбор рабочего тела для ДРС с замкнутым контуром производится по данным величинам T_0 , $T_{0,с}$ и p_n , так же как и в системах с замкнутым контуром. Необходимо, чтобы изотермический дроссель-эффект Δi_T , соответствующий $T_{0,с}$, был положительным. Температура кипения рабочего тела при давлении p_n не должна превышать температуру T_0 объекта криостатирования.

Особенность автономных ДРС связана с тем, что они часто работают при весьма низких давлениях окружающей среды $p < 0,1$ МПа. Это можно использовать для понижения температуры криостатирования T_0 вплоть до температур $T_0 < T_{т.т.}$ В этом случае дросселирование будет сопровождаться формированием твердой фазы. Возможности практической реализации таких режимов связаны как с теплообменом между объектом криостатирования и твердой фазой, так и с проблемой стабилизации температуры T_0 в условиях переменного давления окружающей среды.

Так же как и в ДРС с замкнутым контуром, при работе на азотном температурном уровне $T_0 = 65 \div 120$ К можно использовать в качестве рабочего тела не чистые вещества, а многокомпонентные смеси с большим дроссель-эффектом Δi_T , чем для чистых веществ. Вследствие этого увеличиваются холодопроизводительность и время работы системы, а время пуска сокращается. Так, по данным [52], продолжительность работы ДРС на азотно-хладоновой смеси была в 1,8 раза больше продолжительности работы на азоте, а в то время как емкость баллона, начальное давление и тепловая нагрузка были одинаковы. Система на смеси имела также меньшее время пускового периода, которое составило 9 с, против 26 с при работе на азоте.

При использовании смесей резервы совершенствования ДРС путем снижения собственных потерь в основном исчерпаны. Однако есть еще один резерв, лежащий по существу вне границ криоблока. Этот резерв может быть использован для дальнейшего улучшения характеристик таких АК. В системах с разомкнутым контуром рабочее тело используется однократно. Это позволяет применить тепловой эффект смешения. Известно, что изотермическое смешение некоторых жидких и газообразных компонентов сопровождается подводом теплоты. При адиабатном смешении таких компонентов температура образовавшейся смеси будет ниже температуры компонентов до смешения. На рис. 5.21 показана характерная зависимость теплоты изотермического смешения Δi_T^E от давления при различных температурах и составах газовой смеси метан-азот ($CH_4 - N_2$), построенная по данным [137]. Значение Δi_T^E сопоставимо с изотерми-

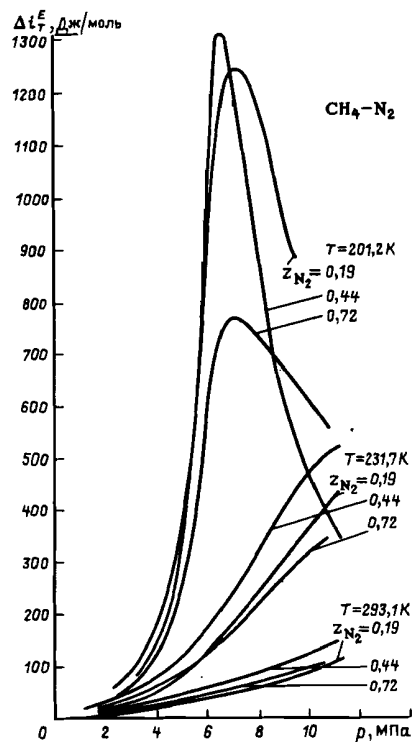


Рис. 5.21. Влияние давления и температуры на теплоту смешения азота с метаном

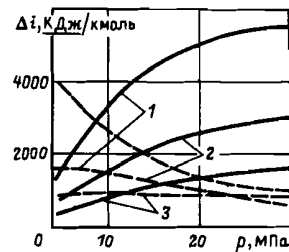


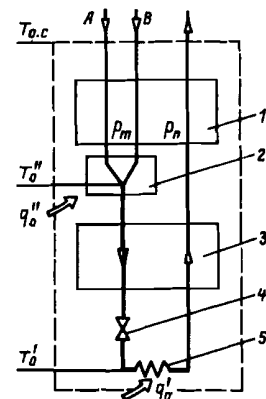
Рис. 5.22. Изотермический дроссель-эффект и теплота смешения многокомпонентных смесей:

— Δi_T ; - - - Δi_T^E ;
 1 — $z_{\text{N}_2} = 0,3$; $z_{\text{CH}_4} = 0,3$; $z_{\text{C}_2\text{H}_6} = 0,2$;
 $z_{\text{C}_3\text{H}_8} = 0,2$; 2 — $z_{\text{N}_2} = 0,3$; $z_{\text{R}_{14}} = 0,15$;
 $z_{\text{R}_{13}} = 0,2$; $z_{\text{Ne}} = 0,05$; 3 — $z_{\text{N}_2} = 0,7$;
 $z_{\text{CH}_4} = 0,2$; $z_{\text{C}_2\text{H}_6} = 0,1$

ческим дроссель-эффектом Δi_T смеси, а иногда и превышает его. Например, максимальное значение Δi_T^E для смеси $\text{CH}_4 - \text{N}_2$ с мольной долей компонентов $z_{\text{CH}_4} = z_{\text{N}_2} = 0,5$ равна 50 кДж/кг, что соответствует давлению $p = 6,0$ МПа и температуре смешения $T = 195$ К. При тех же условиях и давлении обратного потока $p_n = 0,1$ МПа $\Delta i_T = 65$ кДж/кг. Значения температурного эффекта адиабатного смешения ΔT^E , полученные по данным [137] для Δi_T^E путем пересчета по формуле $\Delta T^E = \Delta i_T^E / c_p$, превышают 20 °С; здесь c_p — средняя теплоемкость смеси. Сопоставление расчетных значений Δi_T^E и Δi_T для смеси азот — неон — хладоны R14 и R13 при концентрациях $z_{\text{N}_2} = 0,6$; $z_{\text{R}_{14}} = 0,15$; $z_{\text{R}_{13}} = 0,2$; $z_{\text{Ne}} = 0,05$ и для азотно-углеводородной смеси состава $z_{\text{N}_2} = 0,3$; $z_{\text{CH}_4} = 0,3$; $z_{\text{C}_2\text{H}_6} = 0,2$; $z_{\text{C}_3\text{H}_8} = 0,2$ показано на рис. 5.22. Расчеты проводились по уравнениям состояния, предложенным в [66] для азотно-фреоновых и в [68] для азотно-углеводородных смесей. Для этих смесей $\Delta i_T^E = (0,2 \div 0,3) \Delta i_T$ при $p = 25 \div 30$ МПа, а при $p = 4,0 \div 6,0$ МПа $\Delta i_T^E = (1 \div 2) \Delta i_T$, что является существенным резервом для увеличения холодопроизводительности ДРС. Оценка термодинамической эффективности процесса смешения [23], которая проводилась по η_e процесса, показала,

Рис. 5.23. Принципиальная схема криоблока ДРС с использованием теплового эффекта смешения:

1, 3 — теплообменники; 2 — смеситель; 4 — дроссель; 5 — испаритель



что этот КПД может принимать относительно высокие значения $\eta_e = 40 \div 60\%$, что также подтверждает целесообразность использования теплового эффекта смешения для увеличения эффективности дроссельных рефрижераторов. Принципиальная схема ДРС с использованием эффекта смешения впервые была предложена в [5]. Схема криоблока такой системы показана на рис. 5.23. Смешение потоков производится в криоблоке при давлении прямого потока.

Из энергетического баланса криоблока, контрольная поверхность которого выделена на рис. 5.23 штриховым контуром, следует, что суммарная удельная холодопроизводительность q_0^{Σ} системы составит

$$q_0^{\Sigma} = q_0' + q_0'' = i_n - (\alpha^A i_m^A + \alpha^B i_m^B), \quad (5.13)$$

где q_0' и q_0'' — холодопроизводительности при температурах T_0' и T_0'' соответственно; α — доли смешиваемых потоков. Энтальпии обратного i_n и прямых потоков i_m^A и i_m^B соответствуют температуре на входе в криоблок.

Учитывая, что для смеси справедливо соотношение

$$i_m = \alpha^A i_m^A + \alpha^B i_m^B + \Delta i_T^E, \quad (5.14)$$

где Δi_T^E — теплота смешения потоков, найдем

$$q_0^{\Sigma} = \Delta i_T + \Delta i_T^E. \quad (5.15)$$

Здесь Δi_T — изотермический дроссель-эффект смеси, вычисленный при температуре потока на входе в криоблок. Отсюда следует, что холодопроизводительность ДРС при смешении потоков рабочего тела в криоблоке больше, чем при подаче готовой смеси, на значение теплового эффекта смешения Δi_T^E , соответствующего температуре потоков на входе в криоблок.

Как показал анализ [30], температура, при которой может быть реализована дополнительная холодопроизводительность, равная $\Delta i_T^E > 0$, зависит от соотношения тепловых эквивалентов прямого W_m и обратного W_n потоков, а также от условий смешения. Сопоставим вначале изменение температур прямого и обратного потоков в теплообменниках криоблока для двух случаев: смешения компонентов непосредственно в криоблоке и подачи готовой смеси. Наглядно это представлено в T, q -координатах на рис. 5.24, где отражено изменение температур потоков в зависимости

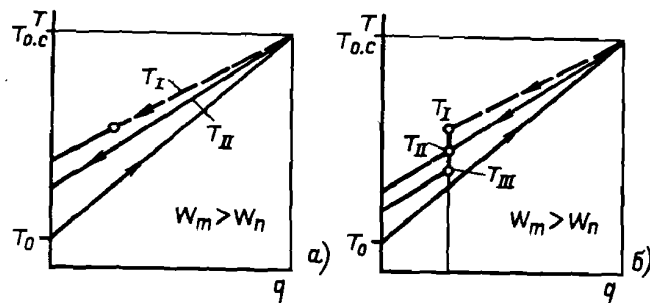


Рис. 5.24. Процессы в криоблоке ДРС с изотермическим (а) и адиабатным (б) смешением потоков:

— смесь; - - - - - потоки, поданные отдельно

от тепловой нагрузки теплообменников. Предположим, что давления p_m и p_n неизменны и технические потери при теплообмене пренебрежимо малы, что соответствует случаю, когда минимальная разность температур ничтожно мала: $\Delta T_{\min} \rightarrow 0$. Пользуясь уравнением (5.14), можно определить теплоемкость смеси:

$$c_p = \alpha^A c_p^A + \alpha^B c_p^B + \frac{d}{dT} (\Delta i_T^E). \quad (5.16)$$

Рассмотрим случай, когда $\frac{d}{dT} (\Delta i_T^E) < 0$. При этом теплоемкость смеси меньше,

чем суммарная теплоемкость потоков, поданных в криоблок отдельно (штриховая линия на рис. 5.22). В результате в любом сечении теплообменников температура T_I отдельных потоков (примем ее одинаковой для каждого из потоков) будет выше, чем T_{II} смеси, поданной в теплообменник. Теплоту, отданную прямым потоком, при охлаждении от температуры $T_{вх}$ на входе в криоблок до температуры T

можно определить как $q = \int_{T_{вх}}^T c_p dT$. В связи с этим для любого сечения теплообменника можно записать

$$\int_{T_{вх}}^{T_{II}} [\alpha^A c_p^A + \alpha^B c_p^B + \frac{d}{dT} (\Delta i_T^E)] dT = \int_{T_{вх}}^{T_I} [\alpha^A c_p^A + \alpha^B c_p^B] dT. \quad (5.17)$$

После преобразований найдем

$$\Delta T = T_I - T_{II} = \frac{\Delta i_{T_{II}}^E - \Delta i_{T_{вх}}^E}{c_{p, m}}; \quad T_{II} - T_{III} = \frac{\Delta i_{T_{вх}}^E}{c_{p, m}}. \quad (5.18)$$

где c_p — теплоемкость смеси; T_I и T_{III} — температуры перед смесителем и на выходе из него. Таким образом, установка адиабатного смесителя в криоблоке приводит к уменьшению разности температур в регенеративном теплообменнике на значение, которое зависит только от изотермической теплоты смешения, определенной при температуре на входе в криоблок и от теплоемкости смеси при температуре смешения.

Как отмечалось ранее, при работе ДРС на смеси тепловые эквиваленты потоков могут изменяться в широких пределах так, что $W_m \approx W_n$. Предположим вначале,

что $W_m > W_n$. Диаграммы T, q для этого случая представлены на рис. 5.24, а и б соответственно. Сплошные линии на рис. 5.24 отражают изменение температуры полностью смешанного потока, штриховые — потоков, смешение которых проводится непосредственно в криоблоке.

Рассмотрим два предельных случая для процесса смешения потоков в криоблоке — изотермический и адиабатный.

При изотермическом смешении потоков в криоблоке (рис. 5.24, а) к смесителю должна быть подведена теплота $q_0' = \Delta i_{T_0}^E$, соответствующая тепловому эффекту смешения при температуре $T_0'' \leq T_{0,с}$. Если с понижением температуры тепловой эффект смешения увеличивается, то из уравнения (5.15) следует, что удельная холодопроизводительность q_0' меньше, чем изотермический дроссель-эффект*. Это будет следствием того, что смешение приведет к увеличению температуры перед дросселем и, следовательно, уменьшению доли жидкости после дросселя. Таким образом, изотермическое смешение потоков рабочего тела в криоблоке должно привести к увеличению суммарной холодопроизводительности ДРС при одновременном уменьшении холодопроизводительности на нижнем температурном уровне T_0 по сравнению с работой системы на готовой смеси.

При адиабатном смешении потоков в криоблоке (рис. 5.24, б) температура прямого потока после смешения (точка III) будет ниже, чем при подаче готовой смеси, на значение, которое согласно уравнению (5.18) соответствует температурному эффекту смешения ΔT^E , вычисленному при температуре компонентов на входе в криоблок. В результате смешения понизится температура смеси перед дросселем и соответственно увеличится q_0' . Однако это возможно только тогда, когда температура прямого потока после смешения выше, чем обратного потока в том же сечении теплообменника. В противном случае только часть теплоты смешения можно использовать для увеличения q_0' ; оставшаяся часть холодопроизводительности должна быть реализована при температурах более высоких, чем температура обратного потока в том сечении теплообменника, где установлен смеситель.

Для ДРС на многокомпонентных смесях возможны также такие режимы работы, когда $W_m \leq W_n$. В этом случае (рис. 5.25) увеличение q_0' посредством смешения потоков рабочего тела в криоблоке не представляется возможным, поскольку на холодном конце теплообменника $\Delta T_{\min} \rightarrow 0$ даже без использования эффекта смешения. В таких системах использование эффекта смешения целесообразно для увеличения холодопроизводительности при $T \geq T_0''$, что можно использовать для сокращения времени пуска и для компенсации теплопритоков при $T_0'' \leq T \leq T_{0,с}$. Во многих АК теплопритоки составляют основную часть тепловой нагрузки, поэтому в конечном итоге использование эффекта смешения и в этом случае приведет к улучшению массовых и габаритных характеристик системы.

Таким образом, смешение потоков рабочего тела в криоблоке ДРС позволяет увеличить суммарную холодопроизводительность системы на значение теплового эффекта смешения, отнесенного к температуре компо-

*Для идеализированного процесса без смешения в криоблоке $q_0' = \Delta i_{T_0,с}^E$.

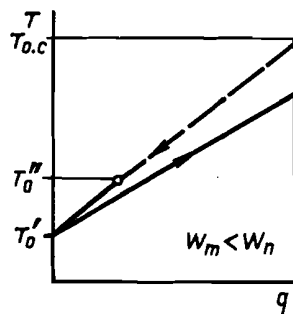


Рис. 5.25. Процессы в криоблоке ДРС со смешением потоков при $w_m < w_n$: — смесь; - - - потоки, поданные раздельно

нентов на входе в криоблок. Температура, при которой может быть получена дополнительная холодопроизводительность, зависит как от условий процесса смешения (изотермический или адиабатный), так и от соотношения теп-

ловых эквивалентов прямого и обратного потоков в теплообменнике.

При использовании многокомпонентных смесей (с числом компонентов больше двух) смешение всех компонентов в криоблоке с подачей каждого компонента из отдельного баллона нецелесообразно, поскольку это привело бы к увеличению габаритных размеров и массы как криоблока, так и баллонов, в которых хранятся компоненты. В связи с этим часть компонентов может быть смешана перед подачей в криоблок при составлении рабочего тела, которое затем размещается в двух баллонах. Предварительное смешение компонентов вне криоблока приводит к тому, что для увеличения холодопроизводительности может быть использована только часть $\Delta i_{T,M}^E$ полного теплового эффекта смешения $\Delta i_{T,M}^E$ компонентов

$$\Delta i_T^E = \Delta i_{T,M}^E - \Delta i_{T,II}^E, \quad (5.19)$$

где $\Delta i_{T,II}^E$ — тепловой эффект предварительного смешения. При распределении компонентов на два баллона (или в один двухсекционный) техническая реализация схемы не вызывает трудностей. В этом случае распределение компонентов по баллонам должно быть таким, чтобы $\Delta i_T^E = \max^*$, для чего надо располагать зависимостью Δi_T^E от состава. В общем случае эти зависимости могут быть определены с использованием одного из уравнений состояния, например [66, 68]. В частном случае, когда смесь в каждом из баллонов гомогенна, целесообразно использовать метод, предложенный в [11]. Для плотностей $\rho \leq \rho_{кр}/2$ этот метод позволяет относительно просто в явном виде определить тепловой эффект смешения Δi_T^E с погрешностью, не превышающей 5–10%. При больших плотностях этим методом также можно пользоваться для качественного распределения компонентов по баллонам.

Анализ, проведенный в [24], показал, что для получения максимальной холодопроизводительности дроссельной системы, в которой используется тепловой эффект смешения, каждый из компонентов целесообразно размещать только в одном баллоне, если для каждой пары $\Delta i_T^E > 0$. Компоненты для предварительного смешения надо выбирать так, чтобы тепловой эффект от предварительного смешения $\Delta i_{T,II}^E$ был минимальным. При этом значение $\Delta i_{T,II}^E$ для многокомпонентной смеси можно рассчитывать по уравнению

$$\Delta i_{T,II}^E = \Delta i_{T,II}^E(p_m, T_{0,c}, y_i)_I \sum_1^k z_i + \Delta i_{T,II}^E(p_m, T_{0,c}, y_j)_{II} \sum_{k+1}^n z_j, \quad (5.20)$$

* В общем случае необходимо также учитывать, что изменение состава потоков отразится на температуре, при которой начинает формироваться твердая фаза.

где теплота предварительного смешения $\Delta i_{T,II}^E$ отнесена к единице смешанного потока, выходящего из системы; индексами I и II отмечены эффекты предварительного смешения в каждом из баллонов; расчет $(\Delta i_{T,II}^E)_I$ и $(\Delta i_{T,II}^E)_{II}$ должен быть проведен по концентрациям

$$y_i = z_i / \sum_{i=1}^k z_i; \quad y_j = z_j / \sum_{k+1}^n z_j.$$

Суммирование при этом проводится по числу компонентов, направляемых в каждый из баллонов: k — в баллон I и $(n-k)$ — в баллон II.

Расчеты, проведенные по уравнению (5.20) для смеси состава $z_{N_2} = 0,7$; $z_{CH_4} = 0,2$ и $z_{C_2H_6} = 0,1$ при $p_m = 10$ МПа и $T_{0,c} = 310$ К, показали, что $\Delta i_{T,M}^E = 700$ Дж/моль при смешении всех компонентов. Положительный эффект смешения обусловлен взаимодействием односортовых молекул, а взаимодействие разноразных молекул приводит к уменьшению теплового эффекта. Предварительное смешение исключает разноразные взаимодействия. Одновременно уменьшается и вклад односортовых взаимодействий в Δi_T^E , поскольку компоненты перед смешением в криоблоке находятся в составе предварительно полученной смеси при парциальных давлениях, которые меньше p_m , т.е. давления прямого потока и компонентов перед смешением. Результаты расчетов, приведенные в табл. 5.7, показали, что наименьшие потери от предварительного смешения при подаче в криоблок двух потоков должны быть в том случае, когда один поток представляет собой смесь азота N_2 и метана CH_4 , а другой — чистый этан C_2H_6 .

Увеличение холодопроизводительности ДРС при использовании эффекта смешения хорошо иллюстрирует рис. 5.26. На нем показаны удельные холодопроизводительности систем с идеализированными процессами для двух режимов работы: без использования теплоты смешения, когда $q_0 = \Delta i_T$, и со смешением потоков в криоблоке $q_0 = \Delta i_T + \Delta i_{T,II}^E$. Расчеты проведены с применением модифицированного уравнения Старлинга-Хана [68]. Принято, что в криоблоке смешивается поток азота с потоком, куда входят метан, этан и пропан.

