

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЁВА»

## **Расчет энергосистем для компрессорного оборудования**

*Методические указания для практических указаний*

Самара 2017

УДК 533

ББК 31.31

Составители: С.С. Корнеев

**Расчет энергосистем для компрессорного оборудования:** Методические указания для практических занятий / Самарский университет; С.С. Корнеев; Самара, 2017. – 182 с.

Пособие предназначено для студентов, обучающихся по следующим направлениям подготовки бакалавра: 13.03.03 – Энергетическое машиностроение, 15.03.04 - Автоматизация технологических процессов и производств. 15.03.05 - Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 24.03.05 – Двигатели летательных аппаратов; по специальности 24.05.02 – Проектирование авиационных двигателей и энергетических установок, по направлению подготовки магистров 24.04.05 - Двигатели летательных аппаратов, а также может быть полезно слушателям курсов, аспирантам и специалистам. Разработано на кафедре теплотехники и тепловых двигателей.

Печатаются по решению редакционно-издательского совета Самарского университета.

# Содержание

|                                                                                                                            |     |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| ГЛАВА ПЕРВАЯ.....                                                                                                          | 4   |
| СПОСОБЫ ПОЛУЧЕНИЯ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР .....                                                                                  | 4   |
| 1. Общие сведения. Теплофизические свойства некоторых крио агентов .....                                                   | 4   |
| 2. Испарительное охлаждение жидкостей.....                                                                                 | 5   |
| 3. Охлаждение газов и жидкостей при дросселировании .....                                                                  | 11  |
| 4. Расширение газов с совершением внешней работы .....                                                                     | 16  |
| 5. Охлаждение газов при истечении из постоянного объема .....                                                              | 21  |
| 6. Другие способы получения низких температур .....                                                                        | 25  |
| 7. Использование каскадного охлаждения и регенеративного теплообмена в процессах получения низких температур .....         | 28  |
| 8. Разделение газовых смесей методом низкотемпературной ректификации.....                                                  | 34  |
| ГЛАВА ВТОРАЯ.....                                                                                                          | 38  |
| ПРОЦЕССЫ В АВТОНОМНЫХ КРИОРЕФРИЖЕРАТОРАХ И УСЛОВИЯ ИХ РАБОТЫ .....                                                         | 38  |
| 1. Окружающая среда. Характеристика условий сопряжения рефрижератора с окружающей средой и констатируемыми объектами. .... | 38  |
| 2. Функционально-структурная схема криогенных установок .....                                                              | 43  |
| 3. Классификация криорефрижераторов .....                                                                                  | 50  |
| ГЛАВА ТРЕТЬЯ.....                                                                                                          | 58  |
| КРИОРЕФРИЖЕРАТОРЫ ЗАМКНУТОГО ТИПА СО СТАЦИОНАРНЫМИ ПОТОКАМИ ( $R_s$ ).....                                                 | 58  |
| 1. Общие сведения.....                                                                                                     | 58  |
| 2. Рефрижераторы с неохлаждаемой СПО .....                                                                                 | 59  |
| 3. Рефрижераторы с охлаждаемой СПО .....                                                                                   | 74  |
| 4. Механические, тепловые и термоадсорбционные СПТ .....                                                                   | 82  |
| ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ.....                                                                                                       | 103 |
| КРИОРЕФРИЖЕРАТОРЫ ЗАМКНУТОГО ТИПА С НЕСТАЦИОНАРНЫМИ ПОТОКАМИ ( $R_n$ ) И КОМБИНИРОВАННЫЕ ( $R_s - R_n$ ).....              | 103 |
| 1. Общие положения .....                                                                                                   | 103 |
| 2. Характеристики и тенденции развития рефрижераторов $R_n$ .....                                                          | 110 |
| 3. Комбинированные системы класса $R_n - R_s$ .....                                                                        | 127 |
| ГЛАВА ПЯТАЯ.....                                                                                                           | 141 |
| РЕФРИЖЕРАТОРЫ РАЗОМКНУТОГО ТИПА.....                                                                                       | 141 |
| 1. Общие положения .....                                                                                                   | 141 |
| 2. Испарительные криоаккумуляторы .....                                                                                    | 145 |
| 3. Сублимационные криоаккумуляторы.....                                                                                    | 157 |
| 4. Дроссельные расходные АК.....                                                                                           | 171 |

# ГЛАВА ПЕРВАЯ

## СПОСОБЫ ПОЛУЧЕНИЯ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР

### 1. Общие сведения. Теплофизические свойства некоторых крио агентов

Итак, первые успехи в достижении весьма низких температур пришли вместе с покорением «постоянных» газов. Причина столь высокой сопротивляемости этих веществ ожижению заключалась в необычайно низких значениях их критических температур. Так, для конденсации кислорода его температуру необходимо понизить до значения, меньшего чем 154,58 К- Критические температуры азота, водорода, неона и гелия (табл. 1) еще ниже, чем у кислорода, и, следовательно, для их ожижения требуется еще более глубокое охлаждение.

Вот почему так называемые постоянные газы не проявляли (и не могли проявить) признаков ожижения даже при фантастических по тем временам давлениях, превышающих атмосферное в 2—3 тыс. раз, поскольку их сжатие проводилось при температурах выше критических. Наконец, удалось найти способы получения температур, существенно более низких по сравнению с достигнутыми. К тому времени проблема ожижения газов была окончательно решена. Рассмотрению этих способов, позволяющих получить криотемпературы (ниже 120 К), и посвящена настоящая глава. Но сначала несколько замечаний о теплофизических свойствах некоторых криоагентов, используемых в технике низких температур.

Криоагентами называются рабочие тела (вещества), используемые в установках для получения температур ниже 120 К- Наибольшее распространение в криогенной технике получили азот, кислород, водород и гелий. Криоагенты применяются в газообразном, жидком и твердом состояниях. Температурные области применения Тех или иных веществ определяются в основном их теплофизическими свойствами. Разумеется, в установках для получения криотемператур криоагенты находятся, как правило, одновременно в различных фазовых состояниях.

В табл. 1 приведены теплофизические свойства некоторых криоагентов.

Для отвода теплоты от охлаждаемого или криостатируемого объекта чаще всего предпочитают использовать ожиженные газы, так как в этом случае достигается наибольшая интенсификация теплообмена. С помощью жидкости легко поддерживать и регулировать температуру криостатирования. Действительно, с изменением давления насыщенного пара (см. табл. 1) меняется и температура кипения жидкости. Таким образом, достаточно сконденсировать газ, а затем поддерживать неизменным давление насыщенного пара, чтобы получить соответствующую постоянную температуру. Регулировать температуру жидкости этим способом можно в

диапазоне от критической до температуры тройной точки. Допустимый интервал изменения температуры жидкости зависит от свойства вещества. Общая закономерность для сжиженных газов такова, что с понижением критической температуры вещества уменьшается и область существования жидкости. Однако кислород и инертные газы выпадают из этой закономерности. Температуру жидкого кислорода можно изменять (табл. 1) почти на 36 К. Для инертных (Аг, Ne) газов характерна узкая температурная область существования жидкости — «сего около 3,5 К». Понижение температуры жидкости уменьшением давления равновесного пара нашло широкое практическое применение.

Таблица 1 - Теплофизические свойства некоторых криоагентов

| 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, $T = -273,15$ К, кг/м <sup>3</sup> | Плотность жидкости при атмосферном давлении, кг/м <sup>3</sup> | Теплота парообразования при атмосферном давлении, кДж/кг | Критические параметры |              |
|--------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------|-------------------------------|----------------------------------------------------------------------------|------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------|-----------------------|--------------|
|                                                                                |                                |                               | при атмосферном давлении*                                                  | при давлении тройной точки** |                                                                             |                                                                |                                                          | $p_{кр}$ , МПа        | $T_{кр}$ , К |
| Азот                                                                           | 28,013                         | 296,8                         | 77,36                                                                      | 63,15 (0,01253)              | 1,25046                                                                     | 804                                                            | 199,4                                                    | 3,59906               | 126,25       |
| Аргон                                                                          | 39,948                         | 208,2                         | 87,29                                                                      | 83,81 (0,06906)              | 1,78394                                                                     | 1393                                                           | 161,7                                                    | 5,42694               | 150,65       |
| Водород: нормальный (75% о-Н <sub>2</sub> и 25% p-Н <sub>2</sub> ) параводород | 2,0159                         | 4124,2                        | 20,38                                                                      | 13,95 (0,0072)               | 0,089988                                                                    | 70,80                                                          | 449,8                                                    | 1,31198               | 33,19        |
|                                                                                | —                              | —                             | 20,2                                                                       | 13,81                        | —                                                                           | —                                                              | —                                                        | —                     | —            |
| Воздух                                                                         | 28,96                          | 287                           | 78,8                                                                       | —                            | 1,2928                                                                      | 873                                                            | 205,2                                                    | ~3,7743               | 132,42       |
| Гелий-4                                                                        | 4,0026                         | 2078                          | 4,215                                                                      | —                            | 0,17846                                                                     | 125                                                            | 20,9                                                     | 0,229                 | 5,2          |
| Гелий-3                                                                        | 3,0160                         | —                             | 3,191                                                                      | —                            | 0,1345                                                                      | 58,9                                                           | 8,4                                                      | 0,115                 | 3,3105       |
| Кислород                                                                       | 31,998                         | 259,8                         | 90,188                                                                     | 54,352 (0,00015)             | 1,42895                                                                     | 1142                                                           | 212,8                                                    | 5,04598               | 154,58       |
| Метан                                                                          | 16,04                          | 518,8                         | 111,67                                                                     | 90,66 (0,0117)               | 0,7168                                                                      | 426                                                            | 510                                                      | 4,62042               | 190,6        |
| Неон                                                                           | 20,183                         | 411                           | 27,102                                                                     | 24,54 (0,0433)               | 0,8999                                                                      | 1206                                                           | 86                                                       | 2,65269               | 44,6         |
| Фтор                                                                           | 37,997                         | 219                           | 84,95                                                                      | 53,48 (0,00025)              | 1,635                                                                       | 1500                                                           | 165,9                                                    | 5,21824               | 144,31       |

При давлении в тройной точке и ниже получают криоагент в твердом состоянии\*

Криоагенты удобно хранить и транспортировать в конденсированном состоянии. Из табл. 1 видим, что плотность жидкостей в 600—1000 раз больше плотностей соответствующих газов при том же давлении. Поэтому системы для хранения и перевозки жидкостей получаются более компактными и легкими, чем для газообразных веществ.

Часто в тех случаях, когда требуется сравнительно кратковременное охлаждение или необходимо отвести небольшие количества теплоты, криоагенты для этих целей привозят со стороны в специальных изолированных от внешнего теплопритока сосудах.

Для отвода больших количеств теплоты и особенно когда системы работают непрерывно, установки для получения и использования криотемператур объединяются в общие системы. Некоторые из таких систем мы рассмотрим в последующих параграфах.

## 2. Испарительное охлаждение жидкостей

Простой и надежный способ охлаждения жидкости уменьшением давления равновесного пара (вакуумирования парового пространства) с давних пор широко применяется как в исследовательских лабораториях, так и в промышленности. Еще М. Фарадеем в 1840 г. использовался метод

вакуумирования для понижения температуры смеси, состоящей из спирта или эфира и льда двуокиси углерода. Эта смесь при температуре приблизительно —  $110^{\circ}\text{C}$  использовалась им для охлаждения различных газов с целью их ожижения. Так были ожижены этилен, фосфористый водород и другие газы.

Этот же метод блестяще применили в 1883 г. К. Ольшевский и З. Вроблевский для охлаждения жидкого этилена, который в свою очередь использовался для ожижения кислорода\*

Позже, в 1898—1900 гг. охлаждение вакуумирования парового пространства широко применялось Дж. Дьюаром в процессах получения жидкого и твёрдого водорода. При попытке получить твердый гелий Г. Камерлинг-Оннес в 1909 г. достиг вакуумированием парового пространства температуры жидкого гелия всего на один градус выше абсолютного нуля.

Этот метод широко используется и в настоящее время. Вакуумированием понижают температуру жидкого азота, служащего для предварительного охлаждения потока газа в водородных или гелиевых ожижителях и рефрижераторах; его применяют также для получения твердых азота, водорода и других криоагентов.

Рассмотрим причину понижения температуры конденсированных газов при вакуумировании парового пространства.

Между жидкостью и ее паром, находящимися в закрытом сосуде при постоянной температуре, устанавливается динамическое равновесие. Это означает, что в каждый момент количества молекул, перешедших из жидкости в пар и из пара в жидкость, равны. Давление пара в этом случае для чистого вещества зависит только от температуры. Чем выше температура, тем больше давление, и наоборот, чем ниже температура, тем меньше равновесное давление.

Нарушение динамического равновесия приводит к процессам, стремящимся восстановить его вновь. Так, если понизить давление пара над жидкостью, уменьшится и ее температура. Самопроизвольно установившееся равновесие будет соответствовать теперь меньшим значениям давления и температуры. Этот процесс можно объяснить так. Для испарения жидкости, как известно, требуется подводить, а для конденсации пара, наоборот, отводить теплоту, равную теплоте фазового перехода. Поскольку в условиях динамического равновесия температура и соответствующее ей давление пара в сосуде остаются неизменными, той теплоты фазовых переходов при испарении и конденсации равны. Следовательно, для поддержания динамического равновесия не требуется подводить к сосуду или отводить от него какое-либо количество теплоты. Динамическое равновесие в закрытом сосуде устанавливается самопроизвольно.

Другая картина наблюдается при искусственном нарушении этого равновесия. Если, например, из сосуда начать откачивать пар, его давление

будет понижаться и Количество молекул, переходящих в единицу времени из жидкости в пар, будет больше, чем из пара в жидкость. Следовательно, и количество теплоты, поглощённой в каждый момент испаряющейся жидкостью, будет больше количества теплоты, выделенной конденсирующимся паром. Разница в количествах поглощенной и выделенной в каждый момент теплоты и приводит к охлаждению остающейся в сосуде жидкости в течение всего времени откачивания пара.

Таким образом, если в сосуде при откачке непрерывно понижается давление, то и температура жидкости уменьшается вплоть до достижения тройной точки.

С момента появления первого кристалла льда давление в сосуде при дальнейшей откачке остается неизменным, а в жидкости начинают образовываться - все новые и новые кристаллы. Так будет продолжаться до тех пор, пока жидкость полностью не затвердеет. После этого давление пара начнет снова понижаться и соответственно будет понижаться и температура льда, стремясь в пределе к абсолютному нулю. Однако снижение температуры льда в реальных условиях быстро прекращается вследствие ограниченных технических возможностей понижения давления.

Отвод пара возможен и без уменьшения давления и соответственно температуры жидкости. Но в этом случае необходимо подводить к ней такое количество теплоты, которое бы обеспечивало равенство масс испаряемого и отводимого в виде пара вещества. Так, например, происходит с кипящей водой в открытом сосуде, пар которой непрерывно отводится; температура жидкости при этом остается постоянной. Достаточно изменить количество подведенной теплоты, как тут же самопроизвольно меняется масса отводимого пара.

Нас будет интересовать только первый случай, когда сосуд изолирован и при откачке пара температура жидкости непрерывно понижается. Это понижение температуры можно легко вычислить аналитически.

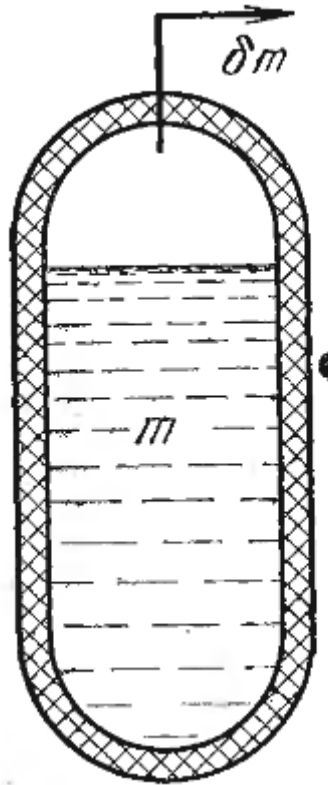


Рисунок 2 - Охлаждение жидкости вакуумированием парового пространства

Пусть в сосуде с идеальной тепловой изоляцией (рис. 2) находится масса  $m$  жидкости. При откачке пара, находящегося с ней в равновесии, давление и соответственно температура жидкости понижаются.

Если за бесконечно малое время  $\delta t$  удалить  $\delta m$  пара, то температура оставшейся жидкости понизится на  $\delta T$  градусов. Тогда из уравнения энергетического баланса системы (рис. 2) можно записать:

$$m c_s \delta T = \delta m r \quad (1)$$

где  $c_s$  — теплоемкость жидкости на линии насыщения;  $r$  — теплота парообразования.

Левая часть уравнения (1) представляет собой количество теплоты, отведенной за время  $\delta t$  от оставшейся в сосуде жидкости; правая — количество теплоты, отведённой за это время из системы вместе с откачанным паром.

Преобразуя уравнение (1), получаем:

$$\frac{\delta m}{m} = \frac{c_s}{r} \delta T \quad (2)$$

За конечное время  $\tau$  из сосуда будет откачано  $\Sigma \delta m$  пара, что приведет к понижению температуры оставшейся жидкости на  $\Sigma \delta T$  градусов. С учетом этого уравнение (2) примет вид:



$$\sum_{n=1}^{\infty} \frac{\delta m}{m} = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{c_s}{r} \delta T \quad (3)$$

где  $n$  — число интервалов, на которые разбивается процесс откачки. Из уравнения (3) легко определить понижение температуры жидкости, задавшись количеством откачанного пара и зная зависимость от температуры  $c_s$  и  $r$ .

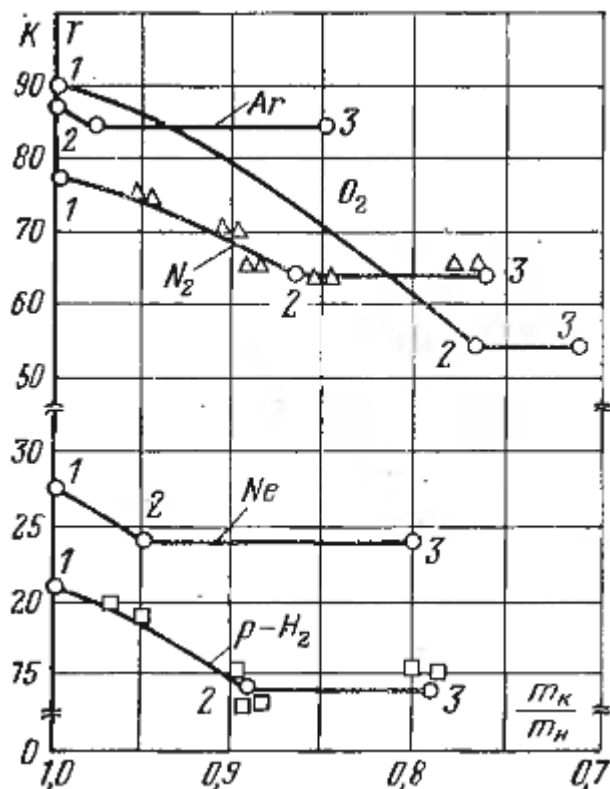


Рисунок 3 - Зависимость температуры криогенных веществ от количества откачанного пара.  $m_k$  – масса оставшегося в сосуде криоагента в конце процесса откачки;  $m_n$  – масса исходной жидкости при температуре насыщения

Для большинства криогенных жидкостей зависимости теплоемкости и теплоты парообразования от температуры с погрешностью, не превышающей 5%, можно принять линейными или считать эти величины постоянными. Значения  $c_s$  и  $r$  принимаются по справочным Данным.