Для использования теплоты смешения необходимы лишь незначительные изменения конструкции криоблока ДРС. Основное из них состоит в том, что относительно теплая секция витого теплообменника до смесителя выполняется бифилярной навивкой трубок. Смеситель может быть выполнен в виде трубки, навитой на палец теплообменника [7]. Для той

Таблица 5.7. Теплота смешения при подаче в криоблок двух потоков для трехкомпонентной смеси

Предварительно смешанные компоненты	Разноразные взаимодействия, Дж/моль	Односортовые взаимодействия, Дж/моль	Теплота предварительного смешения, Дж/моль	Теплота смешения в криоблоке, Дж/моль
$N_2 - CH_4$	-130	300	170	610
$N_2 - C_2H_6$	-210	890	680	100
$CH_4 - C_2H_6$	-90	740	650	130

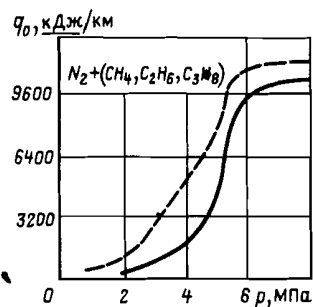


Рис. 5.26. Влияние теплоты смешения на удельную холодопроизводительность ДРС:

$$\text{---} q_0 = \Delta i_T; \text{---} q_0 = \Delta i_T + \Delta i_T^E$$

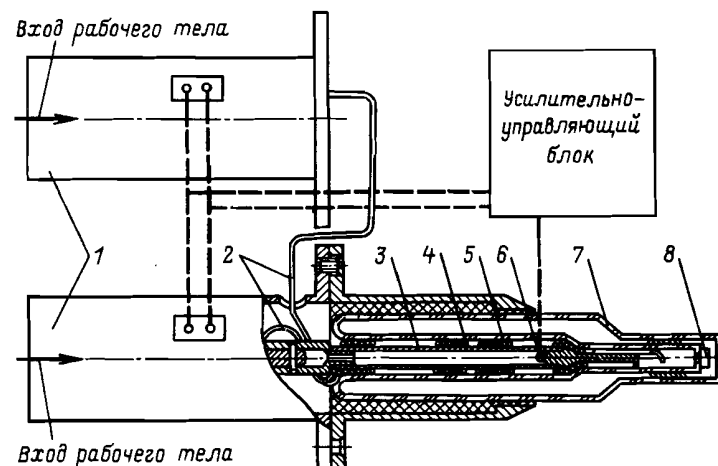


Рис. 5.27. Криоблок экспериментальной ДРС:

1 – электропневмоклапаны; 2 – входные магистрали смешиваемых потоков; 3 – сердечник теплообменника; 4 – камера смешения; 5 – вторая секция теплообменника; 6 – терморезистор; 7 – сосуд Дьюара; 8 – объект криостатирования

части теплообменника, которая расположена за смесителем, так же как и для остальных элементов системы, можно использовать традиционные конструктивные решения, применяемые в ДРС с разомкнутым контуром. Такая конструктивная схема криоблока экспериментальной модели ДРС показана на рис. 5.27. На схеме также показаны электропневмоклапаны, установленные на линиях подачи рабочего тела. Клапаны функционируют по сигналам от термодатчика, проходящим через усилительно-управляющий блок. Датчиком служит терморезистор, установленный в зоне криостатируемого объекта. Настройку схемы производят таким образом, чтобы колебания температуры объекта не превышали заданных значений. Экспериментальное исследование ДРС с таким криоблоком [78] проводилось на четырехкомпонентной смеси, включающей азот, метан, этан и пропан. Рабочее тело размещалось в двух баллонах емкостью по 0,35 л каждый. В одном баллоне размещался азот, в другом – смесь углеводородов. Рабочие характеристики ДРС для двух режи-

Таблица 5.8. Рабочие характеристики ДРС для двух режимов

Параметры	Без использования теплоты смешения (режим I)	С использованием теплоты смешения (режим II)
Начальное давление p_m, n в баллонах, МПа	6,2	6,2
Конечное давление p_m, k в баллонах, МПа	2,4	1,6
Длительность пуска, с	80	54
Длительность рабочего режима, с	2172	3255

мов работы приведены в табл. 5.8. В первом режиме, когда тепловой эффект смешения не использовался, смешение потоков проводилось перед входом в криоблок. Во втором режиме потоки смешивались непосредственно в криоблоке. В обоих случаях температура T_0 в зоне объекта криостатирования поддерживалась равной 100 ± 5 К. Экспериментальное исследование убедительно показывает целесообразность использования теплового эффекта смешения, который позволяет как увеличить длительность рабочего режима, так и сократить время пуска. Так, для условий эксперимента время работы ДРС увеличилось в 1,5 раза. Пусковой период сократился также в 1,5 раза: с 80 до 54 с.

Области целесообразного применения ДРС с разомкнутым контуром определяют их конструкционные особенности: в состав системы не входят компрессор и детандер, что позволяет обеспечить высокую надежность работы; криоблок и баллон могут быть разнесены на существенные расстояния, что облегчает компоновку ДРС среди других систем; в малогабаритном криоблоке практически отсутствуют вибрации, что упрощает стыковку его с объектом криостатирования. Кроме того, области применения связаны со спецификой режимов работы системы, обусловленной тем, что рабочее тело подается в криоблок из баллона. Это ограничивает время работы. Избыточная холодопроизводительность позволяет обеспечить весьма короткий пусковой период в баллонных системах.

С учетом сказанного ДРС с разомкнутым контуром широко применяют для криостатирования элементов радиоэлектронной аппаратуры [52, 112]. Применение таких ДРС особенно перспективно в тех случаях, когда тепловыделения объектов криостатирования невелики и соизмеримы с теплопритоками через изоляцию. При циклическом режиме работы аппаратуры относительно короткий пусковой период ДРС не накладывает существенных ограничений на оперативность комплекса в целом.

Во время работы дроссельные системы с разомкнутым контуром практически не потребляют электроэнергии. (Она необходима только для контрольно-измерительной аппаратуры и регулирующих устройств.) Поэтому для их сравнения и оценки эффективности используют массовые и объемные характеристики, особенно при размещении на мобиль-

ных объектах. При этом используют относительные массовые и объемные показатели: $\bar{m} = M_{\Sigma} / Q_0$; $\bar{v} = V_{\Sigma} / Q_0$, где M_{Σ} и V_{Σ} — суммарные массы и объем системы, а Q_0 — холод, выработанный за все время работы. Этим величины $\bar{m}$ и $\bar{v}$ для расходных систем отличаются от соответствующих показателей для замкнутых систем. Такой способ пригоден только для сравнения эффективности систем, работающих при $T_{0,c} = T_0$. Для сопоставления систем, работающих при разных температурах T_0 или вырабатывающих холод на нескольких температурных уровнях, величины M_{Σ} и V_{Σ} относят к эксергетической холодопроизводительности Q_e , взятой тоже за все время работы.

При определении η_e разомкнутых ДРС сопоставляют эксергии всего выработанного холода и рабочего тела, размещенного в баллоне (баллонах).

Совершенствование ДРС расходного типа, как и других систем, проводится по двум взаимосвязанным и дополняющим друг друга направлениям — термодинамическому и конструктивно-технологическому. Возможности термодинамического совершенствования проанализированы выше.

К конструктивно-технологическому направлению совершенствования расходных ДРС относятся работы по оптимизации конструкции теплообменников, снижению теплопритоков из окружающей среды. Особое внимание уделяется применению более легких и прочных конструктивных материалов для баллонов, масса и объем которых определяют удельные массовые и габаритные характеристики таких АК. К этому же направлению относятся исследования по регулированию режимов работы ДРС. Правильное регулирование исключает перерасход рабочего тела, что существенно сказывается на массогабаритных характеристиках [57].

ГЛАВА ШЕСТАЯ

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ АК

6.1. Общие положения

Возможности дальнейшего совершенствования АК связаны с решением двух основных вопросов.

Первый из них — совершенствование традиционных и разработка новых методов внутреннего охлаждения и соответствующих им схем и конструкций установок. *Второй* — это внедрение системно-целевого метода при выборе и направлении разработки АК в соответствии с требованиями комплекса, который они должны обслуживать.

Последние научно-технические разработки по использованию многокомпонентных криоагентов, процессов детандирования в парожидкостной области, эжектирования при криотемпературах, усовершенствования компрессоров, применение расходных систем и другие мероприятия дают возможность существенно снизить собственные потери эксергии в традиционных термомеханических системах. Так, выше было показано, что

эксергетический КПД криоблока установок с многокомпонентными криоагентами, работающих при 80–100 К, может достигать 70–80%.

Вместе с тем КПД криорефрижераторов, в особенности малой мощности, остаются все же относительно низкими. Материалы предшествующих разделов наглядно показывают, что резервы снижения технических потерь в термомеханических системах имеются, но их реализация идет медленно и в постоянно снижающемся темпе. Такое положение вполне закономерно, поскольку криогенная техника достигла определенного уровня развития, когда относительно простые, "лежащие на поверхности" способы повышения КПД, надежности и других показателей установок уже почти исчерпаны. Каждое, даже весьма небольшое продвижение вперед в этом направлении сопряжено теперь со значительными по объему исследованиями, среди них важное место занимают работы по технологии создания, изготовления и обработки новых материалов, что не может не сказаться на темпе совершенствования криогенных систем.

Иногда удается добиться улучшения АК, не только не усложняя схему, но даже упрощая ее. Однако большей частью повышение эффективности термомеханических криорефрижераторов связано с усложнением схем и конструкций. Такая тенденция хотя и обещает в ряде случаев дать существенные результаты, однако применительно к малым установкам не всегда приемлема.

Прежде всего в этом случае с новой остротой поднимается вопрос о надежности криогенных систем. Возрастание числа машин и аппаратов в составе системы не увеличивает, как правило, ее эксплуатационную надежность. Некоторые возможности в этом плане связаны только со способами внутреннего охлаждения, сопровождающимися немеханическим выводом энергии (ультразвуковой и электрической), описанными в гл. 3.

Вторая причина возникновения трудностей, сопровождающих усовершенствование термомеханических АК, связана с действием масштабного фактора при миниатюризации; она частично или даже полностью может свести на нет положительный эффект усложнения схемы рефрижератора.

В связи с этим наряду с дальнейшим совершенствованием термомеханических систем важное значение приобретают поиск и разработка принципиально новых методов внутреннего охлаждения. Существенное место среди них могут занять тепловые эффекты в электрических и магнитных полях. Интерес к ним объясняется не только тем, что системы на основе этих эффектов позволяют полностью или частично исключить из схемы механически подвижные элементы со всеми вытекающими из этого эксплуатационными и другими преимуществами. Последние исследования в этом направлении показывают, что на тепловых эффектах, наблюдаемых в электрических и магнитных полях, могут быть созданы криорефрижераторы для работы практически во всем интервале криотемператур [32].

Для охлаждения могут использоваться, как известно, две группы таких эффектов: *термоэлектрические* и *терромагнитные*, проявляющиеся в наибольшей степени в полупроводниках, *электро- и магнитокалорические* — в диэлектриках (сегнетоэлектриках) и парамагнетиках (ферромагнетиках).

Эффекты первой группы уже довольно широко используются в холодильной технике, и в частности, в автономных холодильных установках. Работы по использованию эффектов второй группы только разворачиваются.

В этом разделе мы рассмотрим прежде всего некоторые перспективы создания и развития криорефрижераторов на основе термоэлектрического (ТЭ) и термомагнитного (ТМ) эффектов. Для этого проанализируем возможности использования в криорефрижераторах термоэлектрического охлаждения как получившего среди них наибольшее развитие; специфика термомагнитных эффектов также рассмотрена ниже.

В основе ТЭ-охлаждения лежит, как известно, эффект Пельтье, открытый в 1834 г.: при пропускании электрического тока по цепи, состоящей из двух различных проводников, места их контактов охлаждаются или нагреваются. В основе эффекта лежит различие средних энергий свободных электронов в проводниках. В наибольшей степени это различие проявляется при соединении полупроводников с различным типом проводимости (*n*-типа и *p*-типа) [37].

Эффект Пельтье сопровождается другим эффектом (Томсона), наблюдаемым при протекании тока по термически неоднородному полупроводнику и проявляющимся в выделении (или поглощении) теплоты по длине полупроводника. Оба эффекта (Пельтье и Томсона) обратимы, однако им неизбежно сопутствуют необратимые процессы теплопроводности и выделения джоулевой теплоты, которые существенно влияют на интегральный результат охлаждения.

Количественно термоэлектрическое охлаждение можно характеризовать в соответствии с формулой (1.6) для процессов внутреннего охлаждения коэффициентом

$$\alpha_z = (\partial T / \partial I)_s, \quad (6.1)$$

где I — сила тока. Выбор в качестве обобщенной силы электрического воздействия не напряжения, а однозначно связанной с ним силы тока, обусловлен наблюдаемой закономерностью: эффект Пельтье прямо пропорционален значению I . Индекс s в формуле (6.1) указывает лишь на адиабатность проведения процесса, так как в силу необратимости процесс всегда сопровождается ростом энтропии.

Количество теплоты, которое может быть отведено от охлаждаемого объекта термоэлементом, состоящим из двух полупроводников и источника питания, определяется температурой холодного спая T_0 , разностью температур $\Delta T = T_{0,c} - T_0$ и теплофизическими свойствами материалов, характеризующимися так называемым коэффициентом добротности z . Эксергетический КПД такого термоэлемента может быть определен по формуле [29]

$$\eta_e = \frac{1 - 0,5 \frac{\Delta T}{T_0} \frac{1 + \sqrt{1 + z(T_0 + 0,5 \Delta T)}}{z(T_0 + 0,5 \Delta T)} - \left(1 + \frac{\Delta T}{2T_0}\right) \frac{1}{1 + \sqrt{1 + z(T_0 + 0,5 \Delta T)}}}{1 + \sqrt{1 + z(T_0 + 0,5 \Delta T)}} + 1 \quad (6.2)$$

Здесь z — коэффициент добротности полупроводниковых материалов,

$$z = \alpha^2 \sigma / k, \quad (6.3)$$

где α — коэффициент термо-ЭДС полупроводников; σ — электрическая проводимость полупроводников; k — удельная теплопроводность полупроводниковых термоэлементов, отнесенная к единице разности температур ΔT .

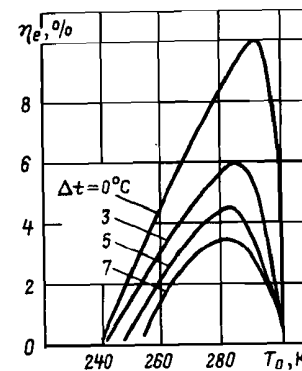


Рис. 6.1. Эксергетический КПД полупроводниковых элементов

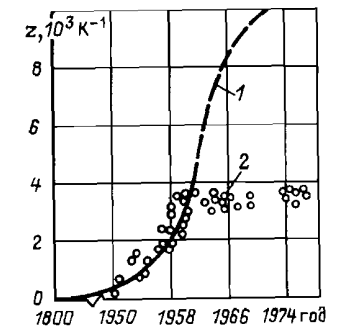


Рис. 6.2. Значения коэффициента добротности полупроводниковых материалов: 1 — прогноз; 2 — действительное значение

Из выражения (6.3) видно, что КПД термоэлемента растет с увеличением z , повышением T_0 и снижением ΔT . Однако даже при $\Delta T = 0$ $\eta_e \ll 1$, что связано с собственными потерями в полупроводниковых элементах: выделением теплоты Джоуля и эффектом Томсона при пропускании тока, а также теплопроводностью материалов термоэлементов. Поэтому даже в предельно идеализированном случае КПД термоэлемента значительно отличается от единицы.

Максимальные значения η_e элементов на основе современных полупроводниковых материалов достигаются при $\Delta T = 10 \div 25$ К. В качестве примера на рис. 6.1 приведены расчетные значения η_e в зависимости от T_0 при $T_{0,c} = 300$ К, $z = 2 \cdot 10^{-3}$ К⁻¹ и некоторых значениях внешних разностей температур ΔT на горячем и холодном спаях элемента.

При заданных внешних условиях ($T_{0,c}$ и T_0) эффективность ТЭ-охлаждения определяется в значительной степени добротностью полупроводниковых материалов. Очевидно, что если иметь в виду только энергетическую эффективность, то применение термоэлектрического охлаждения будет обосновано лишь в том случае, когда КПД этого процесса не ниже, чем у соответствующих циклов, осуществляемых в термомеханических установках. Это означает, что для получения, например, $\eta_e = 0,2$ при $T_0 = 80$ К добротность материалов должна быть не меньше $4 \cdot 10^{-3}$ К⁻¹, а для $\eta_e = 0,5$ — не менее $3 \cdot 10^{-2}$ К⁻¹. Возможны ли такие значения z в полупроводниках?

Составленный в 1960 г. прогноз получения полупроводников с относительно высокой добротностью, к сожалению, до сих пор не оправдался [87]. Из рис. 6.2 видно, что величина z при $T_{0,c}$ для современных материалов не превышает $4 \cdot 10^{-3}$ К⁻¹ (есть отдельные сведения о $z \leq 5 \cdot 10^{-3}$ К⁻¹). С понижением температуры z заметно снижается; характер этой зависимости показан на рис. 6.3. Несмотря на то что максимальные значения z для конкретного материала можно сместить в сторону меньшей температуры посредством понижения концентрации носителей зарядов (электронов и дырок), общая закономерность сохраняется. Более того, здесь имеется объективный предел использования, поскольку при понижении концентрации носителей зарядов уменьшается во столько же раз электропроводность σ материала. В определенном диапазоне уменьшение σ сопровождается ростом абсолютного значения коэффициента термо-ЭДС α , что и позволяет поддерживать значение z относительно высоким. По мере снижения числа термически возбужденных зарядов в полупроводнике увеличивается относительное количество зарядов, вносимых примесями. Поскольку вклад этих двух видов зарядов в термо-ЭДС противоположен по знаку, то наблюдается внутренняя компенсация, приводящая к резкому снижению абсолют-

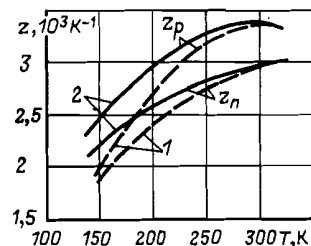


Рис. 6.3. Характер изменения коэффициента добротности z в зависимости от температуры:

z_p — для полупроводников p -типа; z_n — для полупроводников n -типа; 1 — параметры, оптимальные при $T_{0,c} = 300$ К; 2 — параметры, оптимизированные по температуре применения

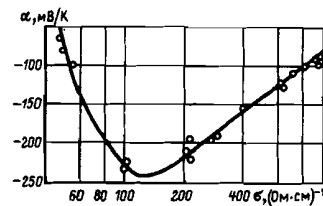


Рис. 6.4. Экспериментальная зависимость термо-ЭДС от электропроводности полупроводника $\text{Bi}_2\text{Te}_{2,1}\text{Se}_{0,9}$

ного значения α , а следовательно, и z . Характер зависимости α от σ для $\text{Bi}_2\text{Te}_{2,1}\text{Se}_{0,9}$ показан на рис. 6.4 [135].

В работе [163] была предпринята попытка оценить вероятность повышения коэффициента добротности созданием гипотетического материала, обладающего всеми лучшими свойствами известных полупроводников. Было показано, что для такого материала при 300 К может быть $z = (5 \div 6,3) \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$, что примерно в 1,5–2 раза выше известных в настоящее время значений. Однако найти такой материал очень трудно, поскольку он предполагает сочетание свойств различных групп элементов по таблице Менделеева.

Как известно, электропроводность σ и удельная теплопроводность K , определяющие z , зависят в значительной степени от одних и тех же физических свойств тела. Поэтому между K и σ в целом существует четкая корреляция, определяемая в первом приближении законом Видемана–Франца: $K/\sigma = AT$, где A — постоянная величина, не зависящая от сорта металла термоэлементов. В реальных условиях у полупроводников наблюдается линейная, но не прямо пропорциональная связь между K и σ . Так, рис. 6.5, на котором дана экспериментальная зависимость между K и σ , показывает [135], что увеличению σ с 200 до 400 $(\text{Ом} \cdot \text{см})^{-1}$, т.е. в 2 раза, отвечает рост K меньше чем на 15%.

Казалось бы, увеличением электропроводности можно добиться существенного повышения добротности материала. Однако этого не происходит. Концентрация носителей зарядов, определяющая электропроводность, существенно влияет и на термо-ЭДС, что отражено на рис. 6.4. В результате оказывается целесообразным, напротив, не увеличение, а снижение σ до определенного уровня. Таким образом, взаимозависимость величин α , σ и K предопределяет в значительной степени собственные потери, сопровождающие процессы в полупроводниках, и тем самым обуславливает низкую энергетическую эффективность полупроводниковых трансформаторов теплоты.

Наряду с общей относительно низкой энергетической эффективностью полупроводниковых охлаждающих устройств важно отметить еще одну их особенность.

Максимальный интервал температур, на котором может осуществляться трансформация теплоты посредством одной пары (ступени) полупроводниковых материалов, равен [37]

$$\Delta T_{\text{макс}} = 0,5zT_0^2. \quad (6.4)$$

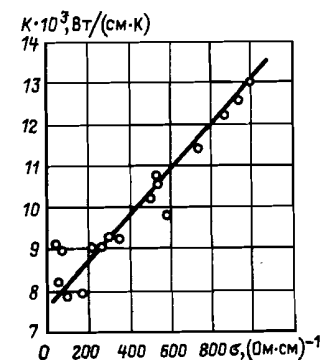


Рис. 6.5. Экспериментальная зависимость между термической K и электрической σ проводимостями для сплава $\text{Bi}_2\text{Te}_{2,1}\text{Se}_{0,9}$

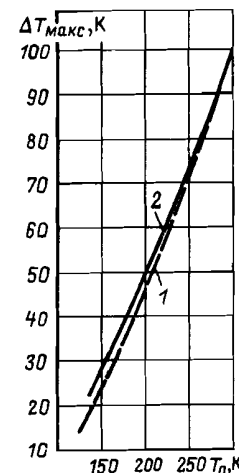


Рис. 6.6. Зависимость $\Delta T_{\text{макс}}$ от температуры холодного спая для термоэлементов с параметрами, оптимальными при $T_{0,c} = 300$ К (кривая 1) и по каскадно оптимизированным по температуре (кривая 2)

Отсюда очевидно, что по мере снижения температуры холодного спая T_0 значение $\Delta T_{\text{макс}}$ очень быстро уменьшается, что качественно иллюстрируется рис. 6.6. В области криотемператур темп снижения $\Delta T_{\text{макс}}$ при уменьшении T_0 существенно возрастает вследствие значительного ухудшения коэффициента добротности z , и уже при 100 К $\Delta T_{\text{макс}}$ не превышает 8 К. Необходимость использования многоступенчатых каскадных полупроводниковых установок с неизбежностью ведет к росту потерь. Даже при хорошем качестве коммутации ступеней каскада снижение z и $\Delta T_{\text{макс}}$ весьма значительно [37].

Собственные потери как в термоэлементах, так и в узлах их коммутации делают термоэлектрический метод охлаждения относительно мало перспективным для использования в области криотемператур, хотя резервы повышения эффективности, безусловно, имеются. Это относится к улучшению не только свойств самого материала, но и структуры каскадных схем. В частности, весьма значительные потери в их коммутационных узлах могут быть существенно снижены при построении каскада с использованием газового или жидкостного теплоносителя. (Метод каскадирования более подробно рассматривается ниже при анализе принципиальных схем магнито- и электрокалорических рефрижераторов.)

В заключение отметим, что относительно большие собственные потери характерны не только для термоэлектрического охлаждения: они присущи в значительной мере и термомагнитному (гальваномагнитному) эффекту Эттингсхаузена [37].

Термомагнитный эффект в наибольшей степени проявляется при температурах 70–150 К, что заманчиво для использования в криогенной технике. Однако коэффициент добротности z лучшего в настоящее время материала на основе висмута и сурьмы в указанном диапазоне температур составляет всего $4 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$ при

магнитной индукции 1 Тл*. При температурах, выходящих за рамки этого диапазона в сторону как больших, так и меньших значений, z существенно снижается.

С увеличением напряженности поля z , как правило, увеличивается. Например, при напряженности магнитного поля $104 \cdot 10^4$ А/м, полученной использованием сверхпроводящего соленоида, был достигнут коэффициент добротности $z = 11 \cdot 10^{-3} \text{ К}^{-1}$ при $T = 80 \text{ К}$ [163]. Однако применение сверхпроводящих магнитов, а следовательно, систем криостатирования на уровне 4–15 К для охлаждения при требуемых температурах, существенно выше указанных, нерационально (то исключение случаев, когда такое магнитное поле, предназначенное для других целей, уже имеется).

Есть и другая причина, которая не позволяет проявлять большого оптимизма в отношении эффективного использования термомагнитных криорефрижераторов. Применение этих систем подразумевает обязательно внешнее предварительное охлаждение как минимум до 100 К. В результате для них в целом будут характерны все те же недостатки, что и для установок, используемых в СПО и соединяемых с ними, а именно термомеханических или термоэлектрических рефрижераторов.

Заключая рассмотрение термоэлектрических и термомагнитных эффектов, еще раз подчеркнем, что приведенный выше анализ и сделанные на его основе выводы относятся исключительно к энергетической эффективности рассмотренных методов внутреннего охлаждения. Ясно, что этим не исключаются возможности рационального применения ТЭ- и ТМ-систем охлаждения как каждой в отдельности, так и в сочетании между собой и другими типами криогенных установок (прежде всего в тех случаях, когда на первый план выдвигаются вопросы надежности и отсутствия вибраций). Их применение может рассматриваться для криостатирования в двух диапазонах температур: при $T > 100 \text{ К}$ для ТЭ-систем и в диапазоне 40–70 К для ТЭ-систем в сочетании с ТМ [31].

Магнито- (МК) и электрокалорические (ЭК) эффекты, в особенности второй из них, в принципе отличаются от ТЭ- и ТМ-эффектов отсутствием в идеализированном варианте собственных потерь от необратимости в процессах преобразования энергии. Это позволяет работу по их усовершенствованию вести в основном на уровне уменьшения технических потерь. Вместе с тем нужно учитывать, что для реализации ЭК- и МК-эффектов нужны в отличие от ТЭ- и ТМ-эффектов переменные, а не постоянные электрические или магнитные поля**. Поэтому процессы в ЭК- и МК-криорефрижераторах (если не использовать жидкие диэлектрики или магнетики) носят циклический, а не стационарный характер, что, несомненно, усложняет их реализацию. Эти вопросы рассмотрены в § 6.2.

* Индукция, равная 1–2 Тл, является значением, практически весьма близким к пределу, которого можно достигнуть посредством электромагнитов, работающих при $T_{0.c}$. Большие значения индукции получают посредством сверхпроводящих соленоидов.

** В принципе ЭК- и МК-эффекты можно реализовать и при использовании постоянных полей, однако в этом случае требуется организовать перемещение диэлектриков (магнетиков) между зонами с относительно высокой и малой напряженностью. Примером такой конструкции может служить рефрижератор, описанный в [32]. Введение механического перемещения рабочих элементов, безусловно, скажется на снижении надежности системы.

Выше отмечалось, что важное место в повышении эффективности применения криогенных систем занимает системно-целевой подход при разработке АК. Такой подход подразумевает всесторонний учет не только структуры и внутренних связей в самих криогенных установках (чему посвящены в основном предыдущие главы), но и существенных внешних связей, определяемых целевым назначением и структурой комплекса, в состав которого входит АК.

Одним из наиболее наглядных примеров использования системного подхода может служить разработка единой автономной криогенной системы (ЕАКС), когда на комплексе функционируют несколько потребителей, требующих криообеспечения. В этом случае все потребители или их группа обслуживаются одной относительно большой установкой взамен нескольких с малой производительностью. В силу масштабного фактора создание ЕАКС позволяет существенно улучшить практически все удельные показатели системы. Так, если осуществлять криостатирование трех объектов индивидуальными АК с холодопроизводительностью по $Q_0 = 1 \text{ Вт}$ на уровне $T_0 = 80 \text{ К}$, то в соответствии с рис. 2.1 и 2.4 общее потребление электроэнергии составит не менее 180 Вт, а масса всех АК — не менее 6 кг. Замена этих трех установок на одну ЕАКС позволяет уменьшить энергопотребление и массу системы криообеспечения примерно на 30%. При увеличении числа объектов криостатирования и меньших значениях единичных холодопроизводительностей эффект от использования ЕАКС, естественно, возрастает.

Полное объединение всех потребителей с одной ЕАКС может быть затруднительным. Вызывается это, в частности, значительным рассредоточением потребителей, существенным различием функционального назначения объектов, организационными и другими причинами. В этом случае ЕАКС может быть построена посредством различного сочетания отдельных ступеней криорефрижератора, их модификации, использования нескольких как разнотипных, так и однотипных ступеней, работающих параллельно. Возможно также построение отдельных ЕАКС для части потребителей холода, расположенных на комплексе.

Важное место при системном методе проектирования занимает стыковка АК с внешними по отношению к нему объектами. Это относится прежде всего к источникам энергопитания, устройствам терморегулирования, потребителям холода. Характер этих связей во многом определяется тем, какие объекты обслуживает ЕАКС: штатные, определяющие жизнедеятельность комплекса, или предназначенные для научно-исследовательских программ. Очевидно, что в первом случае системы энергопитания и терморегулирования должны постоянно обеспечивать АК в соответствии с его режимом работы. В другом случае циклограмма работы АК определяется общей программой исследований и, в частности, возможностями систем энергопитания и терморегулирования. Применение ЕАКС и здесь дает возможность улучшить общие энергетические и массовые показатели комплекса в целом.

Полезные результаты может дать системный подход в вопросах управления системами. Для АК характерен, как правило, высокий уровень автоматизации, обеспечивающий как поддержание заданного режима, так и

многократный запуск и остановку системы. Вместе с тем автоматизация АК часто сопровождается не только усложнением схемы управления, но и некоторое ухудшение основных технических показателей, в частности по массе. Эти негативные моменты можно полностью или частично снять при переходе на следующий уровень автоматизации, подразумевающий такую ступень управления, при которой наряду с автоматическим запуском и поддержанием технологического процесса обеспечивается автоматический выбор оптимального режима работы криогенной установки, диктуемого объектом охлаждения. Наибольший эффект при этом достигается, естественно, когда применяется ЕАКС. Предпосылки для внедрения такого уровня автоматизации ЕАКС имеются, так как на автономных комплексах, как правило, действуют АСУ на базе ЭВМ, управляющие большинством штатных систем.

Наконец, системный подход позволяет наилучшим образом решить и вопрос о степени ремонтпригодности автономной криогенной установки как одного из основных показателей ее надежности. Уровень надежности АК обусловлен многими факторами, но во многом предопределяется общим ресурсом работы комплекса в целом или объекта, обслуживаемого АК. В ряде случаев современные АК не могут полностью удовлетворить требованиям по надежности, предъявляемым объектом. Увеличение общего срока службы криостатируемых объектов и тем самым жизнеспособности автономных комплексов возможно при введении регламентных работ по АК. Можно выделить три группы ремонтных работ, проводимых на автономных комплексах. К первой относится полностью автоматический переход на резервные машины, блоки (в пределе — всего АК) с отключением отслуживших свой срок. Вторую группу составляют работы, определяемые не автоматической, а механической заменой отдельных блоков и элементов АК. В этом случае конструкция АК и его монтаж на комплексе должны предусматривать относительно легкую возможность осуществления определенных ремонтных операций. Наконец, к третьей группе относят ремонтные работы на АК, проводимые непосредственно обслуживающим персоналом (экипажем).

Конкретный вид регламентных работ для АК определяется прежде всего условиями работы автономного комплекса. Правильный выбор его может быть сделан только на базе системного подхода.

Более подробно вопросы системного анализа взаимосвязи АК с объектами охлаждения и автономным комплексом в целом рассматриваются в § 6.3.

6.2. Возможности использования в АК калорических эффектов в магнитных и электрических полях

Физика эффектов. Под ЭК- и МК-эффектами подразумеваются процессы внутреннего охлаждения веществ, наблюдаемые при изменении напряженности соответственно электрического или магнитного поля. Как известно [114], ЭК-эффекты присущи в той или иной степени практически всем диэлектрикам, а МК-эффекты — магнетикам.

Феноменологическое описание механизма процессов в обоих случаях в значительной степени аналогично, поэтому рассмотрим его на примере ЭК-эффекта, отметив некоторые особенности МК-охлаждения.

Упрощенно принято считать, что диэлектрик состоит из электрически нейтральных молекул, которые вместе с тем могут обладать дипольными моментами. При отсутствии внешнего поля молекулы ориентированы хаотично, поэтому их суммарный электрический момент равен нулю. После наложения поля дипольные моменты ориентируются по направлению поля, что приводит, естественно, к возникновению в диэлектрике электрического момента, отличающегося от нуля. Диэлектрик, характеризующийся нескомпенсированным электрическим моментом, называют поляризованным. Очевидно, что увеличение до определенного предела напряженности поля ведет также к увеличению степени ориентации дипольных моментов, т.е. к поляризации диэлектрика.

Аналогичная картина наблюдается у парамагнетиков, которые можно рассматривать как совокупность элементарных магнитных диполей, обусловленных ионами вещества и спиновыми моментами электронов [114]. При внесении в поле диполи ориентируются против него, создавая собственное магнитное поле, которое накладывается на внешнее. Напряженность результирующего поля, как правило, меньше чем внешнего.

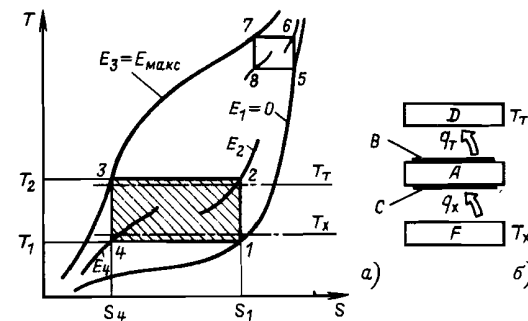
Если поляризация диэлектрика, как и намагничивание парамагнетика, проводится с отводом теплоты, например изотермически, то происходящее при этом упорядочение внутренней структуры вещества приводит, естественно, к уменьшению его энтропии. В этом смысле наложение поля аналогично процессам изотермического повышения давления криоагента в обычных термомеханических системах. Поэтому при последующем уменьшении напряженности поля температура вещества в адиабатных условиях будет понижаться вследствие затраты внутренней энергии на разупорядочение структуры. Этот процесс аналогичен адиабатному расширению в детандере. После получения температуры T_0 охлаждаемого объекта становится возможным при дальнейшем снижении напряженности поля подводить теплоту от объекта, т.е. использовать эффект внутреннего охлаждения. Последовательное чередование процессов наложения и снятия поля в изотермических и адиабатных условиях позволяет осуществить обратные МК- и ЭК-циклы.

В качестве примера на рис. 6.7 представлены обратный цикл Карно и схема его реализации на примере параэлектрического вещества.

На твердое рабочее тело A посредством электродов B и C адиабатно накладывается электрическое поле (процесс 1–2), в результате чего происходит ориентация элементарных электрических моментов диполей (ионов) параэлектрика и как следствие повышение его температуры с T_1 до T_2 . Дальнейшее увеличение напряженности электрического поля E (процесс 2–3) осуществляется одновременно с отводом теплоты q_T к теплоприемнику D ($T_T < T_2$) от параэлектрика A , поэтому его удельная энтропия уменьшается. При последующем адиабатном снижении E происходит разупорядочение электрической системы диполей (ионов) в параэлектрике, что приводит к снижению его температуры (процесс 3–4). В дальнейшем (в процессе 4–1) появляется возможность подвести теплоту q_X извне от теплоотдатчика F (охлаждаемого объекта) с температурой T_X к рабочему телу. Площадь 1–2–3–4–1

Рис. 6.7. Обратный цикл Карно в диэлектрике:

a — изображение цикла на диаграмме T, S ; b — схема процессов отвода и подвода теплоты к рабочему параэлектрическому элементу



электрокалорического цикла Карно равна численно работе, совершаемой электрическим полем в процессе трансформации энтропии ΔS_{1-4} при переходе с T_1 на T_2 .

Аналогично выглядят процессы цикла Карно, осуществляемого в парамагнетике при изменении напряженности магнитного поля.

Количество теплоты, отводимой посредством рассматриваемых эффектов от объекта с нижнего температурного уровня (в общем случае T_0), зависит от доли электрической или магнитной части энтропии, определяющей соответственно электрические или магнитные свойства конкретного вещества, в его полной энтропии. Повышенные температуры ведут для большинства парамагнетиков и диэлектриков к уменьшению этой доли в связи с ростом энтропии их кристаллической решетки. Поэтому циклы, осуществляемые в одинаковом диапазоне изменения напряженности поля, но при относительно более высоких температурах, будут характеризоваться меньшими ΔS (по рис. 6.7 $\Delta S_{5-8} \ll \Delta S_{1-4}$). Этим, в частности, объясняется тот факт, что до последнего времени МК- и ЭК-эффекты применялись почти исключительно для получения ультранизких температур (менее 1 К) [72]. При температурах выше 20 К эти эффекты практически полностью вырождались. Выход в область более высоких температур открылся в связи с изучением парамагнетиков и диэлектриков с резко выраженными аномальными свойствами вблизи структурных фазовых переходов — ферромагнетиков и сегнетоэлектриков.

Ферромагнетики характеризуются тем, что их магнитная восприимчивость во много раз выше, чем у обычных парамагнетиков, поскольку в них вместо отдельных магнитных диполей имеются области спонтанной намагниченности (ассоциации магнитных диполей), называемые доменами [102]. Домены относительно легко ориентируются по внешнему полю и сохраняют ориентацию даже после его снятия. Однако остаточная намагниченность может существовать только в диапазоне температур ниже так называемой точки Кюри T_K , при которой в ферромагнетике происходит структурный фазовый переход первого или второго рода. Вблизи температуры T_K магнитная восприимчивость достигает особенно высоких значений, что связано со значительной неустойчивостью фазовой структуры при $T \approx T_K$. Поскольку, как показано ниже, изменение магнитной восприимчивости — один из основных факторов, определяющих МК-эффект, то около T_K могут наблюдаться достаточно большие значения магнитокалорических эффектов, вполне пригодные для практического использования в низкотемпературной технике. В качестве примера на рис. 6.8 показаны экспериментально полученные зависимости калорического эффекта ΔT_H гадолиния от начальной температуры при магнитной индукции $B = 7$ Тл и от индукции при температуре 274 К [131]. Видно, что значения ΔT_H довольно велики.

В табл. 6.1 приведены температуры фазовых переходов некоторых ферромагнетиков, имеющих T_K в низкотемпературной области.

Сегнетоэлектрики * характеризуются аномально высокими значениями диэлектрической проницаемости ϵ , зависящими от напряженности электрического поля. Так, если для рядовых твердых диэлектриков $\epsilon = 2,5 \div 15$ [114], то у сегнетоэлектриков она может равняться нескольким сотням и тысячам единиц. Особые свойства сегнетоэлектриков, как и ферромагнетиков, обусловлены их структурой; вместо отдельных поляризованных молекул диэлектрика в сегнетоэлектрике существуют целые области однородной поляризации — домены. Сегнетоэлектрикам присуща весьма большая остаточная поляризация, численно равная $10^{-4} - 10^{-8}$ Кл/см². Однако выше сегнетоэлектрической точки Кюри T_K вследствие фазового перехода первого или второго рода спонтанная поляризация и доменная структура исчезают, и сегнетоэлектрик переходит в обычный диэлектрик (параэлектрик). В непосредственной близости у T_K наблюдается увеличение численных значений ϵ . Зависимость

* Впервые аномальные диэлектрические свойства были обнаружены у сегнетовой соли $\text{NaKC}_4\text{H}_4\text{O}_6 \cdot 4\text{H}_2\text{O}$. Этот факт и послужил основой для введения общего термина — сегнетоэлектрики. В зарубежной научной литературе эти вещества получили название ферроэлектриков по формальной аналогии с давно известными ферромагнетиками.

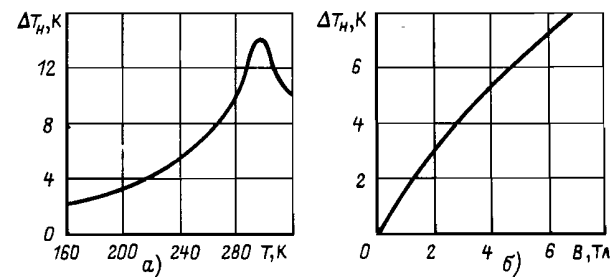


Рис. 6.8. Калорический эффект гадолиния при его адиабатном размагничивании: а — зависимость ΔT_H от начальной температуры при напряженности магнитного поля 7 Тл; б — зависимость ΔT_H от напряженности магнитного поля при температуре 274 К

Таблица 6.1. Температура Кюри некоторых ферромагнетиков

Ферромагнетик	T_K , К	Ферромагнетик	T_K , К	Ферромагнетик	T_K , К
Gd	293	U _{H3}	180	Ho ₅ Si ₄	76
Gd ₃ Al ₂	282	Tb _{0,2} Gd _{0,8} Al ₂	168	DyAl ₂	70
Tb ₅ Si ₄	225	Dy ₅ Si ₄	140	EuO	69
Gd ₃ In	213	TbAl ₂	121	HoAl ₂	42
GdAl _{1,9} N _{0,1}	191	Tb _{0,8} Pu _{0,8} Al	109	CrBr ₃	33
GdAl ₂	182	Dy	85	ErAl ₂	24

$\epsilon = \epsilon(T)$ для сегнетоэлектриков аналогична зависимости магнитной проницаемости ферромагнетиков и иллюстрируется рис. 6.9.