На рис. 3 показана зависимость температуры некоторых криогенных веществ от количества откачанного 2—1005 пара, рассчитанная по уравнению (3) и определенная экспериментально для адиабатных и неадиабатных условий [8]. С погрешностью, не превышающей 5%, экспериментальные данные соответствуют теоретическим значениям, найденным по уравнению (3). Точкой 1 на графике обозначена исходная температура криогенной жидкости, соответствующая её насыщению при атмосферном давлении.

Когда температура жидкости достигнет тройной точки 2, при дальнейшей откачке начнется образование кристаллов. Поскольку наиболее холодная зона находится на границе раздела паровой и жидкой фаз, то образование кристаллов начинается на поверхности жидкости. Для этого процесса можно записать следующее уравнение:

$$(m'_2 - m''_2) x r_{n.l.} = r_{m.m.} m''_2 \quad (4)$$

где  $m'_2$  — масса жидкости при температуре тройной точки перед образованием первого кристалла;  $m''_2$  — масса откачанного пара;  $x$  — доля твердой фазы;  $r_{n.l.}$ ,  $r_{m.m.}$  — соответственно теплоты плавления и парообразования при температуре тройной точки.

Уравнение (4) составлено для адиабатных условий процесса замораживания. Пользуясь этим уравнением, можно определить необходимую массу  $m''_2$  пара, которую потребуется удалить из системы для получения заданной доли  $x$  твердой фазы при условии, что жидкость перед замораживанием находилась при температуре тройной точки.

На рис. 3 горизонтальными линиями показаны зависимости доли твердой фазы от относительной величины оставшегося в сосуде криоагента, рассчитанные с использованием уравнений (3) и (4). Точка 2 соответствует появлению первого кристалла (тройной точке), точка 3 — 100% твердой фазы. Масса криоагента, находящегося в паровом пространстве сосуда, в расчет не принималась. Кружками обозначены значения, полученные экспериментально [8]. Отклонение экспериментальных данных от рассчитанных теоретически также не превышает 5%.

Пользуясь графиком на рис. 3, можно легко определить количество пара, которое необходимо откачать для получения криоагента в заданном состоянии. Пусть, например, требуется получить твердый неон при температуре тройной точки (точка 3). Опустив из точки 3 перпендикуляр на оси абсцисс, получим  $m_k/m_n=0,8$ . Следовательно, для полного замораживания жидкого неона, находящегося при нормальной температуре кипения, требуется откачать в виде пара 20% его начальной массы.

Если требуется охладить жидкий неон до температуры тройной точки, то, проделав аналогичные операции, получим, что для этого необходимо откачать всего 5% исходной массы и т. д.

Вакуумирование парового пространства применяется и для получения веществ, находящихся в так называемом *шугообразном* состоянии. Под шугой понимают в этом случае смесь жидкой и твердой фаз одного и того же вещества.

Но охлаждение вакуумированием парового пространства обладает и существенным недостатком, поскольку в этом процессе удаляется из системы в виде пара значительная доля первоначального запаса вещества. Поэтому

такой метод охлаждения применяют там, где на первый план выступает требование простоты и надежности.

### **3. Охлаждение газов и жидкостей при дросселировании**

Если на пути газа или жидкости, протекающих по трубопроводу, встречается какое-нибудь местное сопротивление, суживающее сечение потока, то давление среды после этого устройства всегда оказывается меньшим, чем до него. Такое явление называется *дросселированием*. Оно происходит, например, при прохождении потока через полуоткрытые вентили, задвижки, различные диафрагмы или другие устройства, установленные в трубопроводе, и сопровождается не только понижением давления, но и, как правило, изменением температуры дросселируемой среды, что и позволяет в ряде случаев использовать дросселирование для получения низких температур.

Этот эффект был открыт в 1852 г. Д. Джоулем и Томсоном (Кельвином) при изучении свойств реальных газов.

Исследователи пропускали с небольшой скоростью сжатый газ через пористую пробку, сделанную из ваты и размещенную в трубе. При этом давление снижалось от  $p_1$  до  $p_2$  и происходило изменение температуры, что фиксировалось установленными в трубопроводе термометрами.

Рассмотрим причины, вызывающие изменение температуры газа в процессе дросселирования. Пусть в трубе 1 (рис. 4), одинаковой по всей длине по диаметру и идеально изолированной от теплопритока извне, установлена пористая пробка 2. До пробки 2 и после нее давления среды поддерживаются постоянными и равными соответственно  $p_1$  и  $p_2$ . Для того, чтобы переместить газ вдоль трубы, необходимо затратить работу. Предположим, что эта работа прикладывается к воображаемому поршню  $I$ , перемещающему газ по направлению к пористой пробке, В действительности таким поршнем служит сама рабочая среда, проталкиваемая по трубе, например, компрессором.

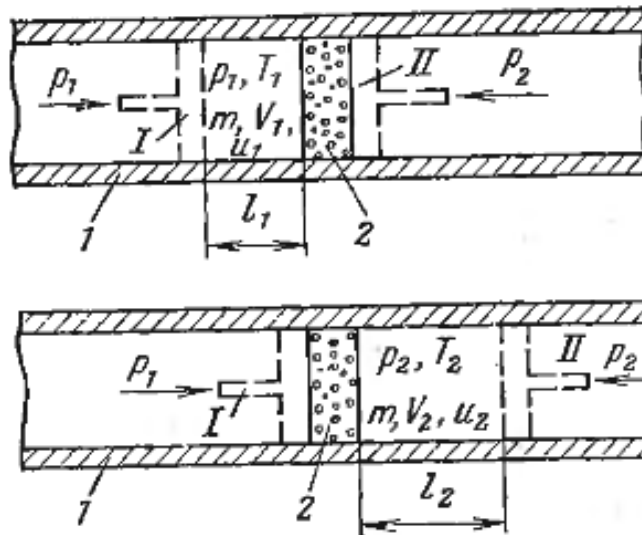


Рисунок 4 - Схема процесса дросселирования

Если поршень 1 переместить на расстояние  $l_1$ , то он протолкнет через пористую пробку массу газа  $m$ , имеющую объем  $V_1$ . При этом работа, отданная поршнем, будет равна:

$$L_1 = p_1 s l_1 = p_1 V_1 = p_1 m v_1 \quad (5)$$

где  $s$  — площадь поршня;  $v_1$  — удельный объем газа.

Газ, прошедший пористую пробку, переместит воображаемый поршень II на расстояние  $l_2$ . В процессе прохождения через препятствие давление газа снизится с  $p_1$  до  $p_2$ . При этом за пористой пробкой газ произведет работу, равную

$$L_2 = p_2 s l_2 = p_2 V_2 = p_2 m v_2 \quad (6)$$

где  $v_2$  — удельный объем газа, прошедшего пористую пробку.

Будем считать, что скорость потока до дроссельного устройства и после него одинакова и неизменна. Тогда по закону сохранения энергии можно записать уравнение

$$m u_1 + m p_1 v_1 = m u_2 + m p_2 v_2 \quad (7)$$

или для единицы массы газа

$$u_1 + p_1 v_1 = u_2 + p_2 v_2 \quad (8)$$

где  $u_1$  и  $u_2$  — соответственно внутренняя энергия газа до дросселирования и после него.

Из уравнения (8) получаем:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = p_1 v_1 - p_2 v_2 \quad (9)$$

Внутренняя энергия идеального газа не зависит от давления и объема, поэтому при дросселировании, как это следует из правой части уравнения (9),  $\Delta u = 0$ . Из уравнения (9) также получаем  $p_1 v_1 = p_2 v_2$ , т.е. работа, переданная

поршнем  $I$  газу до дросселирования, равна работе, отданной газом поршню  $II$  после дросселирования. Отсюда по закону Клапейрона следует, что температура идеального газа при дросселировании не меняется.

В отличие от идеальных газов, внутренняя энергия которых зависит только от температуры или, другими словами, от кинетической энергии молекул, в реальных газах внутренняя энергия складывается из двух составляющих: кинетической энергии отдельных молекул или их ассоциаций и потенциальной составляющей.

Потенциальная энергия связана с силами межмолекулярного взаимодействия. Эти силы обусловлены в основном электрическими факторами.

Простейшая молекула одноатомного газа представляет собой диполь, поэтому межмолекулярное взаимодействие носит сложный характер. Оно обуславливается как силами притяжения разноименных зарядов, так и силами отталкивания одноименных зарядов. То же самое происходит и с группами или ассоциациями молекул.

Расширение реального газа направлено против сил взаимного притяжения молекул и поэтому ведет всегда к уменьшению внутренней энергии, а, следовательно, и температуры. Но одновременно действуют и другие факторы.

Взаимное отталкивание молекул и расширение газа направлены в одну сторону. Оба фактора ведут к увеличению расстояния между молекулами газа и, следовательно, к уменьшению потенциальной энергии. Но силы отталкивания при расширении как бы ускоряют молекулы газа и поэтому потенциальная составляющая внутренней энергии, связанная с этими силами, переходит в кинетическую, что и ведет к повышению температуры.

Силы межмолекулярного взаимодействия зависят от расстояния между молекулами. Если расстояние между молекулами соизмеримо с размерами самих молекул, то преобладают силы отталкивания.

По мере увеличения расстояния силы отталкивания резко уменьшаются. Уменьшаются также и силы взаимного притяжения, но в значительно меньшей степени. Следовательно, с какого-то определенного момента, начинают преобладать силы взаимного притяжения молекул. При дальнейшем увеличении расстояния силы межмолекулярного взаимодействия уменьшаются настолько, что реальный газ практически не отличается от идеального.

Преобладание тех или иных сил межмолекулярного взаимодействия сказывается на конечном температурном эффекте дросселирования.

Если перед расширением газ находится в таком состоянии, что преобладают силы взаимного притяжения молекул, то в процессе дросселирования происходит понижение температуры; если преобладают силы отталкивания, то температура повышается.

Кроме рассмотренных выше факторов, на температурный эффект дросселирования оказывает влияние трение газа о каналы дроссельного устройства. Теплота трения полностью переходит в кинетическую составляющую внутренней энергии газа, что ведет также к повышению его температуры. Однако нагревание, связанное с трением потока, обычно невелико и не вносит решающего вклада в окончательный температурный эффект дросселирования.

Проведем оценку влияния реальности газа на температурный эффект дросселирования.

Приближенно свойства реальных газов могут быть описаны известным уравнением Ван-дер Ваальса.

$$\left(p + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT \quad (10)$$

В этом уравнении силы взаимного притяжения молекул учитываются поправкой  $a/v^2$ , а конечный объем молекул, пропорциональный силам отталкивания, — величиной  $b$ .

Величины  $a$  и  $b$  — постоянные, определяются из эксперимента и зависят только от природы вещества. При  $a=b=0$  уравнение Ван-дер-Ваальса превращается в уравнение Клапейрона для идеальных газов.

С помощью уравнения Ван-дер-Ваальса можно приближенно оценить, в каких случаях следует ожидать охлаждения или нагревания газа в процессе дросселирования [21]. Так, если силы взаимного притяжения между молекулами малы и ими можно пренебречь, то уравнение Ван-дер-Ваальса примет вид:

$$p(v - b) = RT \quad (11)$$

Подставив значение  $pv$  из (11) в (9), получим:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = p_1 v_1 - p_2 v_2 = R(T_1 - T_2) + b(p_2 - p_1) \quad (12)$$

Как показывают опыты, проведенные с реальными газами, во всех случаях при дросселировании изменение температуры значительно менее интенсивно, чем давления. Поэтому независимо от знака  $T_2 - T_1$  величина  $\Delta u$  будет положительна. Это означает, что в процессе дросселирования реального газа, у которого силы взаимного притяжения молекул невелики, внутренняя энергия  $u$ , а, следовательно, и температура  $T$  возрастают.

Поскольку расширение газа всегда уменьшает силы межмолекулярного взаимодействия, а, следовательно, и потенциальную энергию, то можно утверждать, что в рассмотренном выше случае произошло преобразование потенциальной энергии в кинетическую.

Если в уравнении Ван-дер-Ваальса пренебречь величиной  $b$  и провести аналогичные преобразования, как это было сделано в предыдущем случае, то получим:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = p_1 v_1 - p_2 v_2 = R(T_1 - T_2) + a\left(\frac{1}{v_2} - \frac{1}{v_1}\right) \quad (13)$$

Пренебрегая в первом приближении (независимо от знака  $\Delta T$ ) в правой части (13) первым слагаемым, находим, что  $\Delta u$  отрицательно. Следовательно, газ в процессе дросселирования охлаждается. В этом случае силы притяжения тормозят движение молекул при их удалении друг от друга. Таким образом, если силы притяжения между молекулами имеют большее значение, чем конечный объем молекул, то в процессе дросселирования наступает охлаждение газа.

В реальных случаях при дросселировании на эффект изменения температуры одновременно влияют как силы взаимного притяжения, так и силы взаимного отталкивания молекул. Следовательно, можно найти такие начальные условия ( $p, v$ ), когда оба рассмотренных фактора влияют на процесс дросселирования в одинаковой степени, но, естественно, с разным знаком. Отклонение от этих условий в ту или иную сторону приводит соответственно к повышению или понижению температуры в процессе дросселирования.

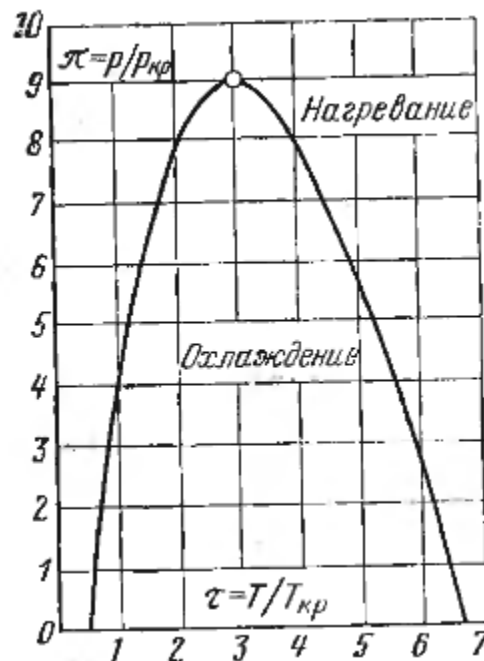


Рисунок 5 - График инверсионной кривой

Начальная температура, при которой меняется знак эффекта дросселирования, называется температурой инверсии. Выше этой температуры дросселирование сопровождается повышением температуры газа, ниже — соответственно понижением. Для газов при одном и том же давлении существуют две температуры инверсии: верхняя, которая

находится в области сравнительно более высоких температур, и нижняя, соответствующая, как правило, конденсированному состоянию.

Ориентировочно верхнюю температуру инверсии можно найти, подставив значение  $p_1$  из (10) в (9) и приняв газ в конце процесса расширения вследствие его большого объема за идеальный. Тогда после соответствующих преобразований получим:

$$T_1 \approx \frac{2a}{Rb} \quad (14)$$

откуда при известных коэффициентах  $a$  и  $b$ , а также газовой постоянной  $R$  определяется температура инверсии.

На рис. 5 показана в приведенных координатах инверсионная кривая для газов, подчиняющихся уравнению Ван-дер-Ваальса.

Внутренняя область, ограниченная кривой инверсии, соответствует охлаждению газов при дросселировании, наружная — нагреванию. Из графика легко определить по известным критическим параметрам ( $p_{кр}$ ,  $T_{кр}$ ) вещества (см. табл. 1), в каком диапазоне давлений и температур дросселирование приводит к понижению температуры.

Несмотря на то что изменение температуры газа с изменением давления при дросселировании невелико, этот процесс нашел из-за своей простоты широкое техническое применение. Так, используя дросселирование, К. Линде в 1895 г. построил первый промышленный ожижитель воздуха.

#### **4. Расширение газов с совершением внешней работы**

Направив сжатый газ подобно водяному пару высокого давления в турбину или цилиндр поршневой машины, получим в процессе его расширения работу. При этом газ сильно охлаждается. Изменение температуры в таком процессе существенно больше, чем в случае дросселирования при одинаковом перепаде давления.

Машины, предназначенные для расширения газа с отдачей работы, называются детандерами. Слово «детандер» происходит от французского *detente* - расширение.

Рассмотрим процесс расширения газа на примере идеального (без потерь) поршневого детандера. Детандер (рис. 6) состоит из цилиндра 1, поршня 2, впускного 3 и выпускного 4 клапанов. Работа  $l$  расширения газа передается поршню 2, от которого она может быть отведена дальше тем или иным способом.



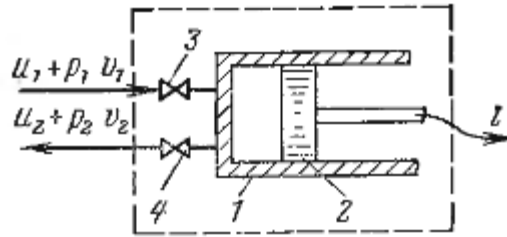


Рисунок 6 - Схема расширения газа в детандере

Процесс расширения происходит следующим образом. Когда поршень 2 находится в крайнем левом положении, открывается впускной клапан 3 и газ высокого давления начинает заполнять цилиндр. При этом поршень перемещается вправо. Работу  $p_1 v_1$  наполнения цилиндра совершает компрессор, проталкивая газ по трубопроводу к детандеру. После того, как в цилиндр детандера войдет определенная масса газа, клапан 3 закрывается. Вошедший газ расширяется, отдавая работу поршню.

Когда давление в цилиндре снизится с  $p_1$  до  $p_2$ , открывается выпускной клапан 4, а поршень начинает перемещаться справа налево, сообщая газу работу выталкивания, равную  $p_2 v_2$ .

Таким образом, поршню отдается работа  $p_1 v_1$  наполнения и работа расширения газа, а поршень в свою очередь совершает работу над газом, равную  $p_2 v_2$ .

Если отсутствует теплообмен с окружающей средой и если пренебречь изменением кинетической энергии газа аналогично тому, как это делалось при рассмотрении дросселирования, то для контура (см. рис. 6), ограниченного штриховой линией, можно составить следующее уравнение энергетического баланса:

$$u_1 + p_1 v_1 = u_2 + p_2 v_2 + l \quad (15)$$

или

$$\Delta u = u_2 - u_1 = p_1 v_1 - p_2 v_2 - l \quad (16)$$

где  $l$  - работа, отведенная от единицы массы расширяющегося газа. Сопоставив полученное уравнение (16) с (9), нетрудно заметить, что в последнем случае будет всегда со знаком минус, т. е. будет всегда происходить охлаждение газа. Действительно, работа  $l$  по абсолютной величине больше нуля, а из (16) следует, что и при равенстве  $p_1 v_1$  и  $p_2 v_2$  значение  $\Delta u < 0$ . Значит, и расширение идеального газа с отдачей внешней работы приведет к его охлаждению.