Совсем недавно сегнетоэлектрическое состояние отмечалось лишь в некоторых кристаллах. В настоящее время известно более 600 веществ, обладающих сегнетоэлектрическими свойствами, а число твердых растворов сегнетоэлектриков во много раз больше и продолжает расти [59].

Температура Кюри T_K у различных сегнетоэлектриков находится в широком диапазоне температур, в том числе в интервале 4–300 К (табл. 6.2). Кроме того, можно "управлять" точкой Кюри, понижая T_K посредством, например, введения в сегнетоэлектрик легирующих добавок или наложения на него внешнего магнитного поля. Это дает возможность использовать электрокалорический эффект, как и магнитокалорический, для практических целей низкотемпературной техники. В области фазового перехода сегнетоэлектрика значения ЭК-эффекта могут быть весьма существенными. Только в результате спонтанной поляризации при переходе из пара- в сегнетоэлектрическое состояние некоторые кристаллы меняют свою температуру на десятки доли градуса и даже на целый градус. Используя доступные электрические поля, равные 10–15 кВ/см, на некоторых кристаллах можно получить охлаждение на 2–3 К [59] и более.

Наряду с сегнетоэлектриками и ферромагнетиками встречаются кристаллы, у которых при наложении соответствующего поля происходит не параллельная, а антипараллельная ориентация диполей. В результате у этих веществ — антисегнетоэлектриков и антиферромагнетиков — суммарная спонтанная поляризация (намагниченность) равна нулю. При определенных температурах у них наблюдается фазовый переход в парасостояние, при котором происходит перестройка структуры и соответствующее изменение свойств, в частности диэлектрической (магнитной) воспри-

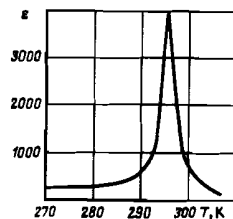


Рис. 6.9. Зависимость диэлектрической проницаемости сегнетовой соли от температуры

Таблица 6.2. Температура Кюри некоторых сегнетоэлектриков

Сегнетоэлектрик	T_K, K	Сегнетоэлектрик	T_K, K
$NaKC_4H_4O_6 \cdot 4H_2O$ (первый переход)	297	$Se(NH_2)_2$	169
$(NH_2CH_2COOH)_3H_2SeO_4$	295	CSN_4H_4	169
$SbSI$	295	PbH_2PO_4	147
$BaTiO_3$ (второй переход) *	273	KH_2PO_4	123
NH_4HSO_4	270	$SiTiO_3$	113
$Ca_2B_6O_{11} \cdot 5H_2O$	266	RbH_2AsO_4	111
$NaKC_4H_4O_6 \cdot 4H_2O$ (второй переход)	255	$BiSbI$	103
$KNbO_3$	233	$LiNH_4C_4H_4O_6 \cdot H_2O$	98
$NaNbO_3$	233	KH_2AsO_4	97
NH_4SO_4	224	$SbSbI$	93
KD_2PO_4	213	$NH_4Fe(SO_4)_2 \cdot 12H_2O$	88
$LiH_3(SeO_3)_2$	194	$Ni_3B_7O_{13}J$	61
$BaTiO_3$ (третий переход)	193	$CdTiO_3$	50
$Cd_2Nb_2O_7$	185	$Pb_2Nb_2O_7$	15
$CH_3ND_3Al(SO_4)_2 \cdot 12H_2O$	177	$LiTiC_4H_4O_6 \cdot H_2O$	10
$(NH_3CH_3)Al(SO_4)_2 \cdot 12H_2O$	176	$KTaO_3$	4

* Первый переход наступает при температуре 393 К.

нмчивости. Степень изменения этих свойств значительно меньше, чем у близких по T_K сегнетоэлектриков (ферромагнетиков), но достаточна для использования их в целях охлаждения.

Относительно систематическое изучение свойств ферромагнетиков началось в XVII в. Первая количественная теория ферромагнетизма — основы доменной теории — была разработана Вейсом к 1907 г. [14]. В 1926 г. независимо один от другого Дебай и Джюк впервые предложили использовать магнитокалорический эффект для охлаждения ниже 1 К. Эта идея была реализована в 1933 г. Джоком и Макдугаллом в установке, действие которой было основано на адиабатном размагничивании парамагнитных солей [72, 114]. В последние годы появились предложения об использовании МК-эффектов для охлаждения в интервале температур 20–300 К [91, 93–96].

Сегнетоэлектричество было открыто существенно позже. Впервые аномальные диэлектрические свойства сегнетовой соли были обнаружены Никольсоном в 1919 г. Первые эксперименты по измерению электрокалорического эффекта проведены в СССР П.Л. Кобеко и И.В. Курчатовым в 1930 г. [59]. Интенсивное изучение физики сегнетоэлектриков началось со второй половины 40-х годов после открытия

акад. Б.В. Вулом и независимо от него американскими и японскими исследователями сегнетоэлектрических свойств титаната бария. К настоящему времени имеется большое количество предложений по осуществлению электрокалорических рефрижераторов [90, 92, 97], делаются попытки их осуществления [140].

Оценивая физико-технические возможности использования ЭК- и МК-эффектов для охлаждения, нужно отметить три момента:

1) относительно невысокие абсолютные значения магнито- и электрокалорических эффектов;

2) необходимость циклического наложения и снятия внешнего поля, что ведет при определенных условиях к появлению заметных гистерезисных явлений;

3) относительно небольшой интервал температур, перекрываемый единичным процессом размагничивания или деполяризации. Даже в перспективе, при появлении новых материалов это обуславливает структуру схем МК- и ЭК-рефрижераторов, определяемую использованием каскада, регенерации или другого способа увеличения интервала рабочих температур.

Практическая реализация ЭК- и МК-эффектов и пути преодоления указанных трудностей рассматриваются ниже.

Гистерезисные явления обусловлены свойствами ферромагнетиков (сегнетоэлектриков) оставаться в намагниченном (поляризованном) состоянии после снятия поля. Характерная зависимость намагниченности J (поляризация P) от напряженности поля H (E) представлена на рис. 6.10.

Перемагничивание (переполаризация) рабочего тела сопровождается потерями эксергии поля, что приводит к выделению теплоты Q . Поэтому гистерезисные явления снижают эффективность ЭК (МК)-охлаждения, уменьшая полезную холодопроизводительность на Q .

В каждом цикле переполаризации или перемагничивания это выделение теплоты определяется выражением

$$Q = \frac{1}{4\pi} \oint E dD \quad (6.5)$$

или

$$Q = \frac{1}{4\pi} \oint H dB, \quad (6.6)$$

где D и B — соответственно электрическая и магнитная индукция [102]. Отсюда следует, что величина Q пропорциональна площади петли гистерезиса $CDFGKL$ (рис. 6.10), и поэтому вид петли служит важной характеристикой рабочего тела. Ясно, что для повышения эффективности ЭК (МК)-рефрижераторов целесообразно использовать такие вещества, у которых площадь петли относительно меньше, т.е. те, у которых при одинаковой поляризации (намагниченности) меньше коэрцитивное поле*.

Коэрцитивное поле определяется не только структурой вещества, но и технологией получения кристалла и режимом переполаризации (перемагничивания). Увеличение частоты налагаемого поля приводит к росту потерь эксергии на гистерезис

* Напомним, что коэрцитивным называют такое поле, при котором достигается полная деполяризация (размагничивание) вещества. На рис. 6.10 коэрцитивному полю соответствуют участки OF и OL .

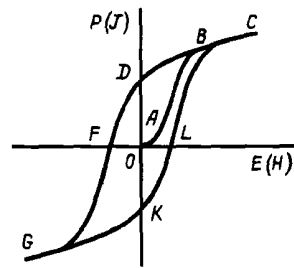


Рис. 6.10. Петля гистерезиса сегнетоэлектрика и ферромагнетика

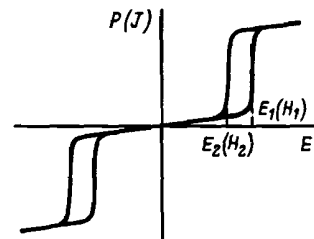


Рис. 6.11. "Двойная петля" гистерезиса при фазовых переходах из антисегнето (антиферромагнитное) - в сегнетоэлектрическое (ферромагнитное) состояние

вследствие запаздывания ориентации доменов из-за их инерционности. Поскольку в рефрижераторах частота изменения поля измеряется единицами герц, это обстоятельство не имеет значения.

Наложение сильного поля на антисегнетоэлектрики и антиферромагнетики может перевести рабочее тело соответственно в сегнетоэлектрическое или ферромагнитное состояние. Такой фазовый переход характеризуется так называемой "двойной петлей" гистерезиса, изображенной на рис. 6.11. При небольшой напряженности поля зависимость $P(J)$ от $E(H)$ практически линейна. Но когда напряженность достигает некоторого критического значения $E_1(H_1)$, происходит переход в сегнетоэлектрическое (ферромагнитное) состояние. При уменьшении поля сегнетоэлектрическая (ферромагнитная) фаза снова переходит в антисегнетоэлектрическое (антиферромагнитное) состояние, но уже при существенно меньшем значении $E_2(H_2)$. Аналогичная петля гистерезиса наблюдается при изменении напряженности поля противоположного направления.

Линейный участок зависимости $P=P(E)$ или $J=J(H)$ представляет наибольший практический интерес, поскольку процессы поляризации и намагничивания в пределах этого участка весьма близки к обратимым. В известных материалах этим участкам отвечают относительно небольшие поляризация и намагниченность, а следовательно, и меньшее значение эффектов охлаждения.

В последнее время найдены вещества со структурой перовскита, которые сочетают в себе как сегнетоэлектрические, так и ферромагнитные свойства [101]. Сегнетоэлектрические и ферромагнитные точки Кюри у них, как правило, не совпадают. Однако обнаружены соединения и с одновременным магнитным и электрическим упорядочением структуры. К ним относятся, например, феррит висмута [59]. Обнаружены также и изучаются кристаллы, обладающие магнитоэлектрическим эффектом, который заключается в том, что наложение магнитного поля вызывает поляризацию кристалла и, наоборот, наложение электрического поля — намагниченность [59].

Основные термодинамические соотношения. По аналогии с другими процессами внутреннего охлаждения дифференциальные величины электро- и магнитокалорических эффектов характеризуются коэффициентами α , определяемыми в адиабатных условиях

$$\alpha_E = \left(\frac{\partial T}{\partial E} \right)_s \quad \text{и} \quad \alpha_H = \left(\frac{\partial T}{\partial H} \right)_s. \quad (6.7)$$

В отличие от термоэлектрического и термомагнитного эффектов, при которых процессы охлаждения сопровождаются неизбежным ростом

энтропии вследствие собственных потерь, в данном случае адиабатные условия адекватны изэнтропным: в идеальных условиях в процессе размагничивания (деполяризации) необратимые явления могут быть исчезающе малы.

Интегральные значения ЭК- и МК-эффектов будут равны соответственно*

$$\Delta T_E = \int_{E_1}^{E_2} \left(\frac{\partial T}{\partial E} \right)_s dE \quad \text{и} \quad \Delta T_H = \int_{H_1}^{H_2} \left(\frac{\partial T}{\partial H} \right)_s dH. \quad (6.8)$$

Используя термодинамические соотношения Максвелла [114], можно получить

$$\Delta T_E = - \int_{E_1}^{E_2} \frac{TE}{c_E} \left(\frac{\partial \epsilon}{\partial T} \right)_E dE; \quad (6.9)$$

$$\Delta T_H = - \int_{H_1}^{H_2} \frac{TH}{c_H} \left(\frac{\partial \mu}{\partial T} \right)_H dH, \quad (6.10)$$

где ϵ — диэлектрическая проницаемость; μ — магнитная восприимчивость; c_E и c_H — теплоемкость материалов при конкретной напряженности соответственно электрического и магнитного полей.

Формулы (6.9) и (6.10) определяют те основные требования, которые должны быть предъявлены к свойствам рабочих тел и режиму проведения процессов в МК- и ЭК-рефрижераторах. Ясно, что калорические эффекты наблюдаются только у тех веществ, которые характеризуются зависимостью диэлектрической проницаемости или магнитной восприимчивости от температуры. Наиболее ярко это свойство проявляется у монокристаллических сегнетоэлектриков и ферромагнетиков в области их точек Кюри. При отходе от T_K как вверх, так и вниз калорические эффекты резко уменьшаются. Это наглядно иллюстрирует, в частности, рис. 6.12, где представлены расчетные значения ΔT_E для трех сегнетоэлектриков (KDA, KDP, DKDP) в зависимости от отклонения от точки Кюри при изменении напряженности электрического поля в диапазоне 0–40 кВ/см. Очевидно, что монокристаллы, которые имеют резкий ("пиковый", как показано на рис. 6.9) характер изменения диэлектрических (или ферромагнитных) свойств вблизи точки Кюри, могут быть использованы для целей генерации холода только при работе непосредственно вблизи T_K . Некоторые сегнетоэлектрические (а также ферромагнитные) твердые растворы характеризуются так называемым "размытым" фазовым переходом (у них менее ярко выражена точка Кюри). Эти вещества имеют, как правило, несколько меньшие значения ΔT , однако они могут

* Здесь и ниже эффекты рассматриваются при постоянном давлении среды, что отвечает реальным условиям использования МК- и ЭК-эффектов.

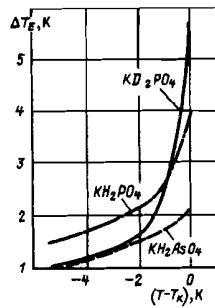


Рис. 6.12. Электрокалорический эффект сегнетоэлектриков

быть достигнуты при существенно большем отклонении от T_K (на 10–20 K).

Абсолютные значения калорических эффектов обратно пропорциональны теплоемкости рабочего тела, на которую существенно влияют напряженность поля (поляризованность или намагниченность тела) и температура тела. Так, теплоемкость в магнитном поле может быть найдена по формуле [114]

$$c_H = c_H = 0 + T \int \left(\frac{\partial^2 \mu}{\partial T^2} \right)_H NdH, \quad (6.11)$$

где $c_H = 0$ — теплоемкость вне поля. По аналогичной формуле рассчитывается теплоемкость в электрическом поле.

Теплоемкости ферромагнетиков и сегнетоэлектриков резко возрастают в области точек Кюри, что обусловлено перестройкой структуры в связи с фазовым переходом.

Наконец, на ΔT_E и ΔT_H значительное влияние оказывает уровень напряженности поля и диапазон ее изменения в процессах. В качестве примера на рис. 6.13 приведены расчетные зависимости электрокалорического эффекта от верхнего уровня напряженности поля E ; нижний уровень принимался равным нулю. Характерно, что темп роста ΔT_E по мере увеличения E прогрессирует до некоторого предела, определяемого насыщением материала, причем в тем большей степени, чем ниже теплоемкость и больше наклон линии, выражающей зависимость E от T .

В реальных условиях поднимать E , как и H , безгранично, естественно, нельзя. Для каждого конкретного сегнетоэлектрика предельное значение E определяется пробойным напряжением и составляет, как правило, несколько десятков кило-

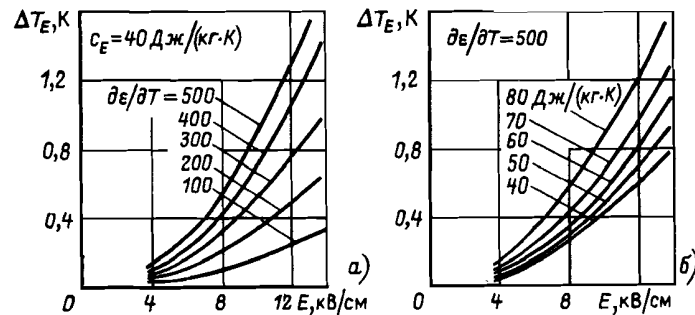


Рис. 6.13. Влияние напряженности поля на электрокалорический эффект в зависимости от изменения диэлектрической проницаемости (а) и теплоемкости (б) сегнетоэлектрика при $T = 100$ K

вольт на 1 см. В МК-системах предельная напряженность связана с магнитным насыщением материала.

Рассматривая влияние напряженности поля на значение калорического эффекта, нужно учитывать, что ΔT_E и ΔT_H определяются напряженностью не внешнего поля, а результирующего, которое индуцируется внутри рабочего тела. Как правило, напряженность поля внутри ферромагнетиков и сегнетоэлектриков меньше, чем снаружи. Так, напряженность H внутри ферромагнетиков связана с напряженностью $H_{вн}$ внешнего поля соотношением [114]

$$H = H_{вн} / (1 + 4\pi n_H \mu), \quad (6.12)$$

где n_H — коэффициент размагничивания, изменяющийся от нуля до единицы.

Формула показывает, что в общем случае размагничиванием можно пренебречь только в парамагнетиках, у которых $\mu \ll 1$; для ферромагнетиков, характеризующихся высокими значениями магнитной восприимчивости, пренебрежение этим эффектом может привести к серьезным ошибкам. Аналогичное (6.12) уравнение описывает снижение напряженности внутри сегнетоэлектрика по отношению к внешнему полю.

Величина n_H , как и ее диэлектрический аналог n_E , зависит от формы тела и вектора напряженности внешнего поля. Максимальное значение $n_H = 1$ имеют плоские диски в поперечном поле. Для длинного цилиндра в поперечном поле $n_H = 1/2$; для шара $n_H = 1/3$. Минимальное значение $n_H = 0$ характерно для длинных цилиндров в продольном поле. Знание величин n_H и n_E помогает правильно выбрать форму рабочих элементов МК- и ЭК-систем и их размещение по отношению к вектору поля.

Принципиальные схемы МК- и ЭК-рефрижераторов. Расчетные и экспериментальные данные, в частности приведенные выше, показывают, что численные значения калорических эффектов ΔT_E и ΔT_H при практически удовлетворительных значениях напряженности поля не превышают пока для известных в настоящее время материалов нескольких градусов. Добиться расширения интервала рабочих температур можно, очевидно, как поиском новых более эффективных сегнетоэлектриков и ферромагнетиков, так и организацией предварительного охлаждения. Однако использование для предварительного охлаждения термомеханических и термоэлектрических эффектов будет целесообразным далеко не всегда, поскольку такой комбинированной установке присущи некоторые недостатки тех систем, которые используются в СПО.

Более рационально задача может быть решена применением одного из двух в принципе известных методов — построение каскада и регенерация теплоты [31]. Вместе с тем, поскольку в ЭК- и МК-системах приходится чаще всего иметь дело с твердым криоагентом, а не с газом или жидкостью, реализация их сопряжена с некоторыми трудностями и требует в общем случае нетрадиционных инженерных решений [32]. Рассмотрим некоторые возможности этих методов применительно к электро- и магнитокалорическим системам.

Построение каскада, как известно, основано на последовательном включении циклов, каждый из которых перекрывает определенную часть общего температурного интервала. Это создает возможность на каждом температурном интервале использовать наиболее подходящее рабочее тело. Объединение отдельных циклов в каскад применительно к электро- и магнитокалорическим системам возможно двумя путями.

Один из них, традиционный, основан на применении так называемых "тепловых ключей", которые в соответствии с фазами сопрягаемых цик-

лов обеспечивают между ними поочередно либо термический контакт, либо адиабатную изоляцию. Применение наиболее эффективных и надежных "тепловых ключей" — сверхпроводящих — пока ограничено температурами 15–20 К. На более высоких температурных уровнях могут использоваться некоторые криорезистивные материалы, существенно изменяющие свою теплопроводность под воздействием внешнего магнитного или электрического поля, например суперионные проводники. Роль "тепловых ключей" может выполнять также так называемый теплообменный газ, который периодически заполняет пространство между рабочими телами [72].

Возможно применение и других устройств, обеспечивающих термический контакт в заданных фазах цикла, в частности механических ключей. Большой интерес в этом плане представляет использование обратного пьезоэффекта и электро- и магнитоstriction, т.е. свойства материалов изменять свои размеры под действием внешнего электрического или магнитного поля. Например, керамика Ва : PZT* при наложении электрического поля напряженностью 27 кВ/см имеет относительное удлинение линейных размеров $\Delta l/l = 1 \cdot 10^{-3}$ [146]. Для сравнения заметим, что такое же относительное удлинение размеров имеет углеродистая сталь при нагреве на 100 °С.

Сегнетоэлектрики и ферромагнетики характеризуются, как правило, ярко выраженными стрикционными свойствами. Относительное удлинение кристалла при наложении поля может быть весьма ощутимо: $10^{-3} - 10^{-6}$ м/м [59, 114]. Отсюда открывается возможность "возложить" на рабочие элементы ЭК- и МК-систем одновременно и функции тепловых ключей. Для этого рабочие элементы каскада должны располагаться с небольшим зазором вдоль центральной оси так, чтобы при наложении поля вместе с процессом упорядочения структуры произошло увеличение линейного размера элемента на длину большую, чем зазор. В результате создается термический контакт с соседним элементом без специального ключа, что, несомненно, упрощает коммутационную часть системы и повышает надежность.

Независимо от способа обеспечения периодического теплового контакта между ступенями работа таких каскадных ЭК- и МК-систем основана на поочередном "включении" четных и нечетных ступеней, т.е. на последовательности чередования в каждый момент ступеней с относительно повышенной и пониженной температурами. Для примера на рис. 6.14 изображена схема пятиступенчатой каскадной установки, перекрывающей температурный интервал от T_0 до $T_{0,c}$: в фазе, изображенной на рис. 6.14, а, под действием внешнего поля находятся четные ступени (2 и 4), а в фазе на рис. 6.14, б — нечетные (1, 3 и 5). В соответствии с этим на рис. 6.14, а четные ступени находятся при относительно повышенной температуре, а нечетные — при пониженной, что отражено сплошными горизонтальными линиями. Здесь же штриховыми линиями показаны

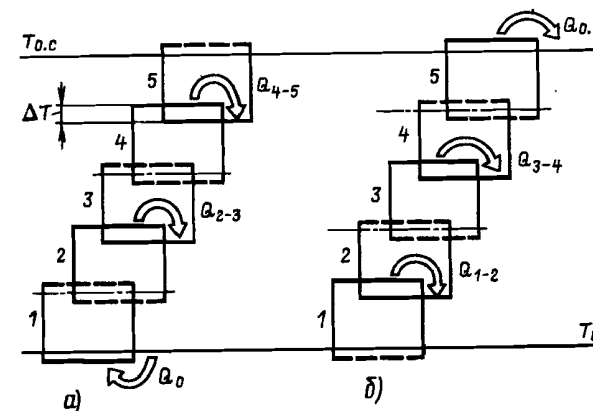


Рис. 6.14. Схема работы каскадной системы с "тепловыми ключами":

а — поле действует на четные ступени; б — поле действует на нечетные ступени

температурные уровни соответствующих ступеней в противоположной фазе на рис. 6.14, б. Таким образом, расстояние между сплошной и штриховой линиями каждой ступени характеризует температурный интервал, в котором осуществляется цикл этой ступени.

В фазе, изображенной на рис. 6.14, а, "тепловые ключи" между ступенями 1–2, 3–4, а также между ступенью 5 и окружающей средой должны быть закрыты, а остальные — открыты. В результате теплота может передаваться от охлаждаемого объекта к первой ступени (Q_0), а также между ступенями 2–3, 4–5 (Q_{2-3} и Q_{4-5}). В следующей фазе на рис. 6.14, б положение ключей меняется на противоположное. Теплопередача осуществляется между ступенями 1–2, 3–4 (Q_{1-2} и Q_{3-4}) и от верхней ступени в окружающую среду ($Q_{0,c}$). Таким образом, в результате поочередного включения ступеней происходит перенос энтропии $S = Q_0/T_0$ с нижнего температурного уровня T_0 на $T_{0,c}$.

Возможен и другой способ организации поочередного "включения" ступеней. Для этого каскад необходимо набирать, чередуя ступени, выполненные из рабочих тел с противоположным по знаку калорическим эффектом, т.е. четные ступени делать, например, из сегнетоэлектрика (ферромагнетика), имеющего положительный коэффициент $a_E(a_H)$, а нечетные — с отрицательным значением $a_E(a_H)$. В этом случае одновременное наложение поля на весь каскад приведет к тому, что в ступенях с положительным $a_E(a_H)$ температура повысится, а с отрицательным $a_E(a_H)$ — понизится. При последующем общем снятии поля, напротив, четные ступени будут охлаждаться, а нечетные — нагреваться. Таким образом, чередование рабочих тел с противоположными по знаку калорическими эффектами может существенно упростить коммутацию электрической и магнитной систем при сохранении общего принципа каскадной работы рефрижератора.

Однако какой бы способ организации включения четных и нечетных ступеней ни использовался, количество теплоты, отводимой на лежащую

Керамика Ва : PZT имеет химический состав $[(Pb_{0,73}Ba_{0,27})_{0,97}Bi_{0,03} \times (Zr_{0,70}Ti_{0,30})O_3]$.

выше ступень, всегда больше того его количества, которое подводится с лежащей ниже ступени, на работу соответствующего цикла. В связи с этим холодопроизводительность каждой последующей ступени должна увеличиваться либо посредством использования более эффективных материалов, повышением напряженности поля и т.д., либо, в случае неизменных условий, увеличением массы рабочего тела.

Применение "тепловых ключей" дает возможность создать простые и надежные системы, полностью исключив из них машины. Каскадные установки с "тепловыми ключами" должны представлять собой усеченную пирамиду или конус, один конец которых (вершина) находится при температуре криостатирования T_0 , а другой (основание) — при $T \approx T_{0.c}$. Полное отсутствие вибраций, большой ресурс работы, исключение каких-либо специальных теплоносителей (криоагентов) особенно важно при использовании таких установок на автономных объектах. Работы по созданию "тепловых ключей", пригодных для применения во всем низкотемпературном интервале, ведутся достаточно интенсивно. Однако на сегодня еще нет отработанных "тепловых ключей" (за исключением сверхпроводящих, применяемых при температуре ниже 20 К), которые характеризовались бы необходимым быстродействием, надежностью срабатывания, значительной разницей теплопроводности (на один-два порядка) в замкнутом и разомкнутом положениях.

В связи с этим представляет не меньший интерес другой подход к реализации каскада в электро- и магнетокалорических системах. Он позволяет избежать "тепловых ключей" использованием газового или жидкого теплоносителя, проходящего последовательно через ступени каскада. При этом все ступени одновременно находятся под действием либо нарастающего поля (первая фаза — повышение температуры рабочего тела), либо убывающего (вторая фаза — снижение температуры).

Конечно, системы с прокачкой теплоносителя в принципе сложнее; дополнительные устройства — нагнетатели (как правило, механические) снижают надежность установки. Вместе с тем такие системы позволяют уже сейчас, до разработки эффективных тепловых ключей, перейти к реализации АК на базе ЭК- и МК-эффектов.

Принцип действия многоступенчатой каскадной установки с прокачкой теплоносителя рассмотрим на примере схемы ЭК-рефрижератора, изображенной на рис. 6.15.

Здесь процессы, соответствующие наложению сильного поля, изображены штриховой линией, а в противоположной фазе (уменьшение напряженности поля) — сплошной.

Рефрижератор состоит из блока 2 с энерготрансформирующими сегнетоэлектрическими элементами 3, нагнетателя 5, теплоприемника 4 и теплоотдатчика 1. Элементы каждой ступени размещены в ряд по сечению блока с зазорами для прохода теплоносителя. Ступени (на рисунке их показано три) располагают последовательно по длине блока. Элементы для ступеней подбирают в соответствии с рабочей температурой по точкам Кюри между $T_{0.c}$ и T_0 . Периодическая прокачка теплоносителя в прямом (по стрелке m) и обратном (по штриховой стрелке n) направлениях осуществляется посредством возвратно-поступательного движения вы-

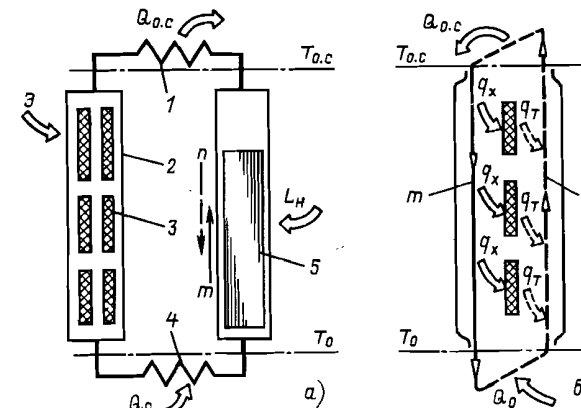


Рис. 6.15. Схема (а) и процессы в блоке (б) каскадной установки с прокачкой теплоносителя

теснителя нагнетателя 5. При этом прохождении прямого потока m соответствует снятие поля с элементов, а обратного потока n — наложение.

В процессе работы прямой поток m , проходя через ступени, охлаждается, отдавая теплоту q_x (рис. 6.15, б) рабочим элементам. На выходе из нижней ступени теплоноситель будет иметь температуру ниже T_0 и, следовательно, сможет отвести от охлаждаемого объекта некоторое количество теплоты Q_0 (которое характеризует холодопроизводительность системы). При движении в обратном направлении (поток n , обозначенный штриховой линией) теплоноситель проходит через рабочие элементы, имеющие повышенную температуру (приложено сильное поле), и отбирает от них теплоту q_T . На верхнем температурном уровне $T_{0.c}$ теплоноситель охлаждается, отдавая теплоту $Q_{0.c}$. Таким образом, на каждой ступени каскада в течение соответствующей фазы к теплоносителю подводится или отводится некоторое количество теплоты, а в итоге осуществляется перенос энтропии $S = Q_0/T_0$ с уровня T_0 на $T_{0.c}$.

Для улучшения условий теплопередачи рабочее тело — ферромагнетик или сегнетоэлектрик — должно иметь, естественно, развитую поверхность. С этой целью могут быть применены перфорирование рабочего тела или набор отдельных элементов с малыми зазорами между ними. Не исключена возможность получения специальных пористых структур сегнетоэлектриков и ферромагнетиков. В случае использования газообразного теплоносителя возможен и другой путь интенсификации теплопередачи — повышение давления теплоносителя*.

Схемы установок могут быть построены на основе одного или двух (в общем — четного количества) блоков с рабочим телом. В первом слу-

* В диапазоне относительно небольших давлений (до 1,0 МПа) величина p практически не смещает температуру точки Кюри. Поэтому оптимальное значение p будет определяться двумя факторами: интенсификацией теплопередачи и гидравлическим сопротивлением.

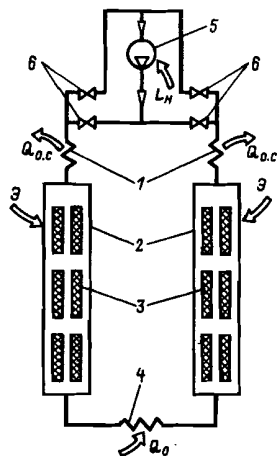


Рис. 6.16. Схема установки с последовательной прокачкой теплоносителя через два блока:
1 – теплоотдачик; 2 – блок; 3 – энерготрансформирующие элементы; 4 – теплоприемник; 5 – нагнетатель; 6 – регулирующие вентили

чае (рис. 6.15) потоки m и n проходят через единственный аппарат поочередно, т.е. разнесены по времени, как например, в регенераторе машины Гиффорда–Макмагона с вытеснителем. В другом случае (рис. 6.16) поток теплоносителя пропускается через два аппарата последовательно, но при этом рабочее тело одного аппарата (первого по ходу теплоносителя)

находится в слабом поле, а второго – в сильном. Изменение напряженности поля в аппаратах сопровождается реверсом потока теплоносителя. Подвод теплоты Q_0 к теплоносителю осуществляется между аппаратами. Такое технологическое решение при цикличности процессов в аппаратах позволяет обеспечить охлаждение в целом непрерывно.

При первом знакомстве с ЭК- и МК-системами процессы в аппаратах с рабочими элементами могут напоминать регенераторы, например, газовых криогенных машин. Однако это сходство чисто внешнее. Принципиально важное отличие состоит в том, что прямой поток m в каждом сечении аппарата всегда холоднее, чем обратный. Теплота от менее нагретого потока m передается более нагретому n посредством отдельных обратных циклов, осуществляемых в ступенях каскада. Поэтому теплоемкая насадка, определяющая процессы теплопередачи в регенераторах, здесь вообще не нужна.

Эта специфика процессов в аппаратах определяет и другую особенность установок с циркуляцией теплоносителя. В результате осуществляемых обратных циклов количество теплоты, воспринимаемой в каждой ступени потоком n , естественно, будет больше, чем отдает поток m , на значение работы цикла. При равенстве теплоемкостей обоих потоков m и n это приведет к увеличению разности температур ΔT_{m-n} между ними по мере перехода к стоящим выше ступеням и, как следствие, к ограничению общего температурного интервала работы всей системы. Чтобы этого не произошло, можно использовать те же приемы, что и в установках с "тепловыми ключами": для работы на более высоких температурных уровнях следует подбирать рабочие тела с большими значениями a_E и a_H , или увеличивать массу тела, или, наконец, расширить диапазон изменения напряженности поля. Можно использовать, естественно, и внешнее охлаждение.

Принципиальная разница в работе каскадных МК- и ЭК-систем на базе "тепловых ключей" и циркуляции теплоносителя хорошо иллюстрируется диаграммами потоков энергии, представленными на рис. 6.17 [32].

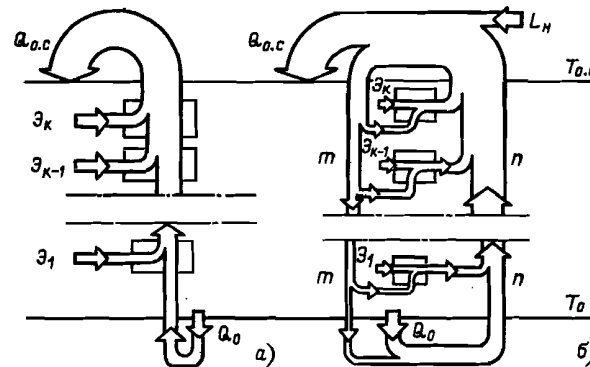


Рис. 6.17. Качественные диаграммы потоков энергии в каскадных ЭК- и МК-рефрижераторах на базе "тепловых ключей" (а) и при использовании циркуляции теплоносителя (б)

Ширина полос в обоих случаях соответствует энергии, передаваемой на каждой ступени каскада, а также внешними источниками и приемниками теплоты. Ступени каскада условно изображены в виде прямоугольников.

Очевидно, что независимо от метода построения каскада в основе действия всех этих установок лежат нестационарные процессы, при которых параметры в каждой точке циклически меняются по времени.

Регенеративный метод. В ЭК- и МК-системах, построенных на основе регенеративного метода, процессы повышения и снижения напряженности поля (поляризация–деполяризация, намагничивание–размагничивание) в отличие от каскадных разнесены не только по времени, но и по месту проведения. Фазы повышения напряженности, которым соответствует увеличение температуры рабочего тела, осуществляются в тот момент, когда тело находится в области относительно высоких температур (например, $T_{0,c}$); напротив, фазы снижения напряженности осуществляются, когда тело находится в области низких температур (T_0). В процессе перемещения рабочего тела из одной области в другую его температура понижается или повышается в результате регенеративного теплообмена.

При реализации регенеративного метода, так же как и каскадного, возможны два подхода. Один из них заключается в том, что подвижный рабочий элемент из твердого материала используется в сочетании с жидким или газообразным теплоемким веществом, выполняющим ту же роль, что и насадка регенератора. Схема и процесс в T, s -диаграмме для такой системы показаны на рис.6.18. Рабочее тело в виде, например, цилиндра 1 с каналами помещено в замкнутое пространство (цилиндр 2), заполненное газом или жидкостью 3. Напряженность поля увеличивают тогда, когда рабочее тело находится в верхней точке (изотермический процесс $a-b$, сопровождающийся отводом теплоты $Q_{0,c}$). Затем рабочее тело при постоянной напряженности поля (H_2 или E_2) перемещается вниз (процесс $b-a$); при этом происходит его охлаждение вследствие отвода теплоты к газу или жидкости. В изотермическом процессе $a-2$

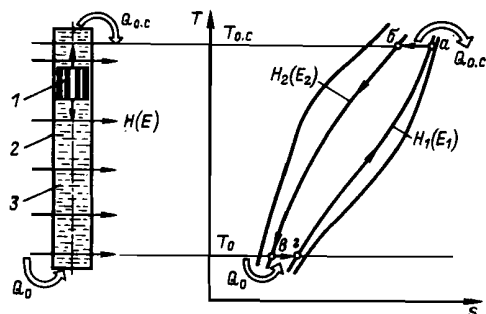


Рис. 6.18. Схема установки с регенерацией теплоты и изображение процессов в T, s -диаграмме: 1 – рабочее тело с каналами; 2 – цилиндр; 3 – рабочая жидкость (или газ), выполняющая роль теплоемкой насадки регенератора

напряженность поля уменьшается до начального значения $H_1(E_1)$; при этом теплота Q_0 от охлаждаемого объекта передается рабочему телу. Наконец, в процессе $z-a$ при перемещении рабочего тела вверх (в поле малой напряженности H_1 или E_1) оно нагревается, получая теплоту от жидкости. Так же как и в каскадных системах, все процессы здесь нестационарные.

Недостаток рассмотренного цикла связан с тем, что одно и то же вещество используется в относительно широком интервале температур от $T_{0,c}$ до T_0 , в то время как максимальные значения МК- и ЭК-эффектов локализованы в относительно узкой температурной области вблизи точки Кюри T_K .

Другой недостаток обусловлен введением в систему механического элемента с возвратно-поступательным движением. Цикличность движения должна быть относительно малой, чтобы избежать перемешивания теплоемкого вещества.

Второй подход к реализации регенеративного цикла основан на использовании жидкого рабочего тела.

Жидкости, способные выполнять роль рабочего тела, известны и интенсивно изучаются, но характеризуются они, как правило, низкими калорическими эффектами вследствие малых значений диэлектрической и магнитной восприимчивости. Так, диэлектрическая проницаемость известных жидких кристаллов в отличие от проницаемости твердых сегнетоэлектриков не превышает 10–15 единиц [113]. Напомним, что в точке Кюри ϵ сегнетоэлектриков может равняться тысячам единиц.

Более перспективен путь использования псевдожидкости, представляющей собой смесь несущей жидкости с мелкодисперсным твердым ферромагнитным или сегнетоэлектрическим рабочим телом. Такие магнитные псевдожидкости уже находят применение, в частности, для герметизации подвижных соединений [3]. При использовании ферро- или сегнетожидкости регенерация теплоты может осуществляться, как и в обычной термомеханической системе, с помощью непосредственного теплообмена между потоками жидкости: прямого, находящегося в сильном поле, и обратного, находящегося в слабом поле. Ввод потока в сильное поле осуществляется при температуре $T_{0,c}$, а вывод при T_0 . Процессы в T, s -диаграмме для такой системы те же, что и показанные на рис. 6.18. Цикл с жидким рабочим телом пока единственный из основанных на МК- и

ЭК-эффектах, который можно провести, обеспечив стационарность потоков, т.е. неизменность параметров рабочего тела в любой точке процесса.

Отметим одну важную особенность циклов с регенерацией: процессы регенеративного теплообмена $b-e$ и $z-a$ (рис. 6.18) можно вести не только в постоянном поле, но и в переменном. Это позволяет "управлять" протеканием температур прямого и обратного потоков, получая желаемый закон изменения разности температур ΔT_{m-n} по длине теплообменника, в частности такой, при котором можно к обратному потоку подводить распределенную тепловую нагрузку. Для микрокриогенных систем реализация этой возможности в ряде случаев ведет к существенному снижению затрат мощности, уменьшению массовых и объемно-габаритных показателей. В традиционных термомеханических системах проведение регенерации теплоты с наперед заданным законом протекания ΔT_{m-n} возможно лишь частично в установках с многокомпонентными криоагентами. В других случаях плавное изменение ΔT_{m-n} в термомеханических системах практически нереализуемо, так как менять давление потоков на разных температурных уровнях трудно.