Температуру  $T_2$  в конце процесса расширения для рассмотренных выше условий можно легко определить, используя уравнение адиабаты

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k = idem \quad (17)$$

и уравнение Клапейрона

$$pv=RT. \quad (18)$$

Подставив значение  $v$  из (18) в (17), для начальных и конечных условий процесса получим:

$$T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (19)$$

Аналогичным образом можно вычислить температуру в конце адиабатного расширения реального газа. Но так как уравнение состояния реального газа более сложно, чем (18), то и выражение для  $T_2$  будет более громоздким. Обычно для вычисления  $T_2$  пользуются таблицами или диаграммами состояния реального газа, откуда по известным  $p_1$ ,  $v_1$ ,  $p_2$  и  $s_1=s_2$  легко определить все параметры в конце процесса расширения.

Сопоставим эффекты понижения температуры воздуха при его дросселировании и расширении в детандере. Пусть воздух перед расширением имеет  $p_1=20$  МПа,  $T_1=300$  К, после расширения  $p_2=0,5$  МПа. Процесс расширения в обоих случаях происходит без теплообмена с окружающей средой.

Используя  $T$ ,  $s$ -диаграмму состояния воздуха [13], получаем, что в случае дросселирования конечная температура  $T_2$  составит 267 К, а при расширении в детандере—100 К.

Таким образом, применив детандер вместо дросселя, можно получить существенно более низкую при прочих равных условиях температуру, чем в случае дросселирования. Однако этот теоретически весьма эффективный и на первый взгляд простой способ понижения температуры оказался чрезвычайно трудно реализовать на практике.

Первые поршневые воздушные машины для получения низких температур были построены в 1840—1850 гг. [1]. Но более существенного по сравнению с другими известными способами понижения температуры достигнуть в них тогда не удалось. Этому препятствовал ряд технических трудностей, о которых рассказывается ниже.

В 1857 г. Сименс предложил оригинальную схему ожижения с использованием поршневого детандера. Эта схема (рис. 7) заслуживает более подробного рассмотрения. Сжатый газ по центральной трубе 1 поступает в цилиндр поршневого детандера 2, расширяется с отдачей работы на поршень, охлаждается и идет по трубе 3 противотоком прямому потоку.

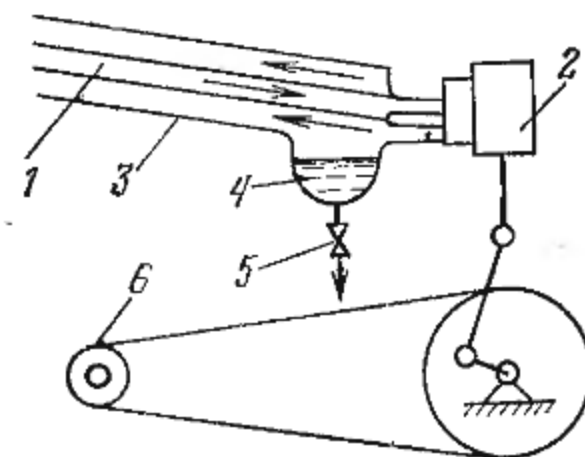


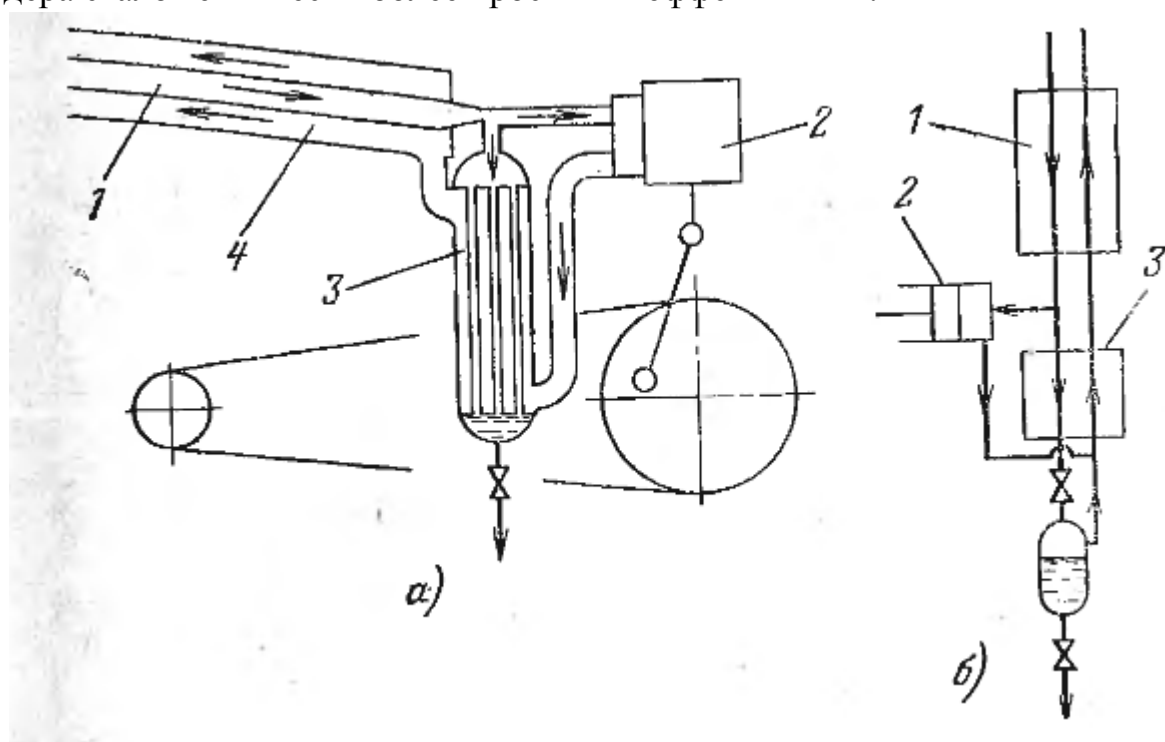
Рисунок 7 - Схема ожижителя Сименса

Сконденсировавшаяся часть собирается в отделителе жидкости 4, откуда может быть слита через вентиль 5. Обратный поток служит для охлаждения сжатого газа, поступающего в цилиндр машины. Работа, получаемая при расширении, используется для привода электрогенератора 6.

В схеме Сименса сочетаются две блестящие идеи: применение машины (пневмодвигателя) для производства холода и использование полученного холода для понижения температуры поступающего газа. И все же Сименсу не удалось понизить температуру воздуха настолько, чтобы произошла его конденсация.

Казалось, технические трудности, возникающие на пути использования детандера, делают его применение бесперспективным. Вот что писал по этому поводу в 1896 г. известный ученый, построивший первый в мире промышленный ожижитель воздуха, профессор Мюнхенского университета К. Линде: «Практическое осуществление этого процесса (теоретически неоспоримого) является сомнительным по следующим причинам. Предположим, что в этом процессе был бы применен атмосферный воздух при той температуре, которая нужна для его ожижения; при этой температуре все вещества, содержащиеся в воздухе в качестве примесей: вода, двуокись углерода и т. п., так же, как и остатки применяемых смазывающих материалов, перешли бы в твердое состояние. В этих условиях стала бы невозможной работа цилиндра расширения и его распределительных механизмов. Те лица, которым приходилось работать при таких низких температурах, знают по опыту, насколько трудно в этих условиях управление даже простым вентилем. Вместе с тем было бы чрезвычайно трудно или даже невозможно защитить с необходимой для этих низких температур тщательностью как сам цилиндр расширения, так и его механизмы от влияния внешнего тепла, и, следовательно, этот способ совершенно не-пригоден для достижения этих низких температур» [11].

Не прошло и шести лет после такого категоричного высказывания, как воздух стали оживать в промышленных масштабах в установках с использованием детандера. Впервые это осуществил в 1902 г. Ж. Клод. После ряда лет поисков ему удалось достаточно полно очистить воздух от примесей воды и двуокиси углерода. Оказалось также, что поршень в цилиндре можно эффективно уплотнять с помощью специальных манжет из обезжиренной кожи, которая при низких температурах не затвердевает и не требует смазки. Теплоприток из окружающей среды оказался не столь существенным, как предполагал Линде, и не мог решающим образом повлиять на эффективность детандера. Клоду удалось также весьма удачно видоизменить схему Сименса, и получение жидкого воздуха в установке с использованием поршневого детандера стало технически более простым и эффективным.



**Рисунок 8 - Использование поршневого детандера в охладителе Клода**  
 а) – оживание воздуха под давлением, б) – оживание воздуха с использованием детандера и эффекта Джоуля – Томсона

Схема установки Клода показана на рис. 8,а. Сжатый воздух проходит по внутренней трубе 1, охлаждается обратным потоком и поступает в детандер 2. Расширенный и охлажденный до еще более низкой температуры воздух поступает в межтрубное пространство теплообменника 3, где нагревается, охлаждая воздух и трубки, и идет противотоком по кольцевому зазору, образованному трубами 1 и 4. В трубках теплообменника 3 воздух находится под давлением прямого потока. Если это давление не превышает критическое, то в общем случае, чем оно выше, тем при более высокой температуре будет происходить конденсация. Поэтому по схеме Клода не обязательно было доводить воздух до состояния конденсации уже в

цилиндре детандера. В детандере достаточно было получить такую температуру, при которой могла бы произойти конденсация воздуха, находящегося в трубках под повышенным давлением.

С целью улучшения условий работы поршневого детандера Ж. Клод подверг схему дальнейшему усовершенствованию. Его новая схема (рис. 8,б) сочетала в себе уже два способа охлаждения: расширение в детандере и дросселирование. Эта схема оказалась настолько удачной, что ее стали успешно применять не только для ожижения воздуха, но и с небольшими изменениями (с использованием дополнительного охлаждения прямого потока) для ожижения других газов, таких как, например, водород, гелий и т. д.

В новой схеме Клода (рис. 8,б) прямой поток проходит теплообменник 1 и делится, как и в предыдущем случае (рис. 8,а), на две части. Одна поступает в детандер 2 охлаждается при расширении и идет противотоком в теплообменники 3 и 1. Другая часть прямого потока проходит теплообменник 3, где дополнительно охлаждается, и поступает на дросселирование. При дросселировании давление и температура воздуха понижаются и происходит его конденсация. Теперь в детандере не обязательно получать даже такую температуру, которая обеспечила бы конденсацию прямого потока в теплообменнике 3. Другими словами, в теплообменнике 3 теперь не обязательно добиваться конденсации воздуха прямого потока, а необходимо только охладить его до такой температуры, чтобы при последующем дросселировании наступила конденсация.

Так, остроумно используя сочетание различных способов охлаждения, Ж. Клоду удалось построить высокоэффективную схему ожижения.

Из рассмотрения схем на рис. 8 становится ясной важность включения противоточного теплообменника. Роль теплообменных аппаратов в схемах криогенных установок весьма велика, и этот вопрос мы специально рассмотрим в § 7.

Интересно отметить, что идея использования турбины для охлаждения газа, высказанная еще в 1898 г. Рэлеем и Труппом, была реализована только в 30-х годах нашего столетия. Наиболее удачный турбодетандер разработал в 1938 г. академик П. Л. Капица [1, 13, 17].

## **5. Охлаждение газов при истечении из постоянного объема**

В декабре 1877 г. С. Канете проводил опыты по ожижению ацетилена. Этот газ он выбрал, вероятно, потому, что ацетилен мог быть сравнительно легко ожижен известными к тому времени способами. Критическая температура ацетилена равна  $+37^{\circ}\text{C}$ . Поэтому для его ожижения даже при температуре окружающей среды достаточно было повысить давление всего до 6,8 МПа.

Задача Канете состояла в том, чтобы многократно повторить опыты с одной и той же порцией газа.

Для этой цели он разработал экспериментальную установку (рис. 9,а), аналогичную тем, которые использовались его предшественниками. Установка состояла из гидравлического пресса соединенного с помощью трубопровода 2 с толстостенной стеклянной трубкой 3, запаянной с одного конца. Внутренняя полость трубки заполнялась исследуемым газом; снаружи трубка могла охлаждаться смесью 5.

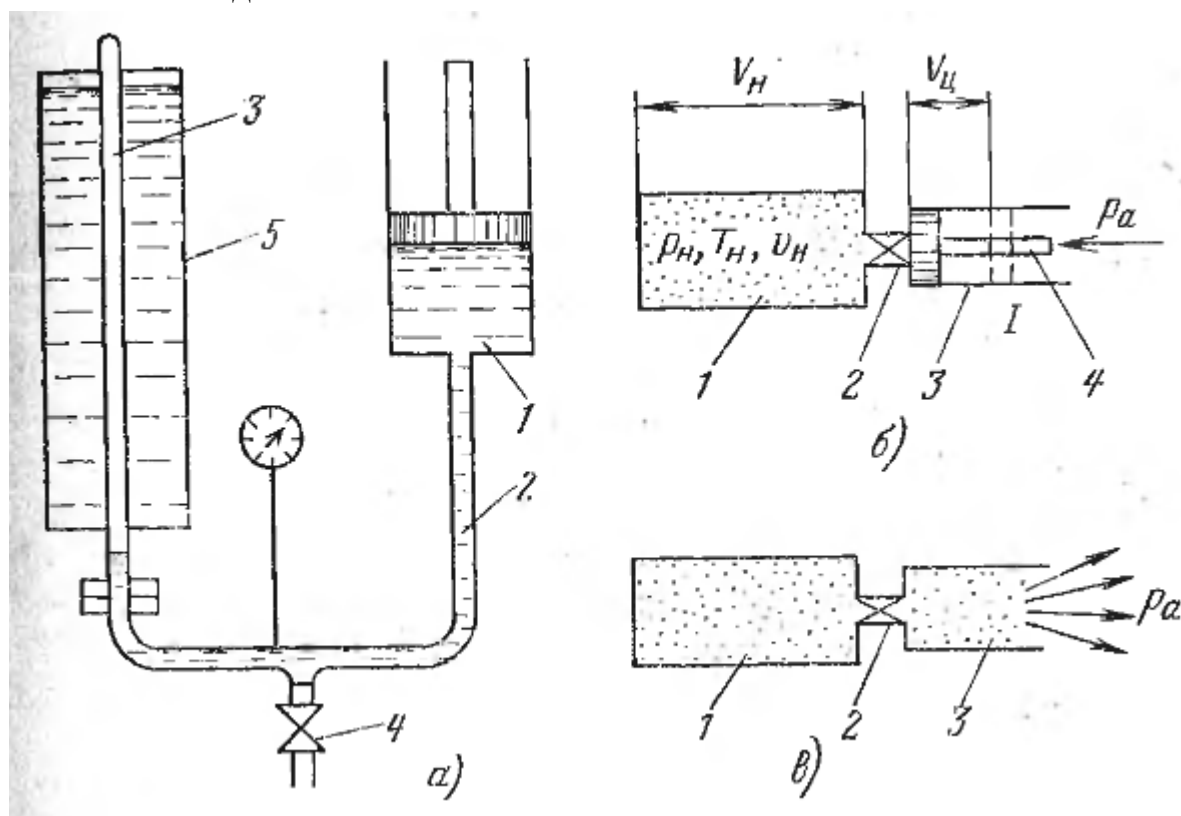


Рисунок 9 - Принципиальная схема аппарата Кайете

Для того чтобы вернуть сжатый газ в исходное состояние, в схеме был предусмотрен кран 4, позволяющий выпускать из системы часть жидкости, с помощью которой производилось сжатие.

В одном из экспериментов, когда давление в системе не достигло еще значения, достаточного для ожижения ацетилена, случайно был открыт кран 4. При этом давление резко понизилось, и Канете успел заметить помутнение содержимого трубки 3. Сначала он предположил, что на стенке трубки сконденсировались примеси влаги или какого-то другого вещества, находящегося в ацетилене. После повторения опыта с заведомо чистым газом было однозначно установлено, что в процессе резкого расширения ацетилена наступает сильное охлаждение, приводящее к его конденсации.

Так был обнаружен весьма эффективный способ охлаждения, представляющий собой расширение газа в процессе его истечения из сосуда постоянного объема. Канете применил этот способ для ожижения газов,

считавшихся в то время «постоянными». Результаты не замедлили сказаться. Первыми были ожижены метан, окись углерода и кислород. Затем ожижению подвергся и азот.

Рассмотрим теперь несколько подробнее причину, вызывающую охлаждение газов при их истечении из сосудов постоянного объема. Для этой цели установку Кайете изобразим в несколько ином виде. Стеклянную трубку заменим сосудом 1 (рис. 9,6), в котором находится сжатый газ с начальными параметрами  $p_n, v_n, T_n$ . Этот сосуд соединим с помощью вентиля 2 с цилиндром 3, в котором поддерживается поршнем 4 постоянное давление  $p_a$ , равное атмосферному.

Если открыть вентиль 2, то газ в сосуде 1 будет расширяться до тех пор, пока давление  $p_n$  не станет равным  $p_a$ . При этом газ, вытекающий из сосуда в цилиндр, перетолкнет поршень вправо. Пусть поршень остановится в положении I, отмеченном штриховыми линиями. Объем, занятый газом в конце расширения, будет равен:

$$V_k = V_H + V_{Ц} \quad (20)$$

В процессе расширения газ совершит работу, которую можно определить из уравнения

$$L = p_a (V_K - V_H) \quad (21)$$

Если отсутствует теплообмен с окружающей средой, то совершаемая газом работа осуществляется за счет уменьшения его внутренней энергии. Поэтому для случая, когда температура в рассматриваемой системе (сосуд — цилиндр) после расширения по истечении некоторого времени выровняется, можно записать для 1 кг массы газа следующее уравнение:

$$u_k - u_H = p_a (V_K - V_H) \quad (22)$$

Заменив внутреннюю энергию через энтальпию по уравнению

$$i = u + pV \quad (23)$$

получим:

$$\Delta i = i_H - i_k = p_H V_H \left(1 - \frac{p_a}{p_H}\right) \quad (24)$$

Уравнение (24) справедливо для любого газа и описывает эффект охлаждения всей массы вещества в рассмотренном процессе.

Пользуясь таблицами или диаграммами состояния реальных веществ, можно легко определить из (24) изменение энтальпии, а, следовательно, и температуры.

Для идеального газа, заменив  $p_k v_n$  на  $RT_n$  и подставив в (24) вместо  $\Delta i$  произведение  $c_p \Delta T$  получим:

$$\Delta T = T_H - T_k = \frac{k-1}{k} T_H \left(1 - \frac{p_a}{p_H}\right) \quad (25)$$

Если расширение производилось не до атмосферного давления, а до какого-либо произвольного конечного давления  $p_k$  то и уравнениях (24) и (25)  $p_a$  следует заменить на  $p_k$ .