Анализ принципиальных схем рефрижераторов на основе МК- и ЭК-эффектов показывает, что построение криогенных систем с использованием только регенеративного метода представляется в настоящее время малоперспективным. Обусловлено это прежде всего тем, что одно и то же вещество должно в этом случае использоваться в относительно широком диапазоне температур от $T_{0,c}$ до $T_0 < 120$ К, в то время как область максимальных значений калорического эффекта конкретного вещества локализована в узком интервале температур вблизи точки Кюри. Чтобы криогенная система была достаточно эффективной, потребуется перекрывать диапазон от $T_{0,c}$ до T_0 несколькими циклами, соединенными в каскад. Применение чисто каскадного метода открывает большие возможности.

Рассмотренные выше технические возможности электро- и магнитокалорических систем носят в основном качественный характер. Полная количественная оценка в настоящее время затруднительна из-за отсутствия достаточного числа экспериментальных данных. Вместе с тем в результате широких исследований, проводимых в последние годы в области сегнетоэлектричества и ферромагнетизма, идет постоянное пополнение списка веществ с ярко выраженными калорическими свойствами. Открываются и пути синтеза рабочих веществ со свойствами, благоприятными для использования в МК- и ЭК-рефрижераторах. В этом плане вряд ли можно согласиться с некоторым пессимизмом, высказанным авторами [140] по практической реализации, например, ЭК-рефрижераторов.

Характер процессов, протекающих в отдельных рабочих элементах ЭК- и МК-систем, показывает, что они могут в принципе приближаться весьма существенно к обратимым, поскольку все основные потери в этих системах относятся к числу технических, а не собственных. Следовательно, в рассматриваемом классе установок имеются реальные возможности получения достаточно высоких КПД. Важно также отметить, что в них отсутствует один из необходимых элементов замкнутых термомеханических

ких систем — компрессор, который, несмотря на постоянное совершенствование, характеризуется значительным уровнем технических потерь, приводящих к относительно низкой эффективности системы в целом*. Он же лимитирует в значительной степени и такие показатели рефрижераторов, как надежность, время непрерывной работы, общий ресурс, возможность работы без обслуживания, которые зачастую служат важнейшими критериями при выборе типа автономной криогенной системы и режима ее эксплуатации.

Приведем некоторые расчетные характеристики, показывающие целесообразность работы в этом направлении. Количественная оценка проведена применительно к схеме, изображенной на рис. 6.15.

На показатели низкотемпературных установок большое влияние оказывает, как известно, вид цикла. Для каскадной ЭК-установки с циркуляцией теплоносителя важное значение имеет не только обратимость процессов внутри сегнетоэлектрических элементов, но и теплообмена с теплоносителем.

При предварительной оценке показателей за основу принят прямоугольный цикл $a-b-c-d-a$. Этот цикл между двумя предельными значениями напряженности поля E_d и E_c можно организовать, как видно из рис. 6.19, по-разному в зависимости от промежуточного значения поля E_b . Соотношение изменения температуры элемента при адиабатном уменьшении E (величина ΔT_p) к максимально возможному при снижении поля до значения E_c (величина $\Delta T_{\max}$)

$$k = \Delta T_p / \Delta T_{\max} \quad (6.13)$$

оказывает существенное влияние на показатели рефрижератора на основе ЭК-эффекта, прежде всего на число ступеней и общую массу рабочего вещества — сегнетоэлектрика. Это влияние иллюстрирует рис. 6.20, показывающий относительное изменение числа ΔN ступеней каскада и массы ΔM сегнетоэлектрических элементов при отклонении от оптимальной величины $k = 0,5$. Расчеты проводились на основе свойств сегнетоэлектриков KDA, KDP, DKDP [101] при изменении напряженности поля в интервале 0–15 кВ/см. Для практической реализации цикла можно, по-видимому, принимать $k = 0,5 \pm 0,7$.

При $k = 0,7$ абсолютные значения массы сегнетоэлектрика и числа ступеней ЭК-рефрижератора при холодопроизводительности $Q_0 = 1$ Вт и $T_0 = 80$ К в зависимости от k оцениваются значениями, приведенными на графиках рис. 6.21. Видно, что даже при использовании известных сегнетоэлектриков группы KDP с относительно малыми ЭК-эффектами (в расчетном интервале ЭК-эффект составлял 1–1,5 К) масса рефрижератора не будет столь большой, чтобы априори исключить целесообразность применения ЭК-криорефрижераторов.

Эффективность электрокалорической установки можно оценить в первом приближении величиной

$$\eta_e = Q_0 T_e / (W + \Sigma D), \quad (6.14)$$

где W — расход электроэнергии на поляризацию элементов; $\Sigma D = D_{\text{то}} + D_{\text{д.п}} + D_{\text{г.п}}$ — сумма потерь эксергии, обусловленных теплообменом между элементами и теплоносителем ($D_{\text{то}}$), диэлектрической проводимостью ($D_{\text{д.п}}$) и гистерезисом ($D_{\text{г.п}}$).

Анализ показывает, что η_e отдельной ступени ЭК-рефрижератора может быть весьма высоким (достигать 90%). КПД установки в целом для криостатирования, например на уровне азотных температур, может составлять 15–20%. С повышением T_0 эффективность рефрижератора возрастает (рис. 6.22).

*В гл. 3 показано, что изотермический КПД современных относительно крупных компрессоров находится на уровне 50–65%; для микромашин, используемых в АКС, значения, как правило, существенно ниже.

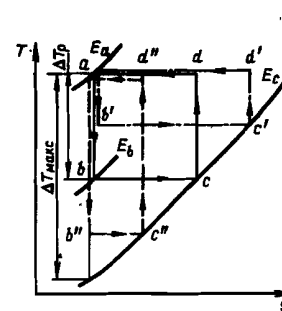


Рис. 6.19. Виды цикла одной ступени ЭК-рефрижератора

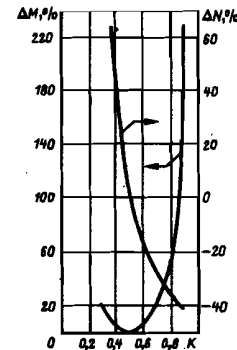


Рис. 6.20. Зависимость относительного изменения массы сегнетоэлектрика и ΔN от k

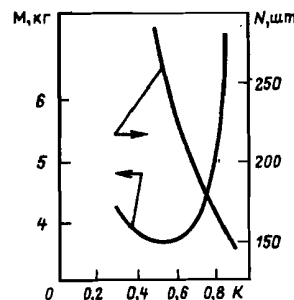


Рис. 6.21. Зависимость массы сегнетоэлектрика и числа ступеней ЭК-рефрижератора от k при $Q_0 = 1$ Вт и $T_0 = 80$ К

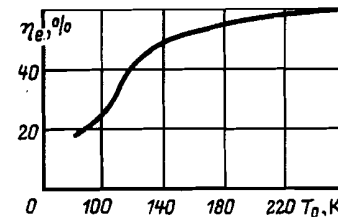


Рис. 6.22. Зависимость расчетных значений КПД ЭК-рефрижераторов от T_0

Основную долю в суммарных потерях рефрижератора, предназначенного для криостатирования на $T_0 = 80$ К, составляют потери вследствие теплообмена ($D_{\text{то}}$), равные 60–70%. Это естественно, так как выше уже отмечалось, что для каскадных систем с циркуляцией теплоносителя ступенчатый цикл, принятый за основу при анализе, не может быть оптимальным. Потери от гистерезисных явлений для расчетной модели составили 20–30%, а потери, обусловленные диэлектрической проводимостью, — 10–20%. Отсюда ясно, что для ЭК-рефрижератора далеко не предел $\eta_e = 20\%$. При рациональной организации циклов в ступенях, позволяющей уменьшить потери $D_{\text{то}}$, КПД можно повысить в 1,5–2 раза.

Несмотря на то что выбранный для анализа цикл далеко не оптимален, все-таки представляет интерес сопоставление расчетных энергетических и массовых характеристик ЭК-рефрижераторов с известными термомеханическими установками, показатели которых приведены в гл. 2. Результаты сопоставления представлены на рис. 6.23 и 6.24.

Из рис. 6.23 видно, что имеется вполне реальная область микропроизводительности Q_e , которая может характеризоваться более высокой эффективностью ЭК-систем.

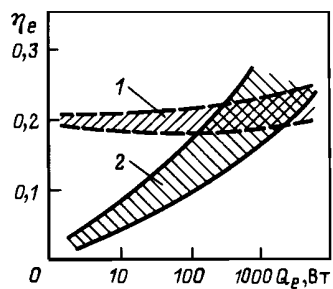


Рис. 6.23. Эффективность ТМ- и ЭК-рефрижераторов малой мощности:
1 – ЭК-рефрижераторы; 2 – ТМ-рефрижераторы

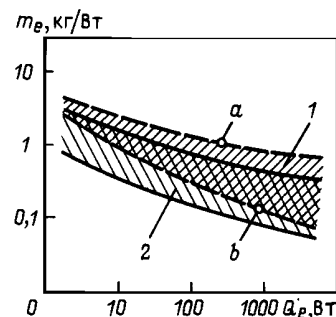


Рис. 6.24. Сопоставление массовых показателей ЭК- и ТМ- криорефрижераторов малой мощности:

1 – ЭК-рефрижераторы; 2 – ТМ-рефрижераторы; а – частота циклов 1 Гц; б – частота циклов 10 Гц

По удельным массовым показателям (рис. 6.24) ЭК-рефрижераторы (при использовании известных в настоящее время сегнетоэлектриков и малой частоте циклов) будут, по-видимому, пока уступать термомеханическим установкам. Увеличение частоты переключений, например, с 1 до 10 Гц может привести к существенному улучшению массовых характеристик ЭК-систем.

Второй путь улучшения массовых показателей – увеличение в разумных пределах диапазона изменения напряженности поля, что ведет, как правило, к росту ЭК-эффекта и, следовательно, к уменьшению числа ступеней. Все расчетные цифровые данные как по η_e , так и по m_e получены при относительно низких напряженностях поля (до 15 кВ/см). Однако большинство монокристаллических сегнетоэлектриков допускает работу при напряженностях до 30–50 кВ/см, а поликристаллические – более 100 кВ/см. Получение таких напряженностей не представляет особых трудностей. Их получают при подаче напряжения в несколько сот вольт на сегнетоэлектрические элементы соответствующей толщины.

При рассмотрении возможностей применения ЭК- и МК- систем нельзя забывать и о некоторых технических трудностях, которые необходимо учитывать заранее. К ним прежде всего следует отнести получение высокой удельной холодопроизводительности q_0 и обеспечение регенерации энергии электрического и магнитного полей.

Холодопроизводительность q_0 единицы массы сегнетоэлектрика или ферромагнетика определяется не только изменением энтропии в изотермическом процессе ($T_0 = \text{idem}$), уменьшением напряженности поля в приемлемом для практики диапазоне E или H , но и частотой следования циклов. Рабочие тела допускают очень высокую цикличность – тысячи и даже десятки тысяч герц [101], что позволяет получать хорошие значения q_0 . Однако на частоту циклов существенное ограничение накладывают возможности теплопередачи – быстрого подвода теплоты к рабочим элементам и отвода от них, что особенно актуально для многоступенчатых каскадных систем, с использованием "тепловых ключей". Но даже в системах с жидким и газообразным теплоносителями частоту цик-

лов по условиям теплопередачи поднять выше 10 Гц будет трудно. Важность этого момента очевидна, поскольку все разности температур δT между теплообменивающимися телами сказываются на потерях эксергии и в конечном счете на общем КПД системы. В этом заключается характерное противоречие: чем меньше δT , тем ниже потери от необратимости процессов, но соответственно должна быть уменьшена и частота f , т.е. удельная холодопроизводительность.

Вторая техническая трудность также связана с периодичностью наложения поля. Существенное увеличение КПД систем (в 1,2–1,5 раза) можно получить в том случае, если энергия электрического и магнитного полей, не использованная в данном цикле, будет аккумулирована или преобразована в любой другой вид, а не безвозвратно потеряна. При малых частотах поля выполнить это требование более трудно, однако задача эта вполне разрешима. Например, в ЭК-рефрижераторах можно использовать электроэнергию для предварительного повышения напряженности поля в другом блоке с сегнетоэлектрическими элементами, работающем в противофазе с первым [10]. Возможно также сочетание низкотемпературной установки с сегнетоэлектрическим преобразователем теплоты в электроэнергию [139], что позволяет в принципе исключить внешний подвод электрической энергии и создать теплоиспользующий ЭК-рефрижератор.

Иногда может быть целесообразна разработка АК, представляющих собой комбинацию ЭК (МК)-ступеней с традиционными термомеханическими установками. Такой путь представляется рациональным, например, при необходимости криостатирования в диапазонах температур 5–10 и 40–60 К, для которых нельзя подобрать эффективные криоагенты (в том числе многокомпонентные), обеспечивающие высокоэффективную работу криорефрижератора с дроссельной СПО. Наибольший интерес здесь может представлять сочетание ЭК (МК)-рефрижераторов с циркуляцией теплоносителя и газовых криогенных машин с стационарными потоками криоагента. Вызвано это тем, что ЭК (МК)-систему можно существенно упростить путем использования в ней в качестве теплоносителя пульсирующего потока криоагента ГKM.

Таким образом, перспективность использования электрокалорических рефрижераторов в целом не вызывает сомнений. Основная задача связана с разработкой сегнетоэлектрических магнитокалорических материалов с высокими значениями ЭК (МК)-эффекта, а также отработкой технологии получения энерготрансформирующих элементов высокого качества.

6.3. Единая автономная криогенная система (ЕАКС)

Один из общих путей совершенствования АК, как уже отмечалось ранее, связан с использованием системно-целевого подхода. Он позволяет учесть как внутренние взаимосвязи отдельных ступеней АК, так и их внешние связи с потребителями и комплексом, в состав которого входит АК. Преимущество такого подхода наиболее полно проявляется в сложных случаях, когда на комплексе предполагается использовать одновременно несколько потребителей холода. Здесь наиболее эффективно применение единой автономной криогенной системы (ЕАКС).

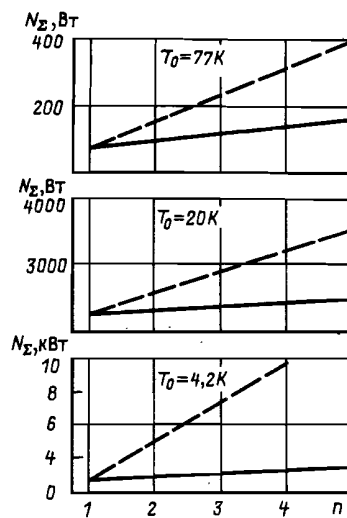


Рис. 6.25. Зависимость суммарной мощности криогенной системы от числа потребителей холода:
 — — — индивидуальные рефрижераторы;
 — — — ЕАКС

Применение ЕАКС дает прежде всего существенные возможности для улучшения энергетических и массо-габаритных характеристик, так как позволяет применять рефрижераторы с большей производительностью в одном агрегате и поэтому с лучшими удельными показателями.

Так, на рис. 6.25 представлены рассчитанные значения мощности для криостатирования n потребителей с тепловыделениями $q_0 = 1$ Вт при $T_0 = 77$ К, такие же значения q_0 приняты для $T_0 = 20$ К и $0,5$ Вт при $T_0 = 4,2$ К. Удельные энергопотребления приняты в соответствии с данными, приведенными в гл. 2 (см. рис. 2.1). Штриховые линии на рисунке соответствуют варианту системы, включающей n индивидуальных рефрижераторов. Сплошными линиями отмечено энергопотребление предполагаемой ЕАКС. Уменьшение N_{Σ} в этом случае отражает только влияние масштабного фактора, приводящего к снижению удельных энергозатрат.

Полное объединение потребителей с ЕАКС не всегда возможно. Препятствием к этому может быть рассредоточение потребителей на объекте или существенно различное функциональное назначение систем, в состав которых входят потребители. В этих случаях может быть целесообразно построение ЕАКС для части расположенных на объекте потребителей холода.

Использование внутренних взаимосвязей основных ступеней рефрижератора (СПТ, СПО, СОО, СИО), а также объединение их при построении ЕАКС позволяют упростить компоновку системы и сделать структуру ЕАКС более гибкой применительно к требованиям потребителей. Часто целесообразно использовать параллельно работающие ступени — однотипные или различной модификации.

Некоторые возможные структурные схемы ЕАКС [61] представлены на рис. 6.26. В том случае, если потребители с тепловыделениями q_{01} , q_{02} , q_{03} работают при одном и том же значении T_0 , в принципе можно разделить лишь ступени использования охлаждения СИО (рис. 6.26, а). Здесь, однако, необходимы эффективные системы транспорта холода к потребителям: криотепловые трубы, криоэжекторы для перекачки криоагента в циркуляционном контуре или насосы.

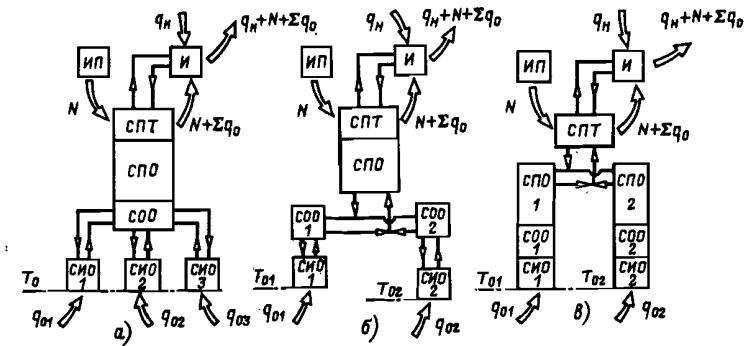


Рис. 6.26. Структурные схемы ЕАКС:

ступени рефрижератора: СПТ — подготовки рабочего тела; СПО — предварительного охлаждения; СОО — окончательного охлаждения; ИП — источник питания; И — излучатель

Если уровни температур, например T_{01} и T_{02} , различаются, то это может привести к необходимости применения разных ступеней окончательного охлаждения: СОО₁ и СОО₂ (рис. 6.26, б).

В зависимости от конкретных требований ступени могут быть разнесены на некоторые расстояния или, наоборот, непосредственно примыкать одна к другой. Для ступеней, связанных "теплыми" коммуникациями, операция разнесения осуществляется наиболее просто (например, СПТ и СПО); для "холодных" ступеней СПО, СОО и СИО это вызывает некоторые трудности, связанные с обеспечением тепловой изоляции трубопроводов. Тем не менее иногда разнесение ступеней упрощает решение вопросов совершенствования, замены и эксплуатации как отдельных агрегатов, так и всей системы. Кроме этого, при использовании ЕАКС для обслуживания нескольких объектов можно делать ступени "общего пользования".

При работе потребителей холода на существенно различных температурных уровнях или для потребителей, удаленных на значительное расстояние, целесообразно такое построение ЕАКС, при котором к единой СПТ параллельно подключены несколько криоблоков, включающих СПО, СОО и СИО (рис. 6.26, в). В связи с тем что криоблоки соединены с СПТ "теплыми" коммуникациями, их можно разносить на существенные расстояния, допускаемые компоновкой объекта. Для того чтобы структура ЕАКС максимально соответствовала требованиям потребителей, возможен и такой вариант, когда СПО — наиболее сложная в структурном отношении часть криогенной системы — может быть разделена таким образом, что, начиная с некоторого уровня температур, включает параллельно работающие ветви СПО₁ и СПО₂. Такое разделение может быть проведено, например, на азотном температурном уровне ($T = 70 \div 90$ К), который служит базой для получения более низких температур.

Схемы ЕАКС, представленные на рис. 6.26, показывают возможные структуры при разделении ступеней, начиная с минимального уровня T_0 .

вплоть до $T_{0,c}$. Если затем провести разделение и ступеней подготовки рабочего тела СПТ, то ЕАКС трансформируется в систему параллельно работающих рефрижераторов, связанных с источниками питания энергией (ИП) и теплообменником-излучателем (И).

Иногда потребители холода имеют разные циклограммы работы, такие, при которых включение потребителей и, следовательно, их криостатирование проводятся не одновременно. Здесь применение ЕАКС позволяет снизить мощность источников энергопитания, предназначенных для криогенной системы, которая в некоторых случаях является существенной составляющей в энергобалансе комплекса. Так, гелиевый рефрижератор комплекса "Салют 6" — "Союз 27" потреблял около 1,5 кВт.

Возможности использования внутренних связей при построении ЕАКС более подробно анализируем на примере, когда необходимо проводить одновременное криостатирование объектов на двух температурных уровнях $T_0^I = 27$ К и $T_0^{II} = 77$ К. Примем, что тепловыделения составляют соответственно $q_0^I = 0,5$ Вт и $q_0^{II} = 3,5$ Вт, а температура окружающей среды (температура отвода энергии от криогенной системы) $T_{0,c} = 323$ К. Как правило, объекты с относительно малым энергопотреблением относятся к элементам научного или навигационного оборудования комплекса, которое работает в циклическом режиме. Примем, что такой режим характеризуется равномерным включением всех объектов на время 0,5 ч, так что суммарное время работы в режиме криостатирования составит $t_0 = 150$ ч, время существования системы $t_c = 5000$ ч.