Мы рассмотрели процесс, в котором после расширения установилось равновесное состояние во всей массе газа. В течение процесса расширения, который происходит довольно быстро и поэтому иногда называется выхлопом, изменение температуры в сосуде и цилиндре идет неодинаково. Действительно, в момент открывания вентиля 2 в цилиндр выталкивается первая бесконечно малая порция газа с температурой, близкой к  $T_H$ . Освободившееся в результате выхода первой порции газа место в сосуде занимает оставшийся в нем газ. При этом он расширяется и его температура понижается. Это расширение происходит с совершением работы по выталкиванию выходящего из сосуда газа. Поэтому каждая последующая порция, поступающая из сосуда в цилиндр, будет иметь более низкую температуру, чем предыдущая. И только самая последняя порция поступит в цилиндр практически с температурой газа, оставшегося в сосуде. Эта температура — наинизшая температура  $T'_k$  процесса. Поскольку в цилиндр поступали порции газа с различной температурой, то в конце процесса в нем образуется смесь с температурой  $T_{см}$ , значительно большей  $T'_k$ . А весь газ, оставшийся в сосуде будет иметь температуру  $T'_k$ , которую для адиабатных условий проведения процесса можно определить по уравнению (19).

Разумеется, если смешать газ, оставшийся в сосуду с тем, который поступил в цилиндр, то получим эффект, описываемый уравнениями (24) и (25).

Если теперь исключить из системы поршень (рис. 9,в), то легко можно увидеть, что газ, находящийся в сосуде 1, будет вести себя при расширении точно так же, как и в случае с поршнем. Другими словами, газу в сосуде 1 «безразлично», имеется ли в цилиндре поршень с противодействием  $p_a$  или находится какая-либо другая среда с тем же противодействием.

Теперь становится понятным, что Канете сначала случайно, а затем и сознательно использовал один из самых эффективных способов охлаждения.

Простота и эффективность этого способа позволили позже Ф. Симону использовать его для ожижения наиболее трудно ожижаемого газа — гелия. Такой ожижитель был построен им в 1932 г., а с 1958 г. этот способ охлаждения нашел также применение в широко известных криогенных установках [17], называемых машинами Гиффорда — Мак-Магона.

Об этих установках можно прочитать в [13, 17].



## 6. Другие способы получения низких температур

В предыдущих разделах мы рассмотрели способы получения низких температур, которые нашли наиболее широкое применение в холодильной и криогенной технике. Но имеются еще и другие пути снижения температуры, реализуемые по тем или иным причинам или только в лабораторных условиях, или в сравнительно небольших масштабах в промышленности. Вот некоторый из них.

В 1834 г. Ж. Пельтье установил, что при пропускании электрического тока через контур, состоящий из двух спаянных между собой по концам разнородных проводников, один из спаев охлаждается, а другой нагревается. Следовательно, на одном из спаев можно получить температуру ниже температуры окружающей среды. На этом принципе работают термоэлектрические холодильники. Широкого технического применения термоэлектрическое охлаждение пока не получило из-за низкого к. п. д. процесса. Чаще всего оно используется в небольших кондиционерах для помещений; значительно реже — для домашних холодильников и других целей.

Эттингсхаузен открыл в 1886 г. эффект термомагнитного охлаждения, который заключается в следующем.

Если через проводник (рис. 10), размещенный в постоянном магнитном поле, пропустить электрический ток в направлении, перпендикулярном магнитным силовым линиям, то в третьем перпендикулярном направлении в проводнике возникает градиент температур.

Наилучший проводник, на котором получен максимальный градиент температур, представляет собой сплав, состоящий из 97% Вi и 3% Sb. Теоретически на таком проводнике при  $T=77$  К можно получить  $\Delta T=9-12$  К при напряженности магнитного поля примерно  $10^6$  А/м.

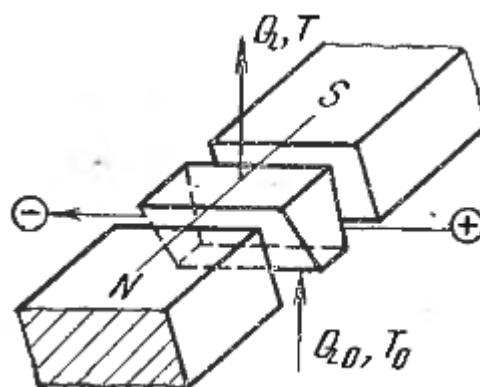


Рисунок 10 - Принципиальная схема термомагнитного охлаждения

Охлаждающие устройства, основанные на термомагнитном эффекте, также не получили пока широкого применения из-за низкого к. п. д. Но они

подкупают своей простотой и надежностью в работе, что в ряде случаев может оказаться решающим фактором при выборе способа охлаждения.

Чрезвычайно низкую температуру можно получить, используя охлаждение, возникающее при растворении жидкого  $^3\text{He}$  в  $^4\text{He}$ . Этот эффект был открыт в 1951 г. Лондоном. С помощью рефрижераторов, использующих растворение  $^3\text{He}$  в  $^4\text{He}$ , удается получать температуру вплоть до 0,003 К. Однако начальная температура процесса не должна превышать 0,7 К. Наиболее удачный непрерывно действующий рефрижератор был разработан в 1965 г. Б. С. Негановым и др. [12, 13], а рекорд в достижении этим методом наинизшей температуры (0,003 К) принадлежит В. П. Пешкову [12].

Еще более низкие температуры получают в лабораторных условиях методом адиабатного размагничивания парамагнитных солей. Этот метод был разработан в 1926 г. независимо друг от друга В. Джиоком и П. Дебаем. Его сущность состоит в следующем. Ионы парамагнитных солей можно рассматривать как элементарные магнитик, хаотически расположенные относительно друг друга. При наложении магнитного поля большая часть ионов соли ориентируется вдоль магнитных силовых линий, что приводит к их упорядочению. Это упорядочение (снижение энтропии) идет с выделением теплоты, которую необходимо отводить в процессе намагничивания. Аналогом этого процесса служит изотермическое сжатие газа в компрессоре. Намагничивание осуществляется при температурах 1 — 1,5 К.

Если теперь для соли создать адиабатные условия и снять магнитное поле, то образец сильно охладится. Аналогом процесса адиабатного размагничивания служит расширение газа в детандере.

Наинизшая температура, полученная способом адиабатного размагничивания, составляет 0,001 К. Но и эта температура—не предел, достигнутый в лабораторных условиях. С помощью ядерного размагничивания достигнута кратковременно существующая температура 0,0000012 К. Идея понижения температуры при ядерном размагничивании была высказана К- Гортером и независимо от него Н. Кюрти и Ф. Симоном в 1931 г. В 1955 г. Кюрти осуществил эту идею на практике.

Некоторые элементы, такие как медь, кобальт и др. имеют существенный ядерный магнитный момент. Этот момент меньше, чем у ионов парамагнитных солей, примерно в 2000 раз. Поэтому малейшее тепловое движение нарушает ориентацию в магнитном поле ядерных осей вращения. В связи с этим ядерное намагничивание удаётся производить только при температурах, значительно меньших, чем 1 К. Обычно исходная температура при ядерном намагничивании (размагничивании) равна 0,01 К. Такую низкую начальную температуру можно получить, например, размагничиванием парамагнитных солей. Следовательно, для того, чтобы

получить понижение температуры в рассмотренных последних процессах, необходимо каким-либо другим способом обеспечить крайне низкую исходную (начальную) температуру. Так, для растворения  ${}^3\text{He}$  в  ${}^4\text{He}$  для размагничивания требуется исходная температура на 1—1,5 К выше абсолютного нуля. При ядерном размагничивании исходная температура лежит еще ниже и составляет 0,01 К. Конечно, такие низкие температуры не нашли еще промышленного применения, да и получить их удастся далеко не в каждой лаборатории, но они представляют огромный интерес для различного рода физических исследований.

Кроме этих способов получения низких температур имеются и такие, как десорбционное охлаждение, охлаждение, основанное на эффекте Номеранчука, намагничивание сверхпроводников. Они также используются пока редко даже в лабораторной практике. Желающих с ними познакомиться мы отошлем к специальной литературе [1, 12, 17].

В последнее время в холодильной технике все чаще начинают применяться вихревые трубы, в которых охлаждение газов основано на эффекте, открытом Ж. Ранком в 1931 г. Этот способ получения низких температур и перспективы его использования подробно рассмотрены в популярной книге А.В. Мартынова и В. М. Бродянского [14], к которой мы и отсылаем читателей, интересующихся вихревым эффектом.

Рассмотренные способы понижения температуры относятся к внутреннему охлаждению рабочего тела. Понижение температуры при их осуществлении вызвано изменением (уменьшением) таких параметров, как, например, давление или напряженность магнитного поля. При этом происходит как бы самоохлаждение рабочего тела.

Понизить температуру рабочего тела можно также отводом от него теплоты к среде, имеющей более низкую температуру. Так, например, осуществляется охлаждение водой сжатого воздуха в холодильниках после компрессора, охлаждение горячих деталей в воде или масле при их закаливании. Однако среды, к которой можно было бы отвести тепловой поток при достаточно низких температурах в естественных наземных условиях, не существует. Выход находят, создавая ее искусственным путем, используя один из методов внутреннего охлаждения. Так, например, одно из рабочих тел, подвергшихся внутреннему охлаждению, можно использовать для внешнего охлаждения другого рабочего тела.

Внешнее охлаждение чаще всего реализуется двумя способами: каскадным способом понижения температуры и регенеративным теплообменом.

## 7. Использование каскадного охлаждения и регенеративного теплообмена в процессах получения низких температур

Достигнуть желаемой низкой температуры, особенно криогенной, обычно непосредственно не удастся ни одним из рассмотренных выше способов, если ее исходное значение находилось на уровне температуры  $T_{o.c.}$  окружающей среды. При такой высокой стартовой температуре охлаждение или в принципе невозможно (например, адиабатическое размагничивание, дросселирование газов, обладающих при  $T_{o.c.}$  отрицательным дроссель-эффектом), или крайне неэффективно по технико-экономическим соображениям. Так, если бы мы захотели использовать дросселирование для охлаждения водорода или гелия при начальной температуре  $T_{o.c.}$ , то получили бы обратный эффект, т. е. нагревание этих газов.

Получение криотемператур при расширении водорода или гелия в детандере от начальной температуры  $T_{o.c.}$ ; теоретически возможно, но неэффективно по технико-экономическим соображениям, поскольку требует высокого исходного давления, трудно реализуемого на практике.

Оказывается, выгодно получать низкие температуры чаще всего путем сочетания внутреннего охлаждения с внешним. Целью внешнего охлаждения в этом случае является понижение начальной температуры рабочего тела перед его внутренним охлаждением.

Внешним охлаждением пользовались еще во времена Лавуазье и Ломоносова, однако по-настоящему широкое применение оно получило благодаря работе швейцарского ученого Р. Пикте.

На заседании французской академии наук в декабре 1877 г. одновременно с результатами работы Кайете по ожижению кислорода было доложено и об успехах Пикте в этой области.

Пикте в отличие от французского ученого использовал каскадный способ ожижения кислорода, который состоит в следующем. Сравнительно легко ожижаемый при  $T_{o.c.}$  газ используется в ожиженном состоянии при пониженном давлении, а, следовательно, (см. § 1), и более низкой температуре для охлаждения и конденсации другого газа, который не может быть ожижен при  $T_{o.c.}$  Этот второй сконденсированный газ аналогичным путем используется для ожижения еще более трудно конденсируемого газа и т. д.

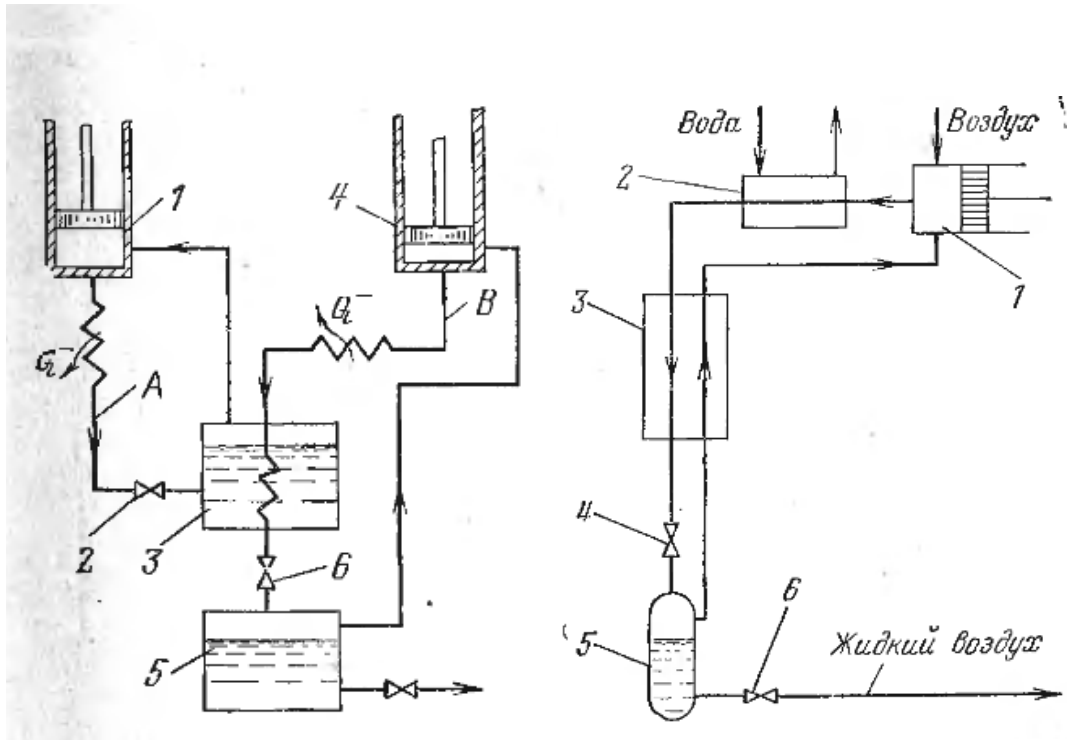


Рисунок 1 - Схема каскадного ожижения газов

Рисунок 11 – Схема Линде

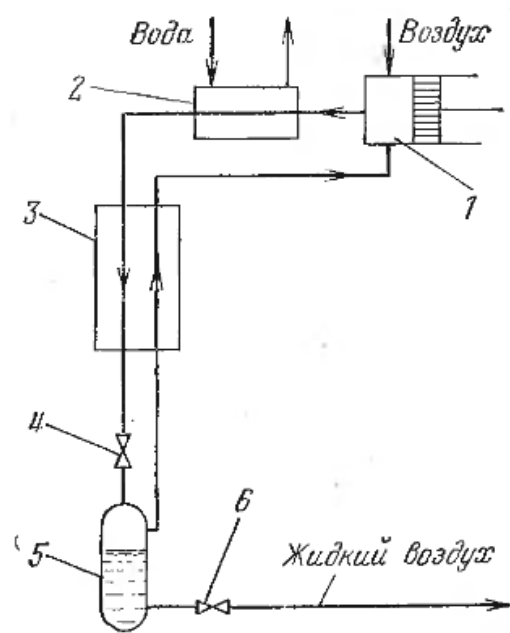


Рисунок 12 – Схема каскадного ожижения газов

Принципиальная схема двухступенчатого каскадного охлаждения показана на рис. 11. Газ А сжимается в компрессоре 1 и ожижается при температуре, близкой к  $T_{o.c.}$  Охлаждение до  $T_{o.c.}$  обычно осуществляется водой или воздухом. Далее через расширительный вентиль 2 ожиженный газ попадает в сосуд 3, в котором поддерживается более низкое давление, например давление всасывания компрессора 1, и температура жидкости становится ниже  $T_{o.c.}$

Газ В, сжатый в компрессоре 4, проходит по змеевику через сосуд 3, охлаждается, конденсируется при температуре  $T < T_{o.c.}$  и собирается в сборнике 5. При прохождении через дроссельный вентиль 6 снижается давление и соответственно температура жидкости. Таким образом, температура жидкости в сосуде 5 становится ниже, чем в сосуде 3. Для достижения еще более низкой температуры количество ступеней каскадов можно увеличить.

В своих опытах по ожижению кислорода Пикте использовал для предварительного охлаждения сжатого газа двухкаскадную установку, работающую соответственно на сернистом газе и двуокиси углерода.

Позже каскадный метод охлаждения был значительно усовершенствован работами Камерлинг-Оннеса и Дьюара. В частности, использовав принцип предварительного каскадного охлаждения, Дьюар в 1898 г. впервые ожижил водород, а Камерлинг-Оннес в 1908 г. впервые ожижил гелий.

Каскадный способ ожижения газов в сочетании с другими способами широко используется и в настоящее время. Его главное преимущество заключается в простоте и надежности. Эта надежность обусловлена отсутствием (в схемах без детандеров) движущихся деталей, работающих при низких температурах.

Регенеративный теплообмен занимает особое место в процессах получения низких температур. С его ролью мы уже познакомились при рассмотрении ожижителя Сименса. В этой схеме (см. рис. 7) обратный поток служит для предварительного охлаждения следующих порций газа, поступающих в детандер. Охлаждение производится в противоточном теплообменнике. Таким образом, начальная температура перед расширением газа в детандере (внутренним охлаждением) может быть понижена вплоть до конденсации прямого потока, что и использовал Ж. Клод в одной из своих первых установок.

Используя регенеративный теплообмен, К. Линде, как уже упоминалось, построил в 1895 г. первый промышленный ожижитель воздуха, в котором внутреннее охлаждение осуществлялось дросселированием. Схема этой установки показана на рис. 12. Сжатый до давления 20 МПа в компрессоре 1 воздух охлаждается сначала в холодильнике 2 водой, а затем обратным потоком в теплообменнике 3.

При прохождении через дроссельный вентиль 4 часть потока обижается и собирается в сборнике 5, откуда через сливной вентиль в отводится к потребителю. Неожигенная часть воздуха направляется в теплообменник 3 для охлаждения прямого потока.

Пусковой период осуществляется следующим образом. Первые порции сжатого в компрессоре воздуха поступают на дроссельный вентиль при температуре окружающей среды  $T_{o.c.}$  В процессе дросселирования

температура воздуха понижается. Однако этого понижения еще недостаточно для ожижения воздуха, и поэтому охлажденный поток целиком направляется в теплообменник. Следующие порции воздуха прямого потока, поступающие на дроссельный вентиль, будут уже охлаждены в теплообменнике 3 обратным потоком и при дросселировании охладятся до более низкой температуры и т. д.

Охлаждение будет продолжаться до тех пор, пока температура прямого потока не снизится до значения, достаточного для того, чтобы при дросселировании образовывалась парожидкостная смесь. После этого начинается накопление жидкости в сборнике 5.

Сочетанием регенеративного теплообмена с внутренним охлаждением можно технически просто осуществить процесс ожижения любого газа.

Понятно, что регенеративный теплообмен в таких установках был бы невозможен без осуществления внутреннего охлаждения, поскольку не было бы источника холодного потока, понижающего температуру газа, поступающего на ожижение. Но возможности регенеративного теплообмена также ограничены. Дело в том, что сжатый охлаждаемый газ имеет почти всегда более высокую теплоемкость, чем обратный расширенный (охлаждающий) поток.

В процессе теплообмена от охлаждаемого потока от-водится количество теплоты, равное

$$Q_{np} = m_{np} C_p^{np} \Delta T_{np} \quad (26)$$

где  $m_{np}$ ,  $C_p^{np}$  — соответственно масса и теплоемкость прямого потока;  $\Delta T_{np}$  — изменение температуры прямого потока при прохождении через теплообменник\*

Это количество теплоты  $Q_{np}$  воспринимается обратным потоком, что и приводит к его нагреванию:

$$Q_{обр} = m_{обр} C_p^{обр} \Delta T_{обр} \quad (27)$$

где  $m_{обр}$ ,  $C_p^{обр}$  — масса и теплоемкость обратного потока;  $\Delta T_{обр}$  — изменение температуры обратного потока при прохождении через теплообменник.