При разработке ЕАКС необходимо правильно выбрать тип криорефрижератора для каждого температурного уровня. В первом приближении это можно сделать на основе обобщенных зависимостей, приняв в качестве целевой функции суммарную массу системы M_Σ . Изменение M_Σ от времени существования системы t_c показано на рис. 2.8 для различных условий работы. Очевидно, что для заданных, относительно больших q_0^I , q_0^{II} и t_c нецелесообразно применение разомкнутых систем, использующих запас конденсированных криоагентов (сжиженных или замороженных). При больших значениях q_0 для таких систем значительно увеличивается M_Σ вследствие испарения предварительно запасенных криоагентов при длительном хранении. В рефрижераторах другого типа — дроссельных регенеративных системах (ДРС) с разомкнутым контуром (баллонные системы) потери рабочего тела при хранении отсутствуют. С учетом этого ресурс работы таких ДРС определяется суммарным временем работы в режиме криостатирования. Предварительное определение области их рационального использования показывает, что применение систем и этого типа нерационально, если для каждой группы потребителей использовать индивидуальные системы криостатирования. В этом случае ЕАКС целесообразно строить только на основе замкнутых рефрижераторов.

При использовании замкнутых контуров для обоих температурных уровней можно строить ЕАКС на основе дроссельных регенеративных циклов, как показано на рис. 6.27. В этом случае для контура с $T_0^I = 27$ К в качестве рабочего тела служит неон. Для другого контура с $T_0^{II} = 77$ К, а также для предварительного охлаждения неона можно использовать

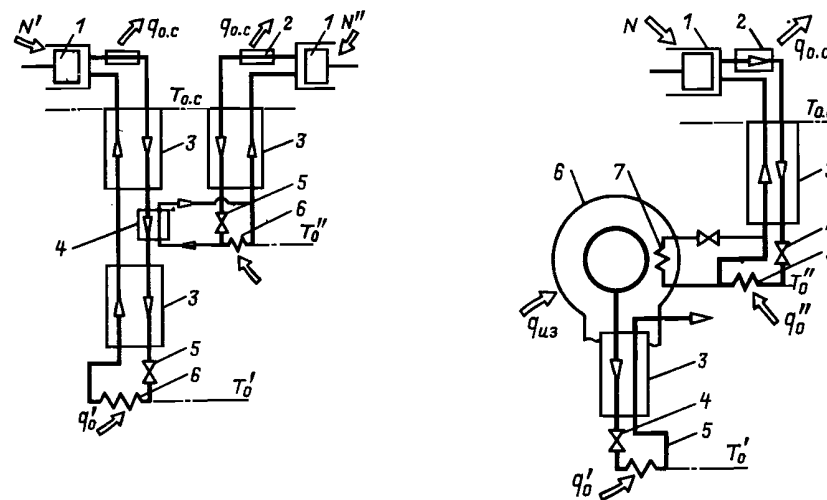


Рис. 6.27. Принципиальная схема ЕАКС с двумя замкнутыми контурами:

1 — компрессор; 2 — концевой теплообменник; 3 — регенеративный теплообменник; 4 — теплообменник предварительного охлаждения; 5 — дроссель; 6 — теплообменник нагрузки

Рис. 6.28. Принципиальная схема ЕАКС с разомкнутым контуром:

1 — компрессор; 2 — концевой теплообменник; 3 — регенеративный теплообменник; 4 — дроссель; 5 — теплообменник нагрузки; 6 — баллон с неоном; 7 — теплообменник для охлаждения баллона

Таблица 6.3. Энергетические и массогабаритные показатели контуров СПТ, работающих при $T_0 = 77$ К

Вариант системы	Расход рабочего тела, $\text{м}^3/\text{ч}$	Изотермическая работа сжатия, Вт	Удельные показатели		Характеристика СПТ	
			$n, \frac{\text{Вт}}{\text{Вт}}$	$m, \frac{\text{кг}}{\text{Вт}}$	$N, \text{Вт}$	$M, \text{кг}$
Индивидуальные АК:						
Контур предварительного охлаждения	0,06	9	6,0	0,40	54	3,6
Контур криостатирования при T_0	0,3	46	4,0	0,30	184	14
Объединенный контур в рамках ЕАКС	0,36	55	3,3	0,24	182	13

Таблица 6.4. Энергетические и массовые показатели сопоставляемых вариантов ЕАКС

Схема ЕАКС	Мощность, Вт			Масса, кг			Характеристика СПТ	
	N'	N''	N_p	M'	M''	M_p	$T_0' = 27 \text{ К}$	$T_0'' = 77 \text{ К}$
Два замкнутых контура при T_0' и T_0''	55	165	220	8	13	21	$V_K = 0,1 \frac{\text{нм}^3}{\text{ч}}$ $\eta_{из} = 0,30$	$V_K = 0,36 \frac{\text{нм}^3}{\text{ч}}$ $\eta_{из} = 0,30$
Контур T_0'' замкнут	—	130	130	21	13	34	$V_6 = 12,5$ $T = 77 \text{ К}$ $p_6 = 40 \text{ МПа}$	$V_K = 0,30 \frac{\text{нм}^3}{\text{ч}}$ $\eta_{из} = 0,30$
Контур T_0' — баллон при $T < T_{0.c.}$	—	165	165	47	13	60	$V_6 = 40 \text{ л}$ $T_6 = 323 \text{ К}$ $p_6 = 40 \text{ МПа}$	$V_K = 0,36 \frac{\text{нм}^3}{\text{ч}}$ $\eta_{из} = 0,30$
Контур T_0'' замкнут	—	165	165	47	13	60	$V_6 = 40 \text{ л}$ $T_6 = 323 \text{ К}$ $p_6 = 40 \text{ МПа}$	$V_K = 0,36 \frac{\text{нм}^3}{\text{ч}}$ $\eta_{из} = 0,30$
Контур T_0' — баллон при $T = T_{0.c.}$	—	165	165	47	13	60	$V_6 = 40 \text{ л}$ $T_6 = 323 \text{ К}$ $p_6 = 40 \text{ МПа}$	$V_K = 0,36 \frac{\text{нм}^3}{\text{ч}}$ $\eta_{из} = 0,30$

многокомпонентную азотно-хладоновую смесь состава $z_{Ne} = 0,05$; $z_{N_2} = 0,6$; $z_{R14} = 0,15$; $z_{R13} = 0,2$ с удельной холодопроизводительностью $q_0'' = 12 \text{ Вт} \cdot \text{ч}/\text{нм}^3$ при давлениях $p_m' = 10 \text{ МПа}$ и $p_n'' = 0,1 \text{ МПа}$. В рамках ЕАКС целесообразно объединить контур для охлаждения неона и контур криостатирования при T_0'' , что позволит улучшить массогабаритные характеристики СПТ, как это видно из табл. 6.3. Применение единой СПТ для каждого контура позволяет снизить массу примерно на 35 и энергопотребление на 30%. Влияние масштабного фактора настолько велико, что СПТ для ЕАКС имеет меньшие значения N и M по сравнению не только с суммарными значениями для индивидуальных АК, но и с контуром, работающим при T_0'' в первом варианте.

В рамках ЕАКС можно использовать особенности циклограммы работы потребителей для аккумуляции холода, произведенного в то время, когда потребители не требуют криостатирования, что позволяет снизить установленную мощность. В частности, аккумулярованный холод можно использовать для улучшения характеристик и, следовательно, расширения области целесообразного применения ДРС баллонного типа. Это достигается криостатированием, например, баллона с неоном посредством контура, который вырабатывает холод при $T_0'' = 77 \text{ К}$. Плотность неона при понижении температуры увеличивается, что уменьшает размеры и массу баллона. Схема такой системы приведена на рис. 6.28. Основные характеристики ЕАКС, выполненных по схемам, представленным на рис. 6.27 и 6.28, приведены в табл. 6.4. Там же для сравнения приведены показате-

ли системы, в которой баллон с газообразным неоном поддерживается при температуре окружающей среды*.

Сопоставление данных табл. 6.4 показывает, что криостатирование баллона позволяет существенно улучшить энергетические и массовые показатели ЕАКС с разомкнутым неоновым контуром. При этом, однако, увеличивается требуемый ресурс работы компрессора. Так, при использовании экранно-вакуумной теплоизоляции с эффективным коэффициентом теплопроводности $\lambda = 4 \cdot 10^{-4} \text{ Вт/К}$ теплоприток к баллону составит $q_{из} \approx 1,2 \text{ Вт}$, что потребует времени работы компрессора $t_p \approx 2000 \text{ ч}$. Для двух других установок $t_p \approx 150 \text{ ч}$.

Выбор схемы для детальной разработки ЕАКС должен проводиться для конкретных условий применения с учетом характеристик объектов, на которых установлена криогенная система.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А.с. 244544 (СССР). Компрессор для сжатия газов/ В.М. Бродянский, Ю.В. Синявский, М.Ю. Боярский, А.Г. Невзоров. Оpubл. в Б.И., 1969, № 18.
2. А.с. 333858 (СССР). Способ охлаждения до криогенных температур/ В.Н. Алфеев, В.М. Бродянский, В.М. Ягодни, В.А. Никольский. Оpubл. в Б.И., 1972, № 14.
3. А.с. 368434 (СССР). Магнитное уплотнение вращающегося вала/ П.С. Елизаров, Н.Д. Деркач, Э.Н. Крутик и др. Оpubл. в Б.И., 1973, № 9.
4. А.с. 369350 (СССР). Поршневой прямоточный детандер/ В.М. Худэинский, П.П. Курбашский, Н.А. Худэинская. Оpubл. в Б.И., 1973, № 10.
5. А.с. 561055 (СССР). Способ получения низких температур/ В.В. Алтунин, В.Ф. Бондаренко, В.М. Бродянский, Д.О. Кузнецов. Оpubл. в Б.И., 1977, № 21.
6. А.с. 573496 (СССР). Хладагент/ Г.Н. Аникеев, А.К. Грезин, А.А. Петров. Оpubл. в Б.И., 1977, № 35.
7. А.с. 665187 (СССР). Микрохолодильник/ М.Ю. Боярский, Ю.В. Шиганский, Н.И. Носов. Оpubл. в Б.И., 1979, № 20.
8. А.с. 808689 (СССР). Термокомпрессор/ Ю.В. Синявский, Ю.В. Подметухов. Оpubл. в Б.И., 1981, № 8.
9. А.с. 817412 (СССР). Криорефрижератор/ Ю.В. Синявский, Ю.В. Подметухов, Т.Б. Сидорова. Оpubл. в Б.И., 1981, № 12.
10. А.с. 840621 (СССР). Рефрижератор/ В.М. Бродянский, Ю.В. Синявский, Ю.В. Подметухов. Оpubл. в Б.И., 1981, № 12.
11. Алтунин В.В., Бондаренко В.Ф., Кузнецов Д.О. Феноменологический метод расчета энтальпии сжатых газовых смесей. — Теплофизика высоких температур, 1974, т. 12, № 6, с. 1177–1183.
12. Алфеев В.Н. Радиотехника низких температур. М.: Сов. радио, 1966. 186 с.
13. Архаров А.М. Низкотемпературные газовые машины. М.: Машиностроение, 1969. 223 с.
14. Барфут Жд. Введение в физику сегнетоэлектрических явлений/ Пер. с англ. М.: Мир, 1970, 352 с.
15. Бахиев В.Т., Бородин А.В., Мясников В.М. Результаты ресурсных испытаний микрохладителя. — В кн.: Вопросы криогенной техники. Вып. 2. Омск: ОмПИ, 1974, с. 54–56.
16. Бобков В.А. Производство и применение льда. М.: Пищевая промышленность, 1977. 232 с.
17. Бокша С.С. Новые беспоршневые компрессоры теплового действия. — Химическое и нефтяное машиностроение, 1968, № 10, с. 9–12.
18. Боярский М.Ю. Влияние некоторых факторов на характеристики низкотем-

* Масса криоблока при оценке показателей не учитывалась.

пературного термотрансформатора. — В кн.: Криогенное, кислородное и автогенное машиностроение. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1971, № 1, с. 8–9.

19. Боярский М.Ю. Расчет фазового равновесия многокомпонентных смесей, формирующих гетерогенную жидкую фазу. Низкотемпературные процессы и криогенные системы. — Тр. МЭИ, 1979, вып. 427, с. 74–81.

20. Боярский М.Ю., Бродянский В.М. Методика расчета схем криогенных установок/ Рефрижераторы с нестационарными потоками. М.: МЭИ, 1977. 68 с.

21. Боярский М.Ю., Лапшин В.А. Определение холодопроизводительности регенеративных установок, работающих на смесях, при переменной температуре. — Холодильная техника, 1979, № 10, с. 23–26.

22. Боярский М.Ю., Луини А.И. Расчет равновесия жидкой и твердой фаз в многокомпонентных азотно-углеводородных смесях. — Вопросы термодинамики и тепло-массообмена в низкотемпературных установках. Тр. МЭИ, 1980, вып. 491, с. 9–15.

23. Боярский М.Ю., Носов Н.И., Бродянский В.М. Определение эксергетического к.п.д. процесса охлаждения посредством смешения. — Низкотемпературные процессы и криогенные системы. Тр. МЭИ, 1977, вып. 347, с. 3–7.

24. Боярский М.Ю., Носов Н.И., Бродянский В.М. Определение холодопроизводительности систем на смеси при использовании теплового эффекта смешения — Низкотемпературные процессы и криогенные системы. Тр. МЭИ, 1977, вып. 347, с. 24–29.

25. Боярский М.Ю., Синявский Ю.В. Оптимальные параметры дроссельных рефрижеративных воздушных циклов. — Изв. вузов. Сер. Энергетика, 1969, № 9, с. 63–68.

26. Боярский М.Ю., Синявский Ю.В. Весовые характеристики систем термостатирования элементов электронной аппаратуры — В кн.: Электронная техника. Сер. 15. Криогенная техника. М.: Ин-т электроники, 1970, вып. 1 (2), с. 68–71.

27. Боярский М.Ю., Филиппов Ю.И. Криорефрижератор на базе газовой холодильной машины с эжекторной ступенью. — Промышленные теплоэнергетические и криогенные системы. Тр. МЭИ, 1973, вып. 155, с. 122–129.

28. Бреусов А.К., Гороховский Т.А. Исследование рабочих процессов газовой криогенной машины с упругой перегородкой. — В кн.: Криогенные машины. Новосибирск: Изд-во НИСИ, 1977, с. 3–10.

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

30. Бродянский В.М., Боярский М.Ю., Носов Н.И. Возможности использования теплоты смешения компонентов рабочего тела для улучшения характеристик дроссельных криорефрижераторов. — Исследование и совершенствование теплоэнергетических и криогенных систем. Тр. МЭИ, 1975, вып. 249, с. 93–99.

31. Бродянский В.М., Семенов А.М. Термодинамические основы криогенной техники. М.: Энергия, 1980. 448 с.

32. Бродянский В.М., Синявский Ю.В. О возможности создания холодильных установок на основе электрокалорического эффекта. — Холодильная техника. 1982, № 7, с. 24–29.

33. Бродянский В.М., Синявский Ю.В. О делении криогенных установок на группы по производительности. — Криогенное и кислородное машиностроение. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1974, № 4, с. 7–10.

34. Бродянский В.М., Синявский Ю.В. О производительности и эффективности холодильных установок. — Изв. вузов. Сер. Энергетика, 1969, № 11, с. 67–72.

35. Бродянский В.М., Синявский Ю.В. Термомеханический нагнетатель. — Криогенное, кислородное и автогенное машиностроение. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1970, № 2, с. 1–4.

36. Бурдаков В.П., Данилов Ю.И. Внешние ресурсы и космонавтика. М.: Атомиздат, 1976.

37. Вайнер А.Л. Каскадные термоэлектрические источники холода. М.: Сов. радио, 1976. 136 с.

38. Верхман С.И., Сазаюв А.А. Экспериментальное исследование процесса теплообмена при сублимации твердых криоагентов. — Криогенное и кислородное машиностроение. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1973, № 1, с. 16–17.

39. Вопросы классификации и терминологии криогенных установок. Обзорная

информация. Сер. ХМ-6/ В.М. Бродянский, М.Ю. Боярский, Ю.В. Синявский, А.Г. Тащина. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1976.

40. Воронин Г.И., Сулов А.Д. Взаимосвязь системы теплового регулирования с энергетической системой. — Глубокий холод и кондиционирование. Тр. МВТУ, 1974, № 1931, с. 171–176.

41. Ворошилов Б.С., Грачев А.Б., Бродянский В.М. Исследование теплоотдачи при контакте тепловыделяющего элемента с поверхностью сублимирующего твердого криоагента. — Инж.-физ. журн., 1977, т. 33, № 2, с. 238–242.

42. Газовая холодильная машина со свободным вытеснителем/ Т.А. Гороховский, В.Т. Бахнев, Е.А. Бабенко, А.Т. Краморов. — В кн.: Криогенные машины. Новосибирск: Инж.-строит. ин-т, 1977, с. 56–65.

43. Гелиевый рефрижератор для охлаждения приемников субмиллиметрового телескопа орбитальной пилотируемой станции "Салют-6"/ А.А. Никонов, В.А. Маслаков, В.Н. Куркин и др., препринт № 12. М.: ФИАН, 1980. 42 с.

44. Гетманец В.Ф., Михальченко Р.С. Тепломассообмен в плоских щелях при сублимации в вакууме. — Тр. ФТИНТ АН УССР, Харьков, 1972, вып. 2, с. 91–97.

45. Гороховский Т.А., Грезин А.К. Принципы построения схем регенеративных газовых машин. — Вопросы криогенной техники. Тр. фак. холодильных машин ОмПИ, 1974, № 3, 10 с.

46. Гороховский Т.А., Мелехин Ю.И. О применении газовых смесей в ГКМ. — В кн.: Криогенные машины. Новосибирск: Инж.-строит. ин-т, 1978, с. 3–8.

47. Грачев А.Б., Ворошилов Б.С. Выбор замороженных газов для криостатирования тепловыделяющих объектов. — Криогенное и кислородное машиностроение. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1974, № 4, с. 4–5.

48. Грачев А.Б., Ворошилов Б.С., Бродянский В.Н. Охлаждение криогенных жидкостей вакуумированием парового пространства. — Инж.-физ. журн., 1975, т. 29, № 6, с. 1007–1012.

49. Грачев А.Б., Ворошилов Б.С., Коршунов В.В. Экспериментальное исследование активной сублимационной системы криостатирования. — Химическое и нефтяное машиностроение. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1975, № 4, с. 31.

50. Грачев А.Б., Орлов А.В. Механизм теплообмена в зоне контакта тепловыделяющего элемента с поверхностью сублимирующего твердого криоагента. — Инж.-физ. журн., 1979, т. 37, № 6, с. 1136–1137.

51. Грачев А.Б., Орлов А.В. Определение среднего коэффициента теплоотдачи в цилиндре поршневого детандера. — Тр. МЭИ, 1977, вып. 347, с. 36–42.

52. Грезин А.К., Зиновьев В.С. Микрокриогенная техника. М.: Машиностроение, 1977. 232 с.

53. Григоренко Н.М., Савченко В.И., Прусман Ю.О. Результаты испытаний теплоиспользующей криогенной машины. — Химич. и нефт. машиностроение, 1975, № 9, с. 17–18.

54. Григорьев В.А., Павлов Ю.М., Аметистов Е.В. Кипение криогенных жидкостей. М.: Энергия, 1977. 289 с.

55. Давыдов А.Б., Калинин Н.В., Катенин Г.М. Применение турбодетандеров в криогенных гелиевых системах. — В кн.: Криогенное и кислородное машиностроение. Сер. ХМ-6. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1977, с. 5–6.

56. Двигатели Стирлинга/ Под ред. В.М. Бродянского. М.: Мир, 1975. 447 с.

57. Десятков А.Т., Архаров А.М. Исследование рабочих характеристик дроссельного саморегулирующегося микроохлаждителя. — Химич. и нефт. машиностроение, 1979, № 2, с. 14–17.

58. Д.Б. Маккей. Конструирование космических силовых установок. М.: Машиностроение, 1966. 375 с.

59. Желудев И.С. Электрические кристаллы. М.: Наука, 1979. 198 с.

60. Залетаев В.М., Капинос Ю.В., Сургучев О.В. Расчет теплообмена космического аппарата. М.: Машиностроение, 1979. 208 с.