Так как  $Q_{np} = Q_{обр}$  можно записать:

$$m_{np} C_p^{np} \Delta T_{np} = m_{обр} C_p^{обр} \Delta T_{обр} \quad (28)$$

Поскольку для газов, используемых в криогенной технике, как правило,  $C_p^{np} > C_p^{обр}$ , то из уравнения (28) при равенстве масс прямого и обратного потоков получаем, что  $\Delta T_{np} < \Delta T_{обр}$ .

Следовательно, выходящий из теплообменника газ прямого потока будет всегда иметь более высокую температуру, чем входящий в него обратный поток. Другими словами, при регенерации прямой поток не

достигает той минимальной температуры, которую имеет обратный поток. Неравенство в изменении температур прямого и обратного потоков увеличивается в еще большей степени при ожигении газов. Действительно, в случае ожигения части прямого потока и вывода из системы продукта в виде жидкости через теплообменник пойдет обратным потоком только оставшаяся неожиженная часть. При этом  $t_{обр} < t_{пр}$ , что наряду с неодинаковыми теплоемкостями потоков приведет к еще большим различиям в  $\Delta T$ .

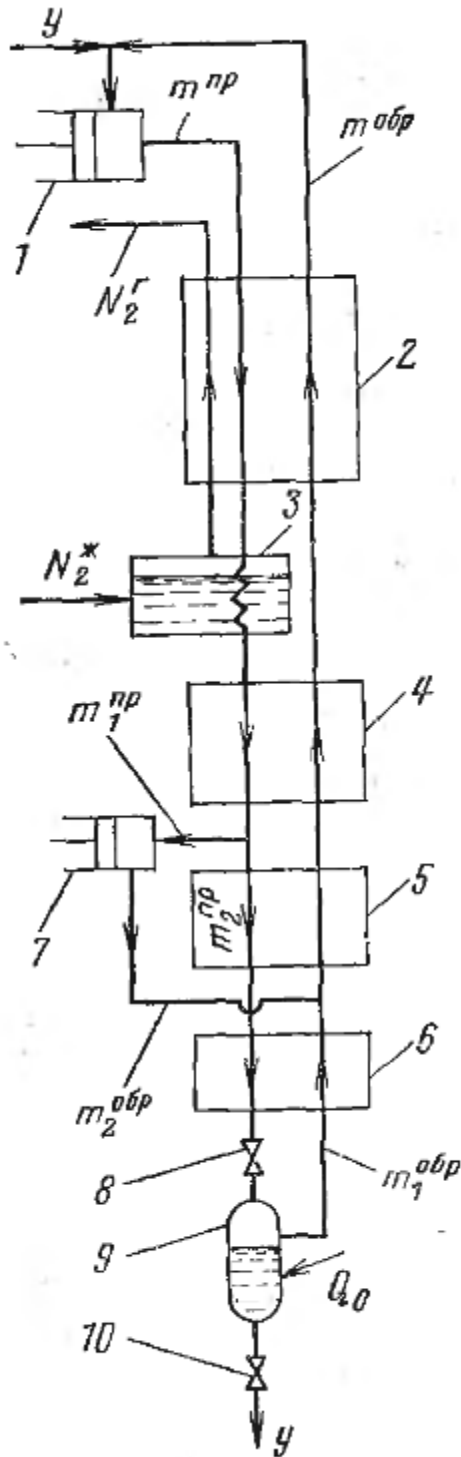


Рисунок 13 - Принципиальная схема гелиевого ожигителя



По этим причинам одной регенерации часто бывает недостаточно, чтобы понизить температуру прямого потока до нужного значения перед его расширением (внутренним охлаждением). Тогда наряду с регенерацией прибегают к дополнительному (промежуточному) охлаждению прямого потока. Оно производится чаще всего или посторонним источником холода, или расширением и, следовательно, охлаждением части прямого потока с использованием полученного холода для понижения температуры оставшейся части. Необходимо помнить, что посторонний источник холода в свою очередь создаётся с применением какого-либо способа внутреннего охлаждения.

Наилучшей иллюстрацией применения способов внутреннего и внешнего охлаждения в реальных установках служит принципиальная схема гелиевого ожижителя, предложенная П. Л. Капицей в 1934 г. Эта схема показана на рис. 13. Гелий, сжатый в компрессоре 1 поступает в теплообменник 2, где охлаждается, отдавая теплоту обратным потокам. Дополнительное охлаждение прямого потока производится в аппарате 3, в котором теплота от прямого потока отводится к кипящему жидкому азоту, подаваемому из отдельно расположенной криогенной системы.

В теплообменнике 4 охлаждение прямого потока осуществляется только обратным потоком.

Второе дополнительное охлаждение реализуется в теплообменнике 5, где к обратному потоку  $m_{1обр}$  присоединяется масса  $m_{2обр}$ , отведенная через детандер 7 из прямого потока. При расширении газа в детандере происходит его внутреннее охлаждение, и потоки  $m_{2обр}$  и  $m_{1обр}$  соединяются перед поступлением в теплообменник 5. В этом теплообменнике благодаря отводу части прямого потока на детандер достигается превышение массы обратного потока над прямым. Это компенсирует большую  $C_p^{np}$ , и следовательно, можно получить в теплообменнике 5  $\Delta T_{np} > \Delta T_{обр}$ . Таким образом, используя внутреннее охлаждение части  $m_{1np}$  газа, в детандере удастся получить холод, используемый для дополнительного понижения температуры оставшейся части прямого потока.

Дальнейшее внешнее охлаждение прямого потока происходит и теплообменнике 6. После этого теплообменника через вентиль 8 гелий поступает на дросселирование, в процессе которого происходит его дальнейшее (теперь внутреннее) охлаждение и частичная конденсация.

Жидкость в количестве  $u$  отводится из сборника 9 через сливной вентиль 10; отведенная масса гелия компенсируется дополнительной подачей такого же количества газа на всасывание в компрессор. Так осуществляется ожижение гелия. Существуют и более сложные схемы, но принципы понижения температуры рабочего тела остаются одинаковыми.

По такому же принципу работают и низкотемпературные рефрижераторы—установки, предназначенные для отвода теплоты от

охлаждаемого или термостатируемого объекта. Их основное отличие от ожижителей заключается в том, что в рефрижераторах нет вывода из системы сконденсированного газа. Следовательно, в рефрижераторах массы прямого и обратного потоков равны, благодаря чему достигается более эффективное охлаждение прямого потока.

Теоретически для того, чтобы превратить ожижитель в рефрижератор, достаточно прекратить слив сконденсированного газа, а к сборнику жидкости подвести тепловой поток  $Q_0$  от охлаждаемого или термостатируемого объекта (см. рис. 13). Конечно, реальная установка при таком переводе с одного режима на другой требует соответствующего регулирования.

В некоторых рефрижераторах рабочее тело вообще не доводят до конденсированного состояния, а отвод теплоты осуществляют охлажденным газом. Примером такого рефрижератора может служить оригинальная установка, работающая по обратному циклу Стирлинга [13, 17].

На практике часто используют универсальные установки—ожижители-рефрижераторы. Такое комбинирование существенно расширяет возможности использования криогенных установок.

## **8. Разделение газовых смесей методом низкотемпературной ректификации**

Особое место занимают установки для разделения газовых смесей методом низкотемпературной ректификации. В них сочетаются различные способы получения низких температур непосредственно с ректификацией (разделением),

Разделение основано на использовании различия в температурах кипения компонентов, входящих в смесь. Поэтому перед разделением смесь должна быть ожижена. Однако в реальных установках часто процессы ожижения и разделения осуществляются одновременно, так что бывает невозможно выделить тот или иной процесс в «чистом» виде.

Низкотемпературная ректификация в принципе не отличается от высокотемпературной. Последовательное испарение и конденсация с соответствующим отводом продуктов разделения приводят в итоге к разделению относительно легко кипящих (имеющих более низкую температуру кипения) компонентов от тяжело кипящих (кипящих при более высокой температуре).

Для осуществления процесса ректификации необходим как подвод теплового потока (в процессе испарения), так и отвод (в процессе конденсации). В этом смысле имеется существенная разница в проведении низкотемпературной и высокотемпературной ректификации.

Если при температурах выше  $T_{o.c.}$  осуществить испарение смеси сравнительно легко и просто подводом теплоты, например паровым или электрообогревом и т. д., а отвести теплоту (при конденсации) в

окружающую среду также не представляет труда, то при  $T < T_{o.c.}$  для этих целей необходимо прибегать к специальным приемам, сочетать ректификацию с низкотемпературными циклами. Поскольку получение и поддержание низких температур обходится сравнительно дорого, то при низкотемпературной ректификации предъявляются повышенные требования к рациональному использованию тепловых потоков.

Примером сочетания различных способов получения низких температур и разделения газовой смеси может служить воздухоразделительная установка, принципиальная схема которой показана на рис. 14.

Воздух, сжатый в компрессоре 1 и очищенный от примесей в аппарате 2, поступает в теплообменник 3, где охлаждается обратными потоками продуктов разделения. После теплообменника 3 поток воздуха делится на две части: одна поступает в детандер 4, а вторая — в теплообменник 5. Благодаря отводу части прямого потока на детандер в «теплой зоне» теплообменника 5 идет охлаждение оставшейся части до более низкой температуры, чем это было бы в случае прохождения через эту зону всего количества воздуха. Включением детандера достигается тот же эффект, что и в рассмотренном выше ожижителе гелия, т. е. достигается превышение массы обратных потоков над прямым. Однако в случае воздухоразделительной установки направлять холодный воздух после детандера в обратный поток целесообразнее только после его разделения на компоненты. Строго говоря, в этом случае в обратный поток направляется не воздух, а продукты его разделения, и таким образом в установке реализуется холод, полученный в детандере.

После детандера расширенный воздух доохлаждается в «холодной» зоне теплообменника 5 и вместе с другой частью поступает в нижнюю ректификационную колонну 6, причем поток, имеющий более высокое давление, дросселируется и частично ожижается. Для простоты рассмотрения процесса разделения воздуха примем, что он состоит из двух компонентов — азота и кислорода.

При атмосферном давлении температура кипения азота примерно на 13 К ниже, чем у кислорода (см. табл. 1), и поэтому азот будет легкокипящим по сравнению с кислородом газом. Поднимаясь по колонне 6 вверх, пар последовательно барботирует через слои жидкости, находящейся на тарелках. В результате тепломассообмена поднимающийся пар постепенно обогащается легкокипящим компонентом — азотом. Жидкость, стекающая с вышележащих тарелок на нижележащие, обогащается в результате контакта с паром тяжелокипящим компонентом — кислородом. Таким образом, концентрация легкокипящего компонента в паре по мере движения вверх увеличивается, а его температура уменьшается; температура стекающей вниз жидкости увеличивается.

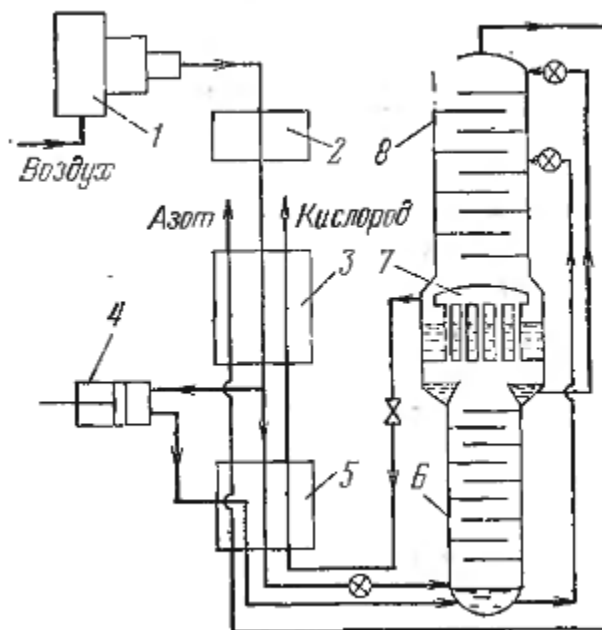


Рисунок 14 - Схема воздухоразделительной установки

В конденсаторе 7 происходит конденсация пара легкокипящего компонента и жидкость частично сливается снова в колонну 8, а частично подается на орошение верхней колонны. Так в нижней колонне происходит частичное разделение воздуха на азот, используемый в дальнейшем для осуществления процесса ректификации в нижней и верхней колоннах, и обогащенный кислородом воздух. Этот воздух в жидком виде собирается в нижней части (в кубе) нижней колонны и затем подается на разделение в верхнюю колонну.

В верхней колонне 8 происходит дальнейшее разделение обогащенного кислородом воздуха на азот и кислород. Жидкий кислород, стекающий с нижней тарелки в межтрубное пространство конденсатора, используется для отвода теплоты от конденсирующегося азота. В результате кислород испаряется и частично поступает в верхнюю колонну для осуществления процесса ректификации, а частично выводится из колонны в виде продукта. Окончательно продукты разделения отводятся в газообразном виде и поступают обратным потоком в теплообменные аппараты 5 и 3 для охлаждения прямого потока.

Процесс низкотемпературной ректификации построен так, что испарение и конденсация осуществляются с использованием внутренних тепловых потоков. Для осуществления этого процесса не требуется дополнительных внешних источников теплоты или охлаждения. Так, конденсатор нижней колонны служит одновременно испарителем для верхней. Для отвода теплоты при конденсации легко кипящего компонента (азота) тяжелокипящим (кислородом) необходимо, чтобы кислород имел более низкую температуру, чем азот. Известно, что температура конденсации

(кипения) зависит от давления. Поэтому, чтобы сконденсировать азот кипящим кислородом, в колоннах поддерживают различные давления.

Для установки, показанной на рис. 14, давление в нижней колонне должно быть больше, чем в верхней. Так как разность температур между конденсирующимся азотом и кипящим кислородом поддерживают в пределах 1,5—2,5, то давление в верхней колонне устанавливают меньше, чем в нижней, на 0,3—0,4 МПа. Обычно давление в верхней колонне воздухоразделительных установок составляет около 0,13 МПа, а в нижней — соответственно 0,5—0,6 МПа.

Мы рассмотрели процесс низкотемпературной ректификации на примере сравнительно простой схемы. По такой схеме делаются воздухоразделительные установки среднего давления (до 4 МПа) и небольшой производительности. Для крупных установок применяются более сложные схемы низкого давления.

## ГЛАВА ВТОРАЯ ПРОЦЕССЫ В АВТОНОМНЫХ КРИОРЕФРИЖЕРАТОРАХ И УСЛОВИЯ ИХ РАБОТЫ

### 1. Окружающая среда. Характеристика условий сопряжения рефрижератора с окружающей средой и констатируемыми 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;  $\eta_e$  - 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,  $T_0 = 10$  К, холодопроизводительность  $Q_0 = 2$  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  $\eta_e$  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  $58/0,25 = 232$  Вт, т.е. будет в 4 раза больше приведенной холодопроизводительности.

Из формулы (1.1) непосредственно следует также, что рост  $T_{o.c.}$  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  $T_{o.c.}$  представляет собой первую производную от  $N$  по  $T_{o.c.}$  Из уравнения (1.1) при переходе к конечным изменениям величин получим [29].

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

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

$$\overline{\Delta N} / \Delta T_{o.c.} = 1 / (T_{o.c.} - T_0)$$

из которой следует, что относительное влияние изменения  $T_{o.c.}$  уменьшается по мере удаления  $T_0$  от  $T_{o.c.}$  Другими словами, для АК, работающих на водородном или, тем более, гелиевом температурном уровне, увеличение  $T_{o.c.}$  относительно намного менее чувствительно, чем, например,

для систем азотного уровня, несмотря на то, что абсолютная величина  $\Delta N$  больше. Одно и то же значение  $\Delta T_{o.c.}$  вызовет на водородном уровне ( $T_0 = 20$  К) приращение  $N$  в 4 раза и на гелиевом ( $T_0 = 4,2$  К) в 20 раз больше, чем на азотном, но относительный прирост  $\Delta N$  будет напротив, на водородном - уровне на 27%, а на гелиевом на 35% меньше, чем на азотном. Тем не менее это влияние остается значительным. Поэтому нужно всегда стремиться обеспечить при прочих равных условиях возможно низкое значение  $T_{o.c.}$

В расходных системах, где энергия выводится в окружающую среду с потоком рабочего тела, величина  $T_{o.c.}$  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  $T_{o.c.}$  сказывается в основном на работе тепловой изоляции.

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

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

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

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  $T_{o.c.}$  и  $p_{o.c.}$  могут отличаться от принятых на диаграммах. Поэтому возникает необходимость пересчета  $e$  для таких случаев.

Определение эксергии при изменении  $T_{o.c.}$  и  $p_{o.c.}$  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]

| $H, \text{ км}$ | $T_{\text{о.с.}}, \text{ К}$ | $P_{\text{о.с.}}, \text{ Па}$ | $H, \text{ км}$ | $T_{\text{о.с.}}, \text{ К}$ | $P_{\text{о.с.}}, \text{ Па}$ |
|-----------------|------------------------------|-------------------------------|-----------------|------------------------------|-------------------------------|
| 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;  $\alpha$  - доля отраженного солнечного излучения, называемая в астрономии альбедо. Для Земли усредненное  $\alpha = 0,39$ . Величина  $\alpha$  зависит от времени года, характера земной поверхности;  $\varepsilon$  - коэффициент теплового излучения;  $\sigma$  - постоянная Стефана-Больцмана,  $\sigma = 5,68 \cdot 10^{-8}$  Вт/м<sup>2</sup> °С;  $q_c$  - солнечная постоянная, учитывающая поток излучения от Солнца. В условиях Земли  $q_c = 1400$  Вт/м<sup>2</sup>.

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

Для некоторых планет равновесная температура имеет значения, К:

|                         |            |
|-------------------------|------------|
| <b>Венера</b> . . . . . | <b>326</b> |
| <b>Марс</b> . . . . .   | <b>224</b> |
| <b>Юпитер</b> . . . . . | <b>121</b> |
| <b>Сатурн</b> . . . . . | <b>90</b>  |
| <b>Луна</b> . . . . .   | <b>280</b> |

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)

$$T = \sqrt{\frac{\alpha_c q_c F_0}{\varepsilon \sigma F_H}} \quad (1.4)$$

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  $\varepsilon = \alpha_c$  будет иметь [118] для облученных солнцем тел значения

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

Химический состав среды, имеющий значение только для разомкнутых систем, — параметр более стабильный и, как правило, в меньшей степени, чем  $T_{o.c.}$  и  $p_{o.c.}$ , 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 <sub>2</sub> , N <sub>2</sub> , Ar, Ne, Kr           |
| Марс    | $6 \cdot 10^{-4}$  | 230                 | Инертные газы                                           |
| Юпитер  | 0,1–0,3            | 102–108             | H <sub>2</sub> , CH <sub>4</sub> , NH <sub>3</sub> , 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).

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

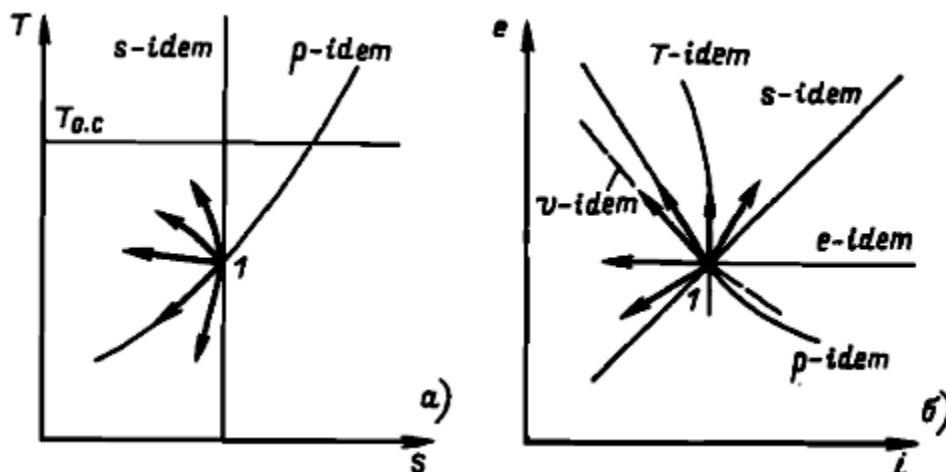


Рисунок 1.1 - Процессы внешнего охлаждения в  $T,s$  и  $e,i$  - диаграммах

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  $T < T_{o.c.}$  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  $Q_o$ . 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. 1.1с началом в точке 1 влево от линии  $s = \text{idem}$ , 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 термодинамической 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 ( $pdM$ ), электрическое ( $U_3de_3$ ) и магнитное ( $HdJ$ ). Здесь  $p$  — давление;  $V$  - объем системы;  $p$  - 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

$$a = \partial T / \partial Y_i \quad (1.8)$$

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  $a$ .

В термодинамических диаграммах процессы внутреннего охлаждения изображаются линиями в зоне, ограниченной изоэнтропой  $s$ -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.

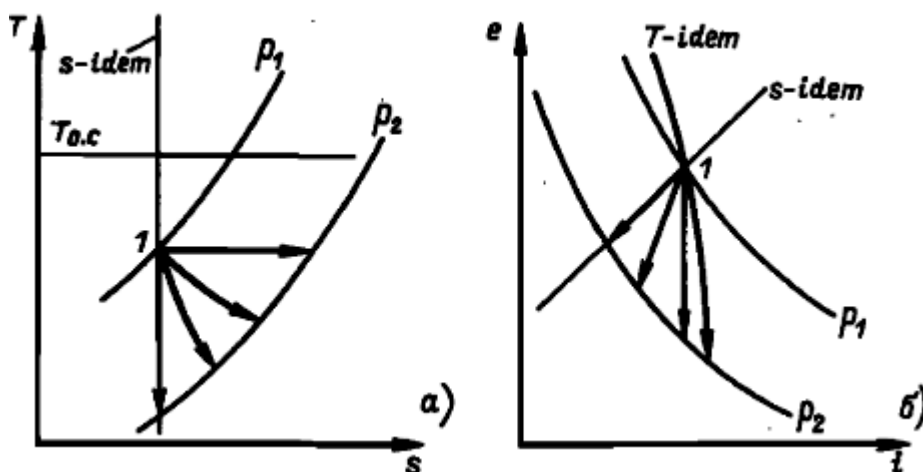


Рисунок 1.2 - Процессы внутреннего охлаждения в  $T, s$  и  $e, i$  - диаграммах

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 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].

$$dU \leq TdS - (pdV + \mu dM + U_e de_e + HdJ) \quad (1.9)$$

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 определённая 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  $E_{ex}$ , подводимой к установке от источника питания, в эксергию  $E_0$ , отдаваемую потребителю; это превращение  $E_{ex}$  в  $E_0$  идет с обязательным использованием процессов охлаждения [104]. Иными словами, трансформация эксергии  $E_{ex} \rightarrow E_0$  осуществляется обязательно через получение термической составляющей  $E_m$

эксергии системы, т.е. через увеличение эксергии рабочего тела посредством понижения температуры:  $E_{ex} \rightarrow E_m \rightarrow E_0$ . Необходимость этапа  $E_{ex} \rightarrow E_m$  предопределяет две принципиальные особенности процессов криогенных установок.

Первая из них, характерная для всех низкотемпературных установок (как криогенных, так и холодильных), обусловлена тем, что перевод  $E_{ex} \rightarrow E_m$  при температурах  $T < T_{o.c.}$ , 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  $E_{ex} \rightarrow E_m$  и в холодильных, и в криогенных установках включает как минимум две стадии. Вначале осуществляется превращение  $E_{ex}$  в эксергию  $E_p$ , определяемую повышенным значением обобщенной силы  $Y$ , а затем превращение  $E_p$  в  $E_m$ .

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

Проиллюстрируем сказанное на примере простейшей дроссельной установки Линде, схема которой приведена на рис. 1.3, а. Первичная эксергия  $E_{ex}$  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  $T_{II} > T_0$ , т.е. повышение термической составляющей потока  $E_{mn}$ , который затем реализуется в процессах криостатирования объекта (подвода к нему эксергии  $E_0$ ). Отсюда видно, что процесс преобразования  $E_{ex}$  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 подводимой к установке первичной эксергии  $E_{ex}$  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  $T_{o.c.} > T_n > T_0$ . Ступень окончательного охлаждения (СОО) служит для получения  $E_m$ , которая определяется требуемой криотемпературой  $T_0$ . Наконец, в четвертой ступени - использования

охлаждения (СИО) — осуществляется реализация  $E_m$  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.

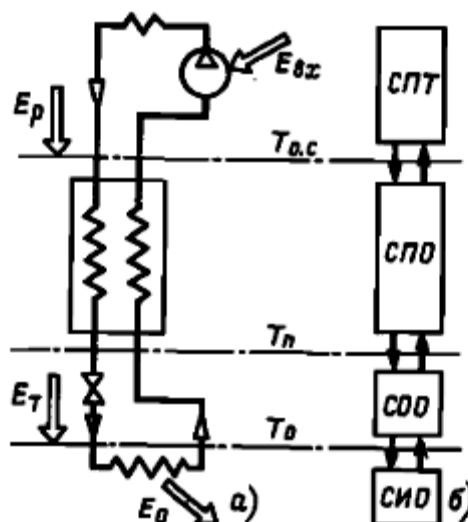


Рисунок 1.3 - Схема дроссельной установки Линде (а) и обобщенная функционально-структурная схема установок (б)

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

Линейная структура криогенных установок позволяет использовать при их анализе простую зависимость [109], связывающую  $\eta_e$  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"  $\eta_e$ , даже если остальные ступени имеют высокую эффективность. Если, например, для СПТ (компрессора с двигателем)  $\eta_{e,км} = 0,15$ ;  $\eta_{cno} = 0,9$ ;  $\eta_{coo} = 0,8$  и  $\eta_{cno} = 0,95$ , 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:

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

Даже если для всех остальных ступеней  $\eta_{e,i} = 100\%$ , то общее значение  $\eta'_e$  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  $\eta_e$  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  $E_{ex}$  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  $T_{o.c.} > T > T_0$ . 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.

### 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 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.

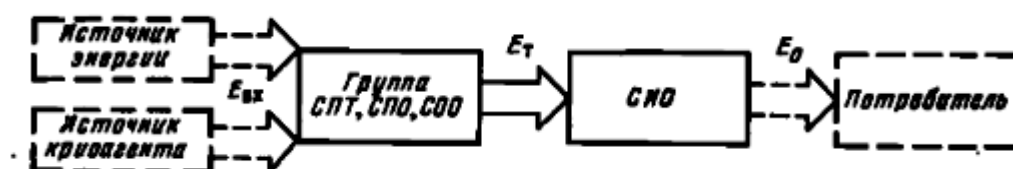


Рисунок 1.4 - Структурная схема криогенных установок

Другая задача, которая успешно решается на базе научной классификации, — определение особенностей применения различных видов и групп установок. Достигается это анализом функциональных связей между степенями 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 при-знаками, определяющими деление установок на классы. Так как их несколько, то классификация должна быть параллельно-последовательного ‘ типа (в литературе ее иногда называют систематикой).

Рассмотрим специфику построения классификации по отдельным при-знакам.

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  $T = T_{o.c}$ . Дальнейшее их деление на подклассы приведено на рис. 1.5.

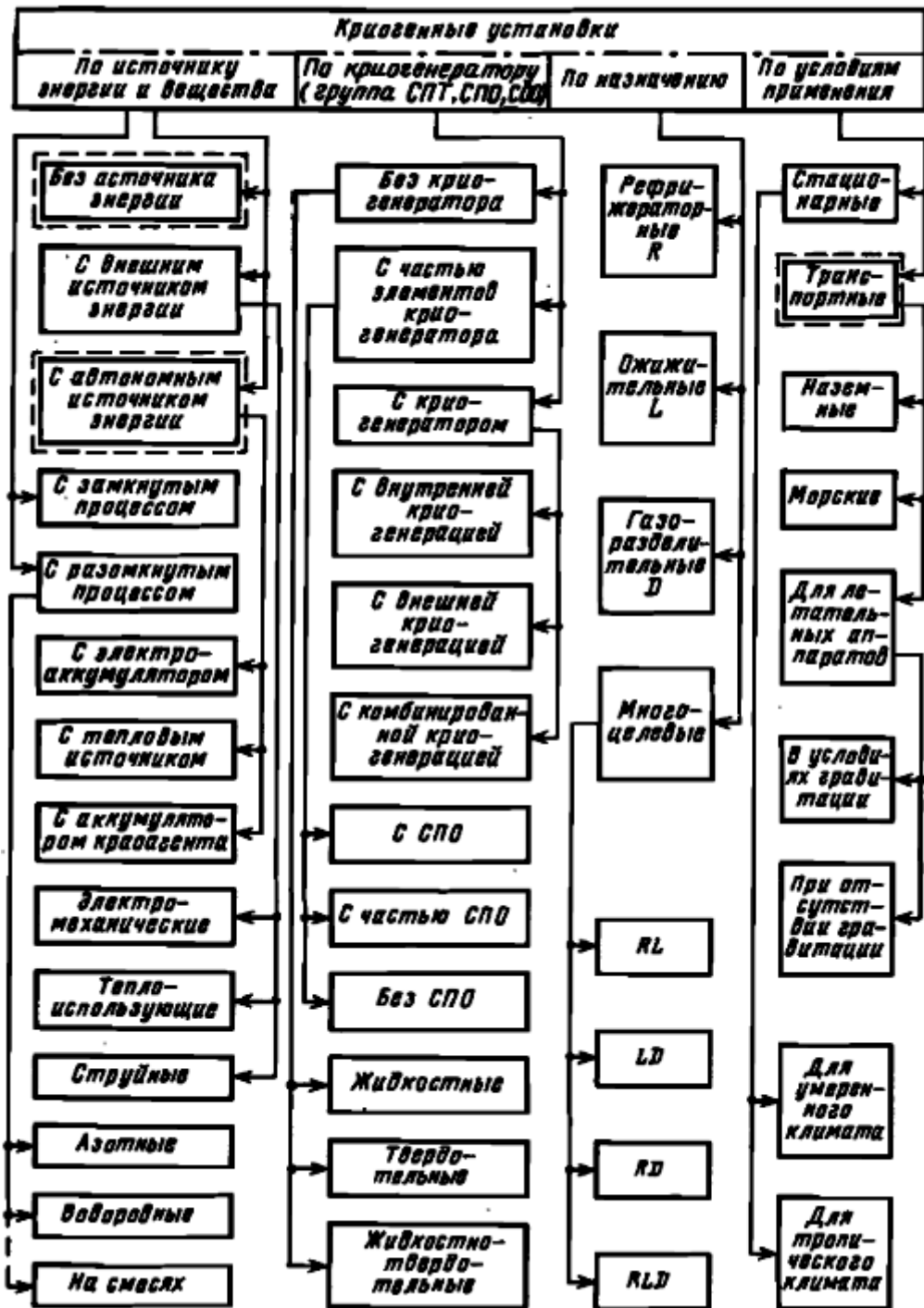


Рисунок 1.5 - Классификация криогенных установок

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, аккумулированного при относительно большом значении эксергии  $E_p$ . Примером могут служить дроссельные криорефрижераторы с запасом криоагента, находящегося в баллоне под высоким давлением.

Хранение аккумулированного 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 аккумулированного 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  $E_{ex}$  и, следовательно, полностью отсутствуют этапы трансформации эксергии от  $E_{ex}$  до  $E_m$ , а осуществляется только переход от  $E_m$  до  $E_0$ . Поэтому такие установки не содержат блоков СПТ, СПО и СОО: они состоят только из СИО и работают 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 аккумулированного 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.

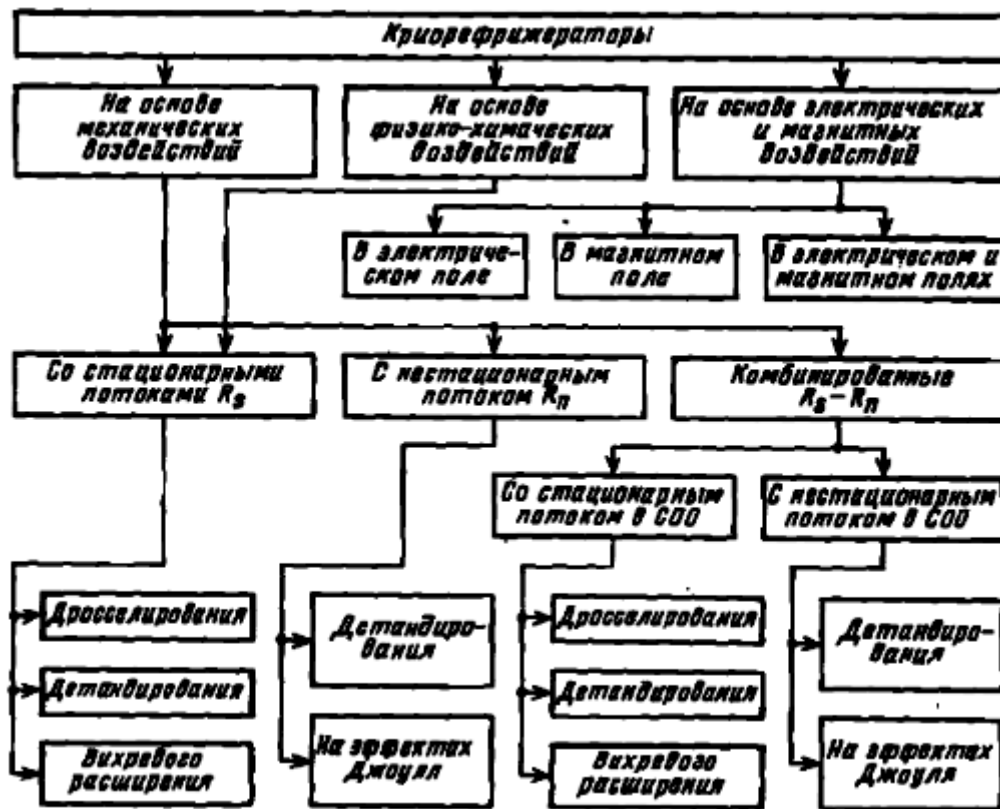


Рисунок 1.6 - Классификация криорефрижераторов

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  $T_{o.c.}$  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 специфике ступени использования охлаждения (по назначению): рефрижераторов ( $R$ ), ожижителей ( $L$ ), газоразделительных ( $D$ ) и комбинированных (например,  $RL$ ) установок, практически монополюное 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 ТРЕТЬЯ

### КРИОРЕФРИЖЕРАТОРЫ ЗАМКНУТОГО ТИПА СО СТАЦИОНАРНЫМИ ПОТОКАМИ (Rs)

#### 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.

## 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, в) и детандер (рис. 3.1, б). В дальнейшем для краткости в зависимости от типа СОО будем называть рефрижераторы соответственно дроссельного, эжекторно-дроссельного и детандерного видов.

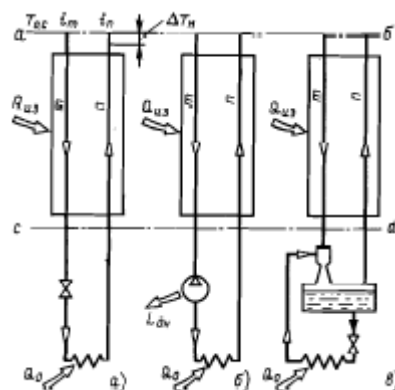


Рисунок 3.1 - Принципиальные схемы криоблоков с неохлаждаемыми СПО: а - дроссельная СОО; б - эжекторно-дроссельная СОО; в - детандерная СОО

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

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

где  $\Delta i_T$  - изотермический дроссель-эффект;  $\Delta i_H$  - 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  $\Delta i_{T_{o.c.}} > 0$  при  $T_{o.c.}$ . Чем больше  $\Delta i_T$ , тем большую при прочих равных условиях теплоту  $q_o$  можно отвести от криостатируемого объекта.

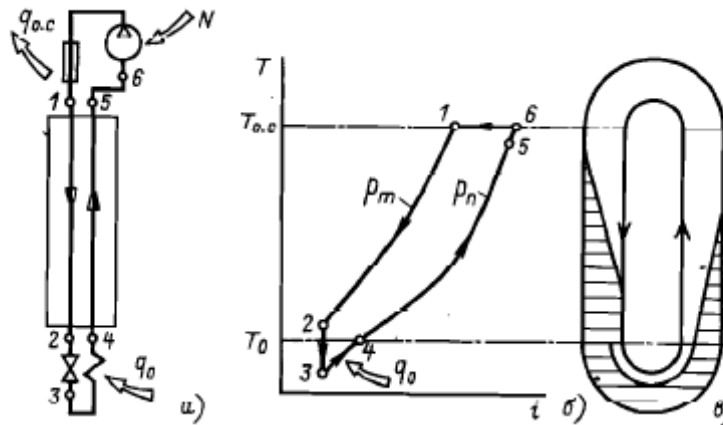


Рисунок 3.2 - Схема ДРС (а), работающей на смеси, процессы в диаграмме  $T, i$  (б) и изменение фазового состояния рабочего тела (в)

Широко распространенные криоагенты - гелий, водород, неон - при температурах окружающей среды имеют  $\Delta i_{T_{o,c}} < 0$  и поэтому не могут быть использованы в рефрижераторах такого вида. Все известные вещества, обладающие положительным дроссель-эффектом при  $T_{o,c}$ , 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  $\Delta i_{T_{o,c}} > 0$ , 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  $\Delta i_{T_{o,c}} > 0$ , 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  $p_n$ , 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  $\eta_e$ , в принципе не может быть высокой. Для ДРС значение  $\eta_e$  можно записать так:

$$\eta_e = \frac{l_k - d_z \cdot d_o}{l_k} = \frac{q_0 |\tau_e|}{l_k} \quad (3.2)$$

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  $\Delta i_{T_{o.c.}} > 0$  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 большей разности температур  $\Delta T_{m-n}$  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  $\eta_e$  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  $\Delta i_{T_{o.c.}} > 0$  и  $c_{pm} < c_{pn}$ , 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  $T_{o.c.} > T > T_0$ . 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  $c_{pm} < c_{pn}$ ; на этом соотношении заметно сказывается также изменение теплоемкости конденсированной фазы и теплоты смешения 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  $\alpha$  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  $\Delta T_{m-n}$  на холодном конце теплообменника, что снижает эксергетические потери в дросселе и повышает его КПД д. Это приводит к увеличению  $\eta_{e,д}$  ДРС в целом.

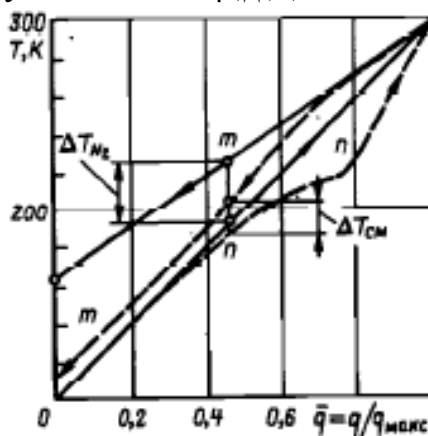


Рисунок 3.3 - Диаграмма  $T, q$  регенеративного теплообменника ДРС:  
 \_\_\_\_\_ - азот; - - - - - азотно-углеводородная смесь

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  $T_{o.c.} = 300$  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  $T_0 = 78...85$  К, по КПД могут быть сопоставлены с другими, более сложными в конструктивном 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 которых  $\eta_e$  достигают максимума, составляют  $p_m = 6,0...8,0$  МПа, что в 2-3 раза ниже, чем в ДРС, работающих на азоте [31,52].

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                           | $l_{ж}$ , кДж/кг     | 287,6        | 237,4                       |
| $p_n$ , МПа           | 0,78         | 0,3                         | $d_{ж}$ , кДж/кг     | 0            | 0                           |
| $T_{0,c}$ , К         | 300          | 300                         | $d_T$ , кДж/кг       | 65,7         | 84,3                        |
| $T_0$ , К             | 100          | 100                         | (СПО)                |              |                             |
| $\Delta T_{т.к}$ , К  | 0            | 0                           | $d_T$ , кДж/кг       | 0            | 6,7                         |
| $\Delta T_{х.к}$ , К  | 62,5         | 8                           | (СИО)                |              |                             |
| $\Delta i_T$ , кДж/кг | 30,4         | 40,6                        | $d_{д}$ , кДж/кг     | 161,1        | 63,6                        |
|                       |              |                             | $\eta_c$             | 0,21         | 0,34                        |

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  $T > T_0$ , 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  $T_{0,c}$  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  $T = 80...85$  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  $T_0 = 65...80$  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 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.

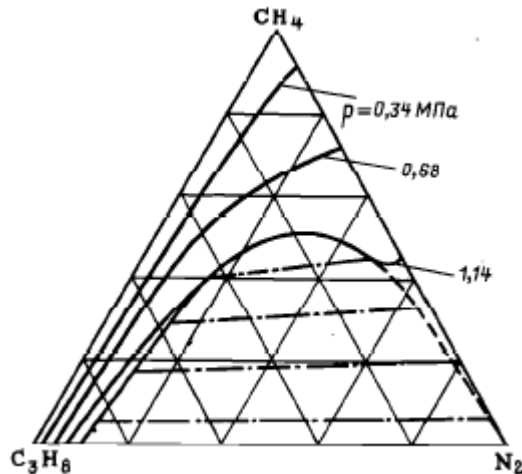


Рисунок 3.4 - Фазовая диаграмма смеси азот - метан - пропан при  $T=113,1$  К

Для теоретической оценки максимально допустимых концентраций высококипящих компонентов в смеси необходимо построить пинию 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  $\gamma_i$  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  $m > 2$ . 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 разнородных 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 расчёте 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], представлены на рис. 3.5 и 3.6. Заштрихованная зона соответствует составам, которые при  $T = 80$  К 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.

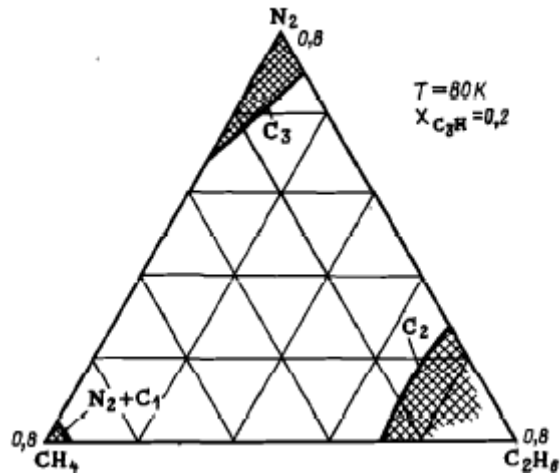


Рисунок 3.5 - Линии ликвидус с тройной смеси азот - метан – этан заштрихованный участок – твердая фаза

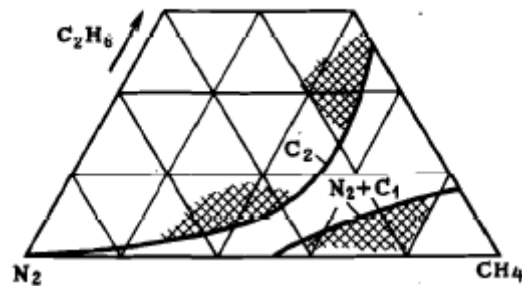


Рисунок 3.6 - Линии ликвидус в четырехкомпонентной смеси: заштрихованный участок – твердая фаза

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  $T_0 = idem$ , например, в баках, где хранятся криокомпоненты топлива. В других 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  $\Delta T$  в теплообменнике с приближением к теплomu концу.

Холодопроизводительность ДРС для таких режимов, распределённую по температурам в интервале  $\Delta T$ , обозначим  $q_{0,T}$ . Необходимость отвода распределённой 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  $T_{o.c.} - T_0$ . При использовании ДРС в качестве контура предварительного охлаждения также необходимо проводить внешнее охлаждение основного потока в СПО на некотором интервале температур. Для отвода распределённых 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 распределённая холодопроизводительность ДРС  $q_{o,m} = q_{o,m}(T')$  должна совпадать с эпюрой распределённой 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  $T_{o.c.}$  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  $q_{o,\Sigma}$  может быть представлена в виде суммы двух составляющих  $q_{o,\Sigma} = q_0 + q_{o,T}$  - 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  $\Delta T_{\min} = \Delta T_x$

Другая часть тепловой нагрузки - распределённая холодопроизводительность  $q_{o,T} = q_{o,T}(T)$  может быть подведена к циклу только в том случае, если на первом этапе анализа установлено, что  $\Delta T_{T.K.} > \Delta T_{\min}$ , где  $\Delta T_{T.K.} = \Delta T_{1,5}$  (рис. 3.8) - разность температур на теплом конце теплообменника. Холодопроизводительность  $q_{o,T}$  может быть реализована только при  $T \geq T^*$ , где  $T^*$  - температура, соответствующая  $\Delta T_{\min}$ . Для анализируемого цикла  $\Delta T_{\min} = \Delta T_x$ , хотя в общем случае  $\Delta T_{\min}$  может

находиться и в середине теплообменника. Максимальное удельное значение  $q_{0,T}$  соответствует отрезку 1-6 абсциссы на диаграмме  $T, q$  (рис. 3.8). Для того, 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

$$q = \int_{T_2}^{T_1} c_p(T) dT,$$

в диапазоне температур  $T=T_1...T_2$  необходимо отвести теплоту  $q$ , где  $c_p(T)$  - удельная изобарная теплоемкость, 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:

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

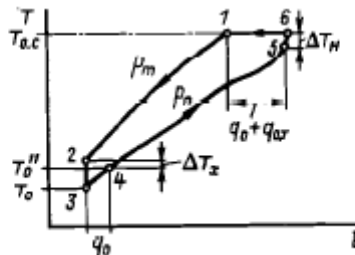


Рисунок 3.7 - Цикл ДРС для отвода распределенной тепловой нагрузки

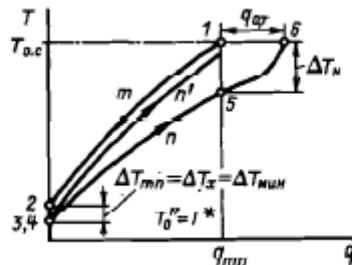


Рисунок 3.8 - Диаграмма  $T, q$  регенеративного теплообменника ДРС с распределенной тепловой нагрузкой

При определении  $q_n$  графическим способом на диаграмму  $T, q$  наносится линия  $n'$ , соответствующая желаемому изменению  $\Delta T_{m,n}$ , например  $\Delta T_{m,n} = \Delta T_{мин} = idem$  на рис. 3.8. Тогда для любой температуры величину  $q_n$  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  $T = T^*... T_{o.c.}$  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  $c_{pn} < c_{pm}$ , 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  $T^* < T < T^{**}$ . Распределение  $q_{0,T}$  по температурам в этом случае должно соответствовать линии  $Ida$  на рис. 3.9. Часть  $q_{0,T}$  может быть подведена и при  $T > T^{**}$  (линия 2), что снизит, однако, эксергетический КПД  $\eta_e$  ДРС. Во всех случаях эпюра нагрузки  $q_{0,T}(T)$  на систему при выбранном составе смеси не должна пересекать линию  $dab$ .

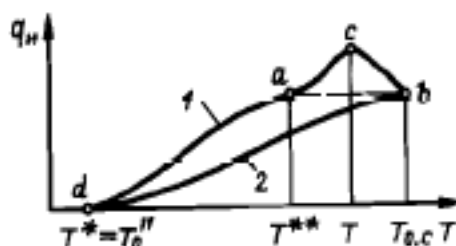


Рисунок 3.9 - Зависимость избытка холода обратного потока от распределенной тепловой нагрузки

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 энтальпия 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  $z_i$  ( $i = 1...m$ ), где  $m$  - число компонентов. Предварительные исследования ДРС на смесях показали, что интервалы изменения параметров составляют:  $p = 0,38...12$  МПа,  $T = 65...320$  К, а в качестве компонентов рабочего тела выбирают, как правило, азот или аргон в смеси с углеводородами или хладонами [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  $\eta'_e$  будет больше  $\eta_e$  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 ССО.

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

$$q_0 = \Delta i_T + i_{дн} - \Delta i_H - q_{из} \quad (3.4)$$

где  $l_{дн}$  - 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  $l_{дн}$ , генерация холода происходит независимо от знака  $\Delta i_T$ , 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  $\Delta i_T$  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  $c_{pm}$  и обратного  $c_{pn}$  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  $\Delta T_X$  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:

$$\eta_e = q_0 |\tau_e| / l_k - \sum l_{дн} \quad (3.5)$$

где  $q_0$  - холодопроизводительность, определяемая из (3.4).

Работа  $l_{дн}$  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, конструкционные преимущества такой системы в ряде случаев очевидны. Неадиабатные детандеры конструкционно могут выполняться в виде поршневых машин так, чтобы обеспечить подвод  $q_0$  непосредственно в цилиндре поршневого детандера [51] обеспечивается высокий коэффициент теплоотдачи к стенкам цилиндра. В таких условиях внутреннее трение 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).

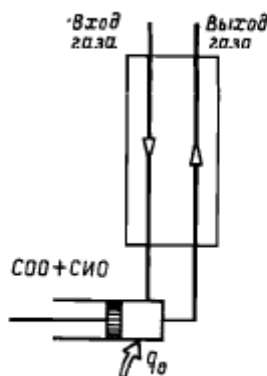


Рисунок 3.10 - Схема включения неадиабатного детандера

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 установки. 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  $p_m/p_n = 2,5...6$  при использовании турбомашин и  $p_m/p_n = 6...10$  для поршневых машин.

Если расширение в детандере заканчивается при двухфазном состоянии рабочего тела, то  $p_n$  однозначно определяется температурой на выходе 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. 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 температур в СПО должен быть близким к линейному

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

где  $a = 0,03...0,05$  - 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 конструкционными 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.

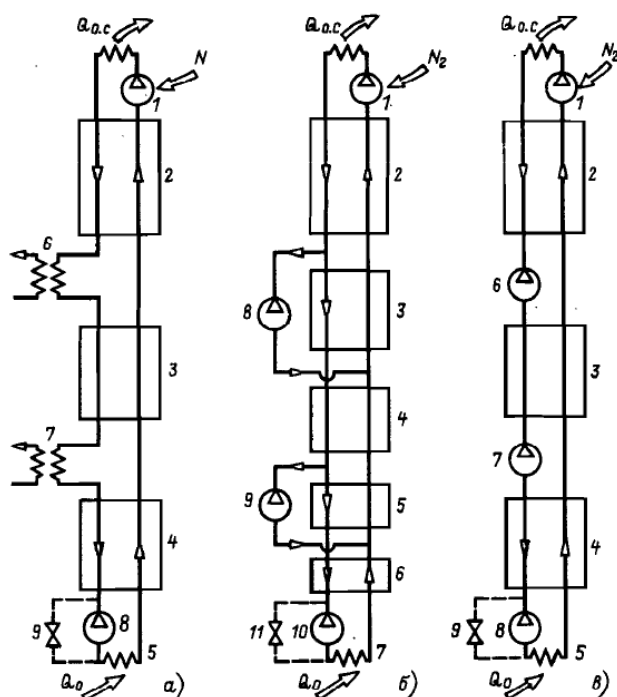
В АК охлаждение в СПО можно осуществлять по-разному. большей частью это делают с помощью машин: детандеров, включенных непосредственно в основной цикл (внутреннее охлаждение); машин с нестационарными потоками, работающих по обратному циклу Стирлинга, Гиффорда-Макмагона или Вюлемье—Такониса (внешнее охлаждение).

В последнее время в связи с разработкой дроссельных систем на газопроводных 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. Возникает 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.



**Рисунок 3.12 - Принципиальные хемы рефрижераторов с охлаждаемыми СПО:**  
 а: 1- компрессор; 2-5 теплообменники; 6,7 – внешние источники холода (КГМ); 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

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

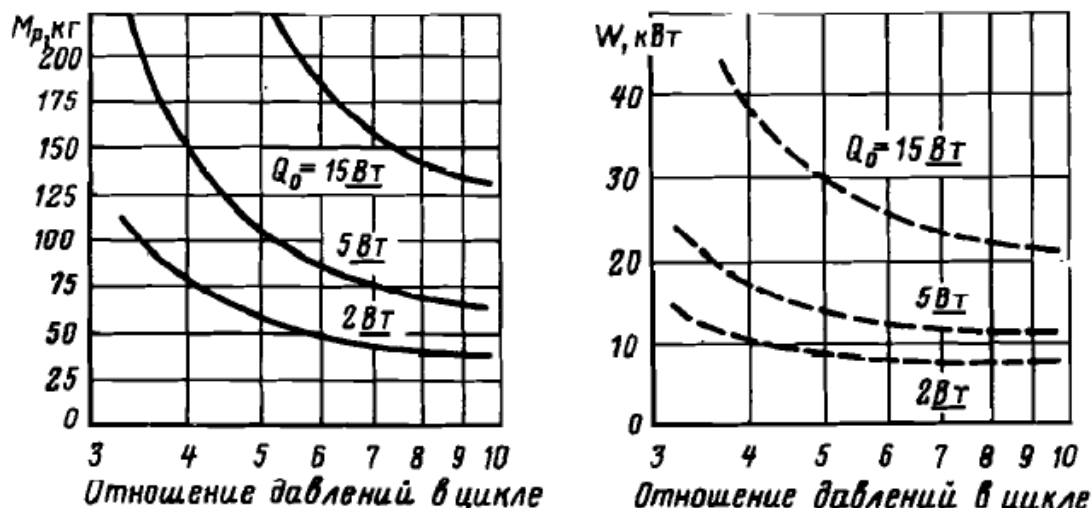


Рисунок 3.13 - Зависимость массы и потребляемой мощности от отношения давлений в цикле при  $T_0=4,2 \text{ K}$

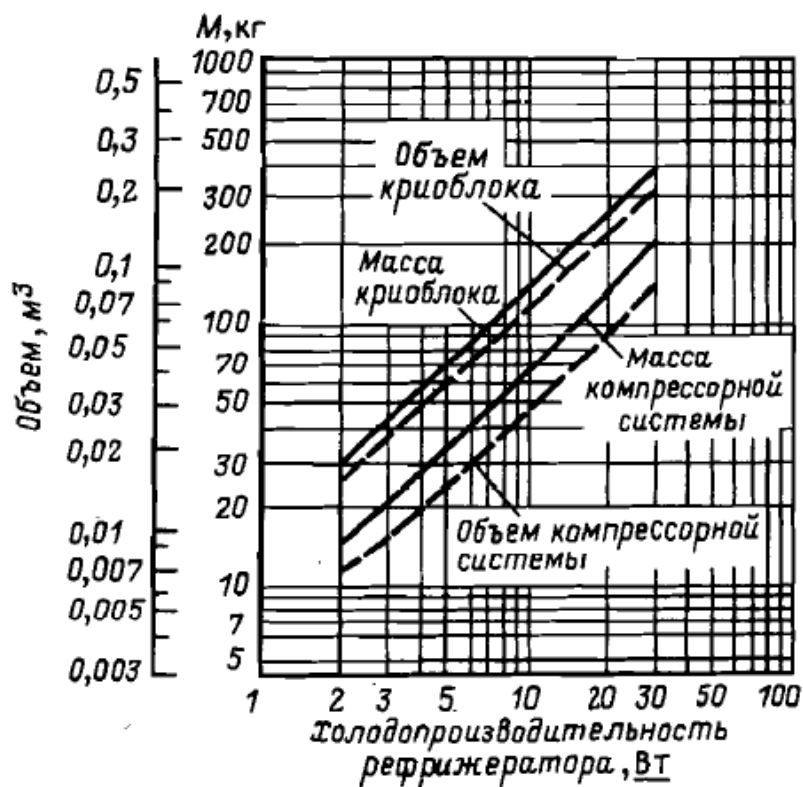


Рисунок 3.14 - Массовые и объемные характеристики рефрижераторов при  $T_0=4,2 \text{ K}$

На рис. 3.14 показана зависимость массовых и объемных характеристик гелиевого рефрижератора, работающего по схеме 3.12, в 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 показывает, 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 трубки. Кроме того, должны быть оптимизированы условия работы ( $p_n$ ,  $T_n$ ,  $p_k$ ) волнового преобразователя в схеме установки.

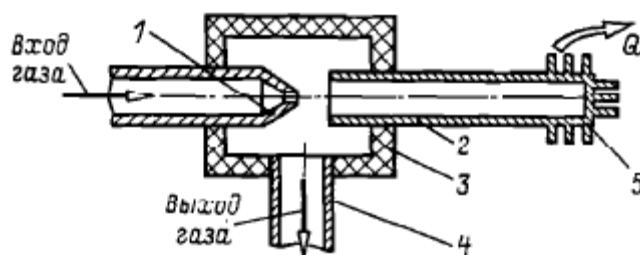


Рисунок 3.15 - Схема волнового преобразователя с трубкой Гартмана - Шпрингера в качестве резонатора: 1- сопло; 2 – резонатор; 3 – камера, выполненная из низкотеплопроводного материала; 4 – выходной патрубков; 5 - теплоотдатчик

Таблица 3.2 – Сравнение процесса волнового расширения с дросселированием [127]

| Расширительное устройство                             | Реализуемый процесс | Газ    | Параметры |             |           |             | $\eta_{ад}^*$ |
|-------------------------------------------------------|---------------------|--------|-----------|-------------|-----------|-------------|---------------|
|                                                       |                     |        | Вход      |             | Выход     |             |               |
|                                                       |                     |        | $T_n$ , К | $p_n$ , МПа | $T_k$ , К | $p_k$ , МПа |               |
| Дроссель                                              |                     | Воздух | 292       | 0,4         | 290,7     | 0,1         | 0             |
|                                                       |                     | Гелий  | 292       | 0,4         | 292,4     | 0,1         | 0             |
| Волновой преобразователь с трубкой Гартмана-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.

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 волновой 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  $T < T_{o.c.}$ , откуда он тем или иным способом отводится в окружающую среду. В последнем случае на это потребуется 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 надёжности 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.

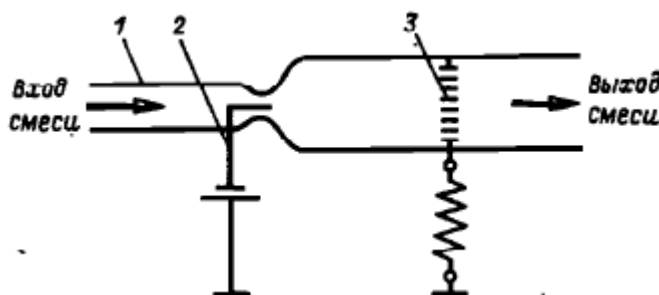


Рисунок 3.16 - Схема ЭГД - детандера: 1 – диэлектрический канал; 2 – электрозаряжающее устройство; 3 - коллектор

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. Попадая на коллектор, заряженные частицы отдают свой заряд (рекомбинируют), и в цепи нагрузки  $R$  возникает ток. Охлажденный в ЭГД-детандере поток рабочего тела поступает в СИО.

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 высоки, что говорит о перспективности применения таких устройств. Расчетные значения  $\eta_{ad}$  ЭГД-детандеров на различных криоагентах показаны в табл. 3.3.

Важно отметить, что ЭГД-детандер может работать и при малых перепадах давлений  $p_m/p_n >$  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  $\eta_{ad}$  получены без учета потерь на трение и при коронном заряде частиц. Заметам, что использование коронного заряда (при правильной его структуре), по предварительным данным, незначительно увеличивает энтальпию потока и тем самым мало снижает  $\eta_{ad}$ . Поскольку в конструкции ЭГД-детандера нет движущихся элементов, его надежность ненамного уступает надежности дросселя. Вместе с тем эффективность СОО существенно возрастает.

Таблица 3.3 – Расчетные характеристики многоступенчатых гелевого и водородного ЭГД – детандеров при криотемпературах (диаметр канала 2мм, 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 $P_m/P_n$ | 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.

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).

#### 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 жидкостной смазки) машины. В настоящее время предпринимаются попытки существенно упростить технологию изготовления роторов таких машин применением новых видов уплотнений, в частности дисперсного ферромагнитного материала.

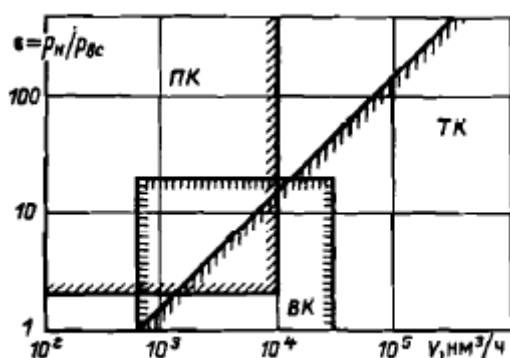


Рисунок 3.17 - Области применения различных типов компрессоров: ПК – поршневые; ВК – винтовые; ТК – турбокомпрессорные

Ротационные пластинчатые компрессоры, несмотря на подходящую объемную производительность (до 2 м<sup>3</sup>/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 отступают 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 относительная 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 массовым 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 осуществляется 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%.

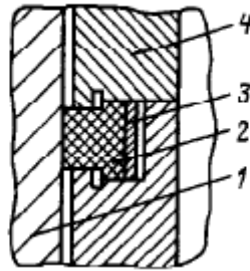


Рисунок 3.18 - Уплотнение с Т-образными поршневым кольцом: 1- цилиндр; 2 – поршневое кольцо; 3 – экспандер; 4 - поршень

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.

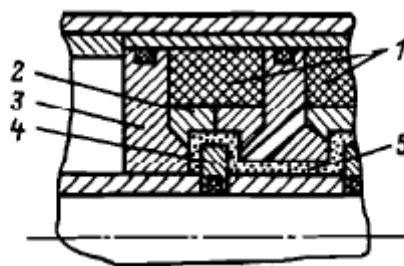
Уплотнение газовой полости от внешней среды. Микрокомпрессоры с "сухим картером" (без жидкостной смазки) выполняются, как правило, моноблочными со встроенными электродвигателями, причем картеры таких машин заполнены сжимаемым криоагентом [52]. Очевидно, что это наилучший способ герметизации внутренней 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 газы 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 перекатывающейся 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 перекатывающейся мембраной, в которых поддерживающей средой служит не жидкость, а компримируемый газ.



**Рисунок 3.19 –Магнитное уплотнение вращающегося вала: 1- кольцевые магниты; 2 – немагнитная вулка; 3 – полюсной наконечник; 4 – диск из ферромагнитного материала; 5 – ферромагнитная жидкость**

В ряде случаев, когда применяют бескрейцкопфную 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 – 10000 ч [83].

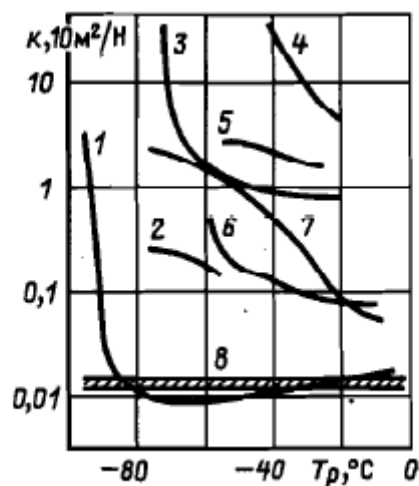


Рисунок 3.20 –Износ композиций фторопласта с наполнителями: 1- углеграфин 20-25%; 2 – углеграфит 26%; 3 – бронза; 4 – окись металла; 5 – стекловолокно 20% и углеграфит 5%; 6 – стекловолокно 25%; 7 – стекловолокно 15% и 5% графит; 8 – специальные марки углеродов и углеграфитов

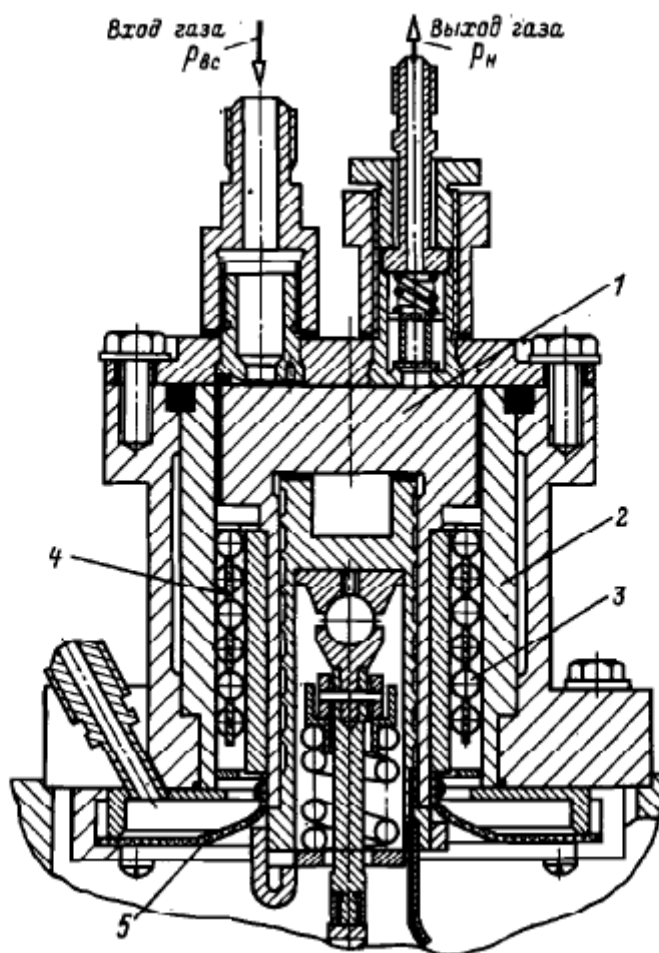


Рисунок 3.21 –Цилиндрическая группа компрессора с направляющими поршня на подшипниках качения: 1- поршень; 2 – втулка цилиндра; 3 – шарики; 4 – сепаратор; 5 – гибкая диафрагма, отделяющая цилиндр от картера

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 цилиндровой группы такого опытного компрессора приведена на рис. 3.21 [76].

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

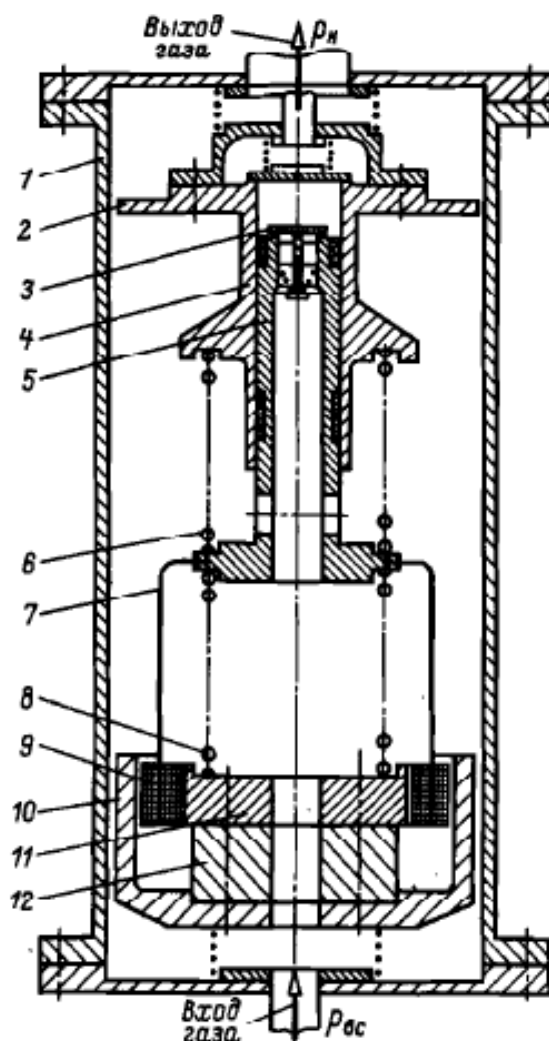


Рисунок 3.22 – Схема магнитоэлектрического поршневого компрессора: 1- корпус; 2 – нагнетательный клапан; 3 – всасывающий клапан; 4 – цилиндр; 5 – поршень; 6 – 8 – силовые пружины; 7 – крепление катушки; 9 – катушка электромагнита; 10 и 11 – полюсные наконечники; 12 – постоянный магнит

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 электромеханический 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  $\eta_{эм} = 0,75...0,80$ , в то время как у машин с традиционной схемой привода при такой мощности  $\eta_{эм} < 0,65$ .

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 аккумулированной энергии) и даже более при безударном режиме работы [84]. К недостаткам механических пружин относят также их повышенную шумность 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  $\varepsilon$  в простейшем термокомпрессоре определяется отношением абсолютных температур в сосуде в конце процессов нагрева и охлаждения. Для получения больших  $\varepsilon$  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.

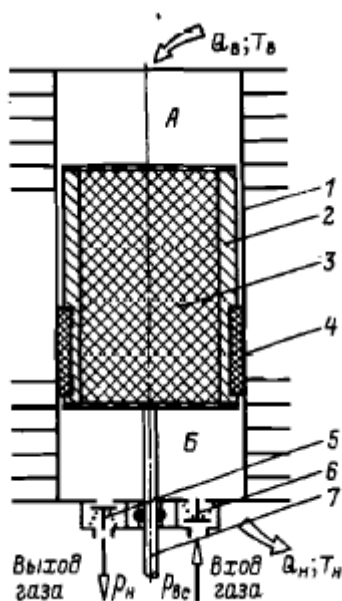


Рисунок 3.23 – Схема термомеханического компрессора: 1- цилиндр; 2 – корпус вытеснителя; 3 – регенератор; 4 – уплотняющее кольцо вытеснителя; 5 – выпускной клапан; 6 – впускной клапан; 7 – шток вытеснителя



Рисунок 3.24 – Эффективность термомеханической машины при работе на азоне

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

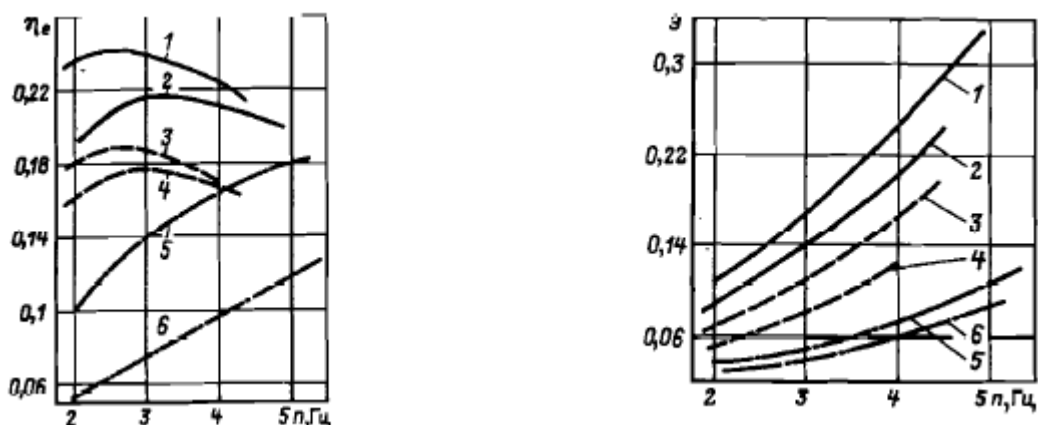


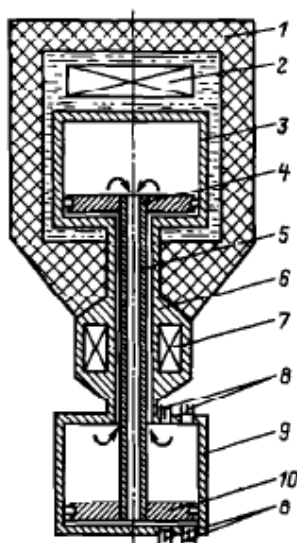
Рисунок 3.25 – КПД модели термомеханического компрессора: 1- аргон, рвс=2,4 МПа; 2 – аргон, рвс=1,1 МПа; 3 – углекислый газ, рвс=2,4 МПа; 4 – углекислый газ, рвс=1,1 МПа; 5 – гелий, рвс=2,4 МПа; 6 – гелий, рвс=1,1 МПа

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

Максимальная степень повышения давления термомеханического компрессора и его производительность при заданной  $\epsilon$  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  $\eta_e$  машины и удельного расхода механической мощности  $\epsilon$  на привод вытеснителя в суммарном расходе эксергии от отношения абсолютных температур греющей и охлаждающей сред  $\theta_w$  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%.



**Рисунок 3.27 – Термомеханический компрессор двойного действия: 1- теплоизоляция; 2 – теплоотдатчик; 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**



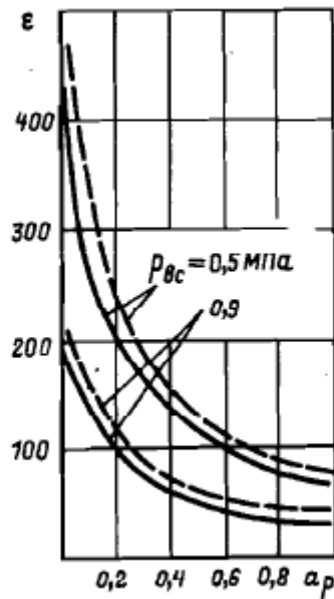


Рисунок 3.28 – Зависимость максимальной степени повышения давления азота и аргона от относительного свободного объема регенератора: ----- - азот; - - - - - аргон

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 целевой 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 возможность значительно повысить давления нагнетания. Значения  $\epsilon$  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].

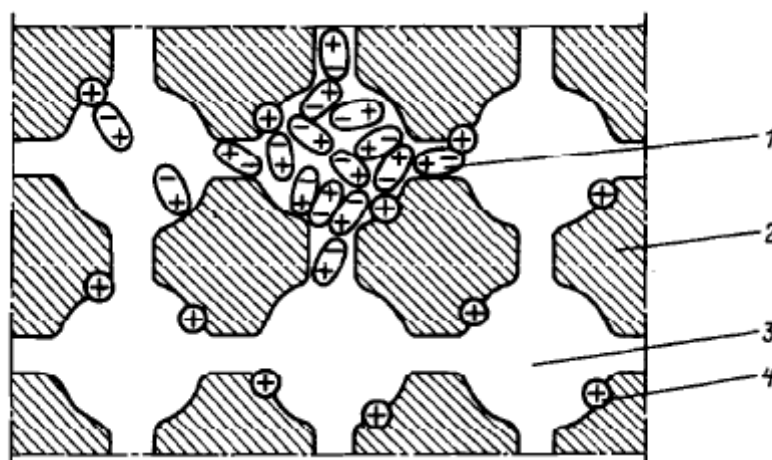


Рисунок 3.29 – Условное поперечное сечение структуры цеолита: 1- дипольные молекулы адсорбируемого газа; 2 – тело структуры; 3 – внутренние поры; 4 – ионы натрия на поверхности пор

**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 газів. 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  $\mu$  (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 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  $\mu$ . Для примера на рис. 3.31 приведены изобары ( $p = 0,1$  МПа) адсорбции на цеолите трех веществ.

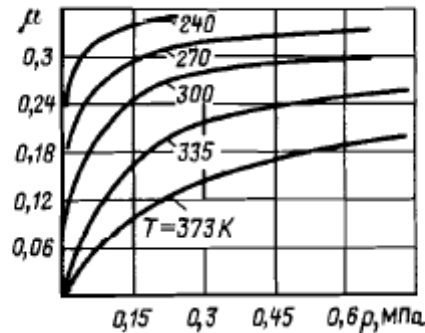


Рисунок 3.30 – Коэффициенты поглощения окиси азота цеолитом 13X

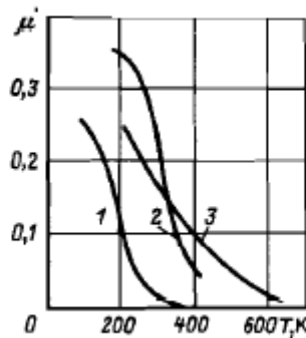


Рисунок 3.31 – Коэффициенты поглощения газов цеолитом ( $