61. Зиновьев В.Н., Никонов А.А. Сопоставление весовых характеристик транспортируемых систем криостатирования с электромеханическими и теплоиспользующими рефрижераторами. — Исследование и совершенствование теплоэнергетических и криогенных систем. — Тр. МЭИ, 1975, вып. 249, с. 108–115.

62. Исследование газовой холодильной машины с отбором части холодного рабочего тела/ А.Д. Суслов, Т.А. Гороховский, А.И. Лозовой и др. — В кн.: Криогенные машины. Новосибирск: Инж.-строит. ин-т, 1977, с. 11–21.

63. Казавчинский Я.З., Мазур В.А., Анисимов В.Н. Термодинамическая оптимизация дроссельных криогенных систем. — Изв. вузов. Сер. Энергетика, 1977, № 4, с. 97–101.

64. Калинин Н.В. Анализ вариантов единой криогенной системы транспортной установки. — Тр. МЭИ, 1979, вып. 427, с. 91–97.

65. Кириллин В.А., Шейдлин А.Е., Шпильрайн Э.Э. Термодинамика растворов. М.: Энергия, 1980. 287 с.

66. Клименко А.А., Красноокский С.И., Колесник В.Т. Применение обобщенного уравнения Стерлинга–Хана для расчета на ЭВМ термодинамических свойств фреонов и их смесей. — Холодильная техника, 1976, № 8, с. 26–28.

67. Коровин Н.В. Новые химические источники тока. М.: Энергия, 1978, 184 с.

68. Красноокский С.И., Крюков В.А. Алгоритм расчета фазового распределения многокомпонентных смесей. Киев: Республиканский фонд алгоритмов и программ АН УССР, 1975, № 266.

69. Криомедицинская установка на основе дроссельной системы охлаждения замкнутого цикла/ В.Л. Кобрянский, В.В. Миклашевич, А.В. Мостицкий и др. — Электронная промышленность, 1979, вып. 8 (80), с. 71–72.

70. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. М.: Атомиздат, 1979. 416 с.

71. Лейбензон Л.С. Руководство по нефтепромысловой механике. М.—Л.: ОНТИ, 1934. 284 с.

72. Лоуиасмаа О.В. Принципы и методы получения температур ниже 1 К: Пер. с англ./ Под ред. А.Б. Фрадкова. М.: Наука, 1977. 286 с.

73. Мартыновский А.В. Динамика и термодинамическая эффективность свободнопоршневого микроохладителя. — Холодильная техника и технология, 1980, вып. 30, с. 24–29.

74. Машинный расчет парожидкостного равновесия многокомпонентных смесей/ Дж. М. Прауэнтц, К.А. Эккерт, Р.В.О'рай и др. М.: Химия, 1971. 213 с.

75. Новости криогеники. — Экспресс-информ. по данным иностранной печати. Харьков: ФТИНТ, 1966, сер. 1, № 6.

76. Новые микрокомпрессоры. Экспресс-информация о работах НИИ и КБ отрасли. Сер. ХМ-5/ А.И. Борошвили, Г.Г. Власенко, А.О. Георгадзе и др. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1979, № 1, 6 с.

77. Новые направления криогенной техники: Пер. с англ./ Под ред. М.П. Малкова. М.: Мир. 1966. 439 с.

78. Носов Н.И., Боярский М.Ю., Шигаиский Ю.В. Экспериментальное исследование дроссельных рефрижераторов, работающих с использованием теплоты смешения компонентов рабочего тела. — Низкотемпературные процессы и криогенные системы. Тр. МЭИ, 1979, вып. 427, с. 69–73.

79. Околоземное космическое пространство: Пер. с англ./ Справочные данные. М.: Мир, 1966. 192 с.

80. Основы расчета линейных шаговых двигателей для встроенных приводов криогенных установок/ В.Е. Маханьков, В.Е. Луценко, Ю.В. Сияевский и др. — Изв. вузов. Сер. Энергетика, 1974, № 7, с. 145–150.

81. Перспективы использования дроссельных циклов на смесях в криогенных системах/ В.М. Бродянский, В.М. Ягодин, В.Н. Никольский и др. — Химич. и нефт. машиностроение, 1976, № 1, с. 21–23.

82. Подольский А.Г. Метод расчета термогазодинамических параметров в криогенных машинах регенеративного газового цикла. — Тр. ФТИНТ. Харьков, 1970, вып. 1, с. 10–108.

83. Поршневые компрессоры для криогенных гелиевых установок. Обзорная информ. сер. ХМ-5/ А.Х. Сафин, А.Н. Гильченко, В.Г. Прошкин. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1979. 58 с.

84. Поршневые компрессоры с возвратно-поступательным электроприводом. Обзорная информ. Сер. ХМ-5/ Л.М. Имянитов, А.Т. Козлов, Н.З. Фридман. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1981. 41 с.

85. Поршневые криогенные детандеры / Под ред. А.М. Архарова. М.: Машиностроение, 1974. 285 с.

86. Прямое преобразование энергии. Вопросы космической энергетики: Пер. с англ./ Под ред. Н.С. Лидореико, В.М. Бродянского, А.А. Куландина, С.В. Тимашева. М.: Мир, 1975. 362 с.

87. Пустовалов Ю.В. Реальные показатели термоэлектрических полупроводниковых тепловых насосов. — Холодильная техника, 1978, № 4, с. 33–39.

88. Пат. 1059298 (Великобритания). Stuffing box construction/ W.H. Payne.

89. Пат. 1291976 (Великобритания). Improvements relating to the sorption of hydrogen/ C.A. Clark.

90. Пат. 3.638.440 (США). Closed-cycle electrocaloric refrigerator and method/ W.N. Lawless.

91. Пат. 4.033.734 (США). Continuous, noncyclic magnetic refrigerator and method/ W.A. Steyert, S.S. Rosenblum.

92. Пат. 4.136.525. (США). Dielectric refrigerator using orientable defect dipoles/ Van Vechten.

93. Пат. 4.107.935 (США). High temperature refrigerator/ W.A. Steyert.

94. Пат. 4.069.028 (США). Magnetic heat pumping/ G.V. Brown.

95. Пат. 3.841.107 (США). Magnetic refrigeration/ A.C. Clark.

96. Пат. 3.413.814 (США). Method and apparatus for producing cold/ J.R. van Geuns.

97. Пат. 3.650.117 (США). Paraelectric refrigerator/ M.C. Robinson, M.R. Wertheimer.

98. Проспект фирмы Linde, D 6005 T3, 6/74, 1974.

99. Радиофизические исследования атмосферы/ А.Е. Соломонович, С.В. Соломонов, А.С. Хайкин и др. — Тр. Всесоюз. симп. по радиофиз. исследованию атмосферы Л.: Гидрометеоздат, 1977.

100. Савинова Н.М., Сияевский Ю.В. Определение расхода газа через щелевое уплотнение поршня детандера. — Криогенное и кислородное машиностроение. — М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1973, № 2, с. 18–20.

101. Сегнетоэлектрики и антисегнетоэлектрики/ Г.А. Смоленский, З.А. Боков, В.А. Исупов и др. Л.: Наука, 1971. 475 с.

102. Сивухин Д.В. Общий курс физики. Электричество. Т. III. М.: Наука, 1977. 688 с.

103. Сияевский Ю.В. Экспериментальное исследование работы термомеханического нагнетателя. Теплоэнергетика и энергомашиностроение. Тр. МЭИ, 1972, вып. 104, с. 8–13.

104. Сияевский Ю.В. Основы единой классификации криогенных систем. — Химич. и нефт. машиностроение. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1976, № 6, с. 24–27.

105. Сияевский Ю.В. Классификация криогенаторов. — Химич. и нефт. машиностроение. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1976, № 6, с. 27–29.

106. Сияевский Ю.В., Боярский М.Ю. Тепловые машины для криогенных установок и методики их расчета. — В кн.: Техника низких температур. Л.: ЛТИХП, 1971, с. 56–60.

107. Сияевский Ю.В., Боярский М.Ю. Оптимизация систем хранения кислорода. М.: МЭИ, 1972. 48 с.

108. Сияевский Ю.В., Бродянский В.М. Научные основы системы условных обозначений теплоэнергетического оборудования. — Изв. вузов. Сер. Энергетика, 1979, № 6, с. 123–126.

109. Сияевский Ю.В., Подметухов Ю.В. О структурном анализе криогенных установок. Низкотемпературные процессы и криогенные системы. Тр. МЭИ, 1977, вып. 347, с. 29–36.

110. Справочник по физико-техническим основам криогеники/ Под ред. М.П. Малкова. М.: Энергия, 1973. 392 с.

111. Субмиллиметровый телескоп для орбитальной пилотируемой станции "Салют-6"/ А.Е. Соломонович, В.Н. Бакун, В.С. Ковалев и др. — Радиотехника, 1979, т. 34, № 5, с. 33–41.

112. Суёлов А.Д., Горшков А.М., Маслаков В.А. Дроссельные микроохладители. М.: Машиностроение, 1978. 144 с.

113. Струков Б.А. Сегнетоэлектричество. М.: Наука, 1979, 96 с.

114. Сычев В.В. Сложные термодинамические системы. М.: Энергия, 1977. 238 с.
115. Техника низких температур/ Под ред. Е.И. Микулина, М.В. Марфениной, А.М. Архарова. М.: Энергия, 1975. 512 с.
116. Техника низких температур (сборник научных трудов)/ Под ред. Б.И. Веркина. Киев: Наукова думка, 1979. 80 с.
117. Унифицированные мембранные компрессоры. Экспресс-информ. о работах НИИ и КБ отрасли. Сер. ХМ-5/ Г.Ф. Даль, В.А. Соколов, Э.С. Гринев и др. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1980, № 1, 14 с.
118. Фаворский О.А., Каданер Я.С. Вопросы теплообмена в космосе. М.: Высшая школа, 1967. 240 с.
119. Фастовский В.Г., Петровский Ю.В., Ровинский А.Е. Криогенная техника. М.: Энергия, 1967. 514 с.
120. Фрадков А.Б., Троицкий В.Ф. Гелиевые криостаты для физических исследований в космосе. — Космические исследования, 1974, т. 12, вып. 6, с. 936–940.
121. Худзинский В.М., Бродянский В.М. Эффективность микрокриогенных установок с неадиабатным детандером. — Электронная техника. Сер. 15. Криогенная электроника, М.: Ин-т электроники, 1971, вып. 1 (3), с. 110–122.
122. Худзинский В.М., Курбацкий П.П. Применение детандеров с адиабатным и неадиабатным расширением газа в микрокриогенных установках. — Электронная техника. Сер. 15. Криогенная электроника. М.: Ин-т электроники, 1971, вып. 1 (3), с. 123–129.
123. Шахпаронов М.И. Введение в молекулярную теорию растворов. М.: Гостехтеориздат, 1956. 507 с.
124. Шнайд И.М. Динамика свободного вытеснителя газовой криогенной машины. — Холодильн. техн. и технол., 1980, № 30, с. 21–24.
125. Шнайд И.М. Систематика газовых холодильных машин. — Холодильн. техн. и технол., 1973, № 17, с. 33–36.
126. Шпильрайн Э.Э., Кессельман П.М. Основы теории теплофизических свойств веществ. М.: Энергия, 1977. 284 с.
127. Эффект охлаждения при волновом адиабатном расширении газа/ А.М. Архаров, В.Л. Бондаренко, А.Т. Десятов, В.Г. Пронько. — Изв. АН СССР. Сер. Энергетика и транспорт, 1981, № 2, с. 139–142.
128. Ягодин В.М., Никольский В.А., Бродянский В.М. Основные свойства и классификация многокомпонентных смесей, используемых в качестве рабочих тел дроссельных криогенных систем с уровнем теплоотвода в интервале 65–100 К. — Промышленные теплоэнергетические и криогенные установки, — Тр. МЭИ, 1973, вып. 155. 82 с.
129. A new small refrigerating device for temperatures in the region of 20 K/ G. Prast, C. Hargreaves, A. Mijneer, H. Mal.—Proc. XIII Intern. Congr. Refr. Washington, 1971, copy-book 1. 110.
130. Balas C., Leffell C.S., Wingate C.A. The stirling cycle cooler: approaching one year of maintenance — free life. — Adv. Cryog. Engng, 1976, v. 23, p. 411–419.
131. Brown G.V. Magnetic heat pumping near room temperature. — J. Appl. Phys., 1976, v. 47, N 8, p. 3673–3680.
132. Caren R.P., Coston R.M. A solid cryogen refrigerator for 50 K infrared detector cooling. — Adv. Cryog. Engng, 1968, v. 13, p. 450–462.
133. Chan C.K. Cryogenic refrigeration using a low temperature heat source. — Cryogenics, 1981, v. 21, N 7, p. 391–399.
134. Cook G.A. Argon, Helium and the rare gases, v. 1, Interscience Publ. N.J. — L., 1961. 387 p.
135. Donahoe F. Theoretical bound on the thermoelectric figure of merit. — Electrical Engng, 1960, v. 79, N 6, p. 488–490.
136. Double acting reciprocating magnetic refrigerator: first experiments/ C. Delpuech, R. Beranger, G. Mardion, G. Claudet, A. Lacaze. — Cryogenics, 1981, v. 21, N 10, p. 579–584.
137. Eijhsbergen B., Beenakker J.J.M. Measurements of the isobaric heat of mixing for gaseous mixtures. — Physica, 1968, v. 39, N 1, p. 449–518.
138. Experimental refrigerator cools to 3, 1 K. — Design News, 1979, N 6, p. 8.
139. Fatuzzo E., Kiess H., Nitche R. Theoretical efficiency of pyroelectric power converters. — J. Appl. Phys., 1966, v. 37, N 2, p. 510–516.
140. Feasibility of electrocaloric refrigeration for the 4–15 K temperature range/ R. Radebaugh, W. Lawless, J. Siegwarth, A. Morrow. — Cryogenics, 1979, v. 19, N 4, p. 187–208.
141. Gresin A.K., Zacharov N.D. General principles of formation and optimization of multicomponent working fluids for cryogenics systems. — Proc. XV Intern. Cong. Refr., A, 1/2, 1979, N 8.
142. Hartwig W.H. Cryogenic refrigeration concepts utilizing adsorption pumping in zeolites. — Adv. Cryog. Engng, 1976, v. 23, p. 438–447.
143. Haarhuis G.J. The MEu80—A magnetically driven stirling refrigerator. — Proc. 7 Intern. Cryog. Engng. Conf. London, 1978, p. 421–427.
144. Hildebrand J.H., Prausnitz J.M. Regular and related solutions, N.Y., Van Nostrand Reinhold Co. 1975. 228 p.
145. Horn S.B., Lumpkin M.E., Walters B.T., Pneumatically driven aplit-cyole cryogenic refrigerator. — Adv. Cryog. Engng, 1974, v. 19.
146. Katto J. Critical heat flux of forced convection boiling in uniformly heated vertical tubes (correlation of CHF in H—p-regime and determination of CHF-regime MAP). — Intern. J. Heat Mass Transf., v. 23, 1980, p. 1573–1580.
147. Kerney P.J., Lessard P.A. Cryogenic support system for airborne superconducting generators. — Adv. Cryog. Engng, v. 25, 1979, p. 335–341.
148. Klimenko V.V. Heat transfer intensity at forced flow boiling of cryogenic liquids in tubes. — Cryogenics, 1982, v. 11, p. 569–576.
149. Leung K., Lin S., Kyonka J. Large electrostrictive effect in Ba: PZT and its application. — Ferroelectrics, 1980, v. 27, p. 41–43.
150. Mason P., Collins D., Petrac D., Jang L. The behavior of superfluid helium-II in zero gravitg. — Proc. 7 Intern. Cryog. Engng Conf., London, 1978, p. 99–112.
151. Pitcher G.K., Du Pre F.K. Miniature Unilleumier cycle refrigerator. — Adv. Cryog. Engng, v. 14, 1970, p. 447–451.
152. Plank R.V. Über die Gefrierzeit von Eis und Wasserhaltigen Lebensmitteln. — Zeitschrift für die Gesamte Kälte-Industrie, 1932, N 4, S. 17–20.
153. Poon D., Lu B. Phase equilibria for systems containing nitrogen, methane and propane. — Adv. Cryog. Engng, 1974, v. 19, p. 292.
154. Prausnitz I.M. Molecular thermodynamics of fluid-phase equilibria. N.Y.: Prentice-Hall Inc., 1969. 523 p.
155. Preston G.T., Funk E.W., Prausnitz I.M. Solubilities of hydrocarbon and carbon dioxide in liquid methane and liquid argon. — J. Phys. Chem., 1971, v. 75, p. 2345.
156. Rcese W. Studies of phase transitions in oder-disorder ferroelectrics. — Phys. Rev., 1969, v. 181, N 2, p. 905–919.
157. Stein S.R. Space application of superconductivity. — Cryogenics, 1980, v. 22, N 7, p. 363–372.
158. Smith D.R., Fels W. Helium conservation using solid nitrogen. — Adv. in Cryog. Engng., 1973, v. 18, p. 497–501.
159. Stefan K., Abdelsalam M. Heat transfer correlations for natural convections boiling. — Intern. J. Heat Mass Transfer, p. 73–77.
160. Strobbridge T.R., Chelton D.B. Size and power requirements 4,2 K refrigerators. — Adv. Cryog. Engng, 1967, v. 12, p. 576–582.
161. Urban E.W. Katz L. A cryogenic helium-II system for spacelab. — Proc. 7 Intern. Cryog. Engng. Conf., London, 1978, p. 113–119.
162. Ure R. Practical limits to the thermoelectric figure of merit. — Energy Conversion, 1972, v. 12, p. 45–52.
163. Vance R.W. Cryogenics coolers for space systems, V Intern. Cryog. Engng. Conf., Tolyo—Kyoto, 1974, p. 578–582.
164. Weinstein A.J., Friedman A.S., Gross U.E. Cooling to cryogenic temperatures by sublimation. — Adv. Cryog. Engng, v. 9, 1964, p. 490–495.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие редактора	3
Условные обозначения и сокращения	7
Введение	8
Глава 1. Процессы в автономных криорефрижераторах и условия их работы	15
1.1. Окружающая среда. Характеристика условий сопряжения рефрижератора с окружающей средой и криостатируемыми объектами	15
1.2. Функционально-структурная схема криогенных установок	19
1.3. Классификация криорефрижераторов	25
Глава 2. Общий технический уровень АК	32
2.1. Основные показатели технического уровня АК	32
2.2. Энергетические показатели	33
2.3. Массовые и объемно-габаритные характеристики	41
2.4. Время выхода на режим	53
2.5. Надежность криорефрижераторов	54
Глава 3. Криорефрижераторы замкнутого типа со стационарными потоками (R_S)	57
3.1. Общие сведения	57
3.2. Рефрижераторы с неохлаждаемой СПО	58
3.3. Рефрижераторы с охлаждаемой СПО	71
3.4. Механические, тепловые и термоадсорбционные СПТ	78
Глава 4. Криорефрижераторы замкнутого типа с нестационарными потоками (R_H) и комбинированные ($R_S - R_H$)	95
4.1. Общие положения	95
4.2. Характеристики и тенденции развития рефрижераторов R_H	102
4.3. Комбинированные системы класса $R_H - R_S$	116
Глава 5. Рефрижераторы разомкнутого типа	129
5.1. Общие положения	129
5.2. Испарительные криоаккумуляторы	132
5.3. Сублимационные криоаккумуляторы	142
5.4. Дроссельные расходные АК	154
Глава 6. Перспективы развития АК	164
6.1. Общие положения	164
6.2. Возможности использования в АК калорических эффектов в магнитных и электрических полях	172
6.3. Единая автономная криогенная система (ЕАКС)	193
Список литературы	199

Михаил Юрьевич Боярский
Алексей Борисович Грачев
Николай Васильевич Калинин
Алексей Андреевич Никоиов
Юрий Васильевич Сияевский

АВТОНОМНЫЕ КРИОРЕФРИЖЕРАТОРЫ МАЛОЙ МОЩНОСТИ

Редактор О.А. Степеннова
Художественный редактор В.А. Гозак-Хозак
Обложка художника Н.Т. Ярешко
Технический редактор Г.Н. Лядухина
Корректор С.В. Малышева
Оператор Л.А. Архангельская
ИБ № 2384

Набор выполнен в Энергоатомиздате на Композере ИБМ-82. Подписано в печать 01.02.84. Т-04199. Формат 60х90 1/16. Бумага офсетная №1. Печать офсетная. Усл. печ. л. 13,0. Усл. кр.-отт. 13,25. Уч.-изд. л. 15,94. Тираж 1200 экз. Заказ 1555. Цена 2 р. 40 к. Энергоатомиздат, 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10
Московская типография №9 Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
109033, Москва, Ж-33, Волочаевская ул., 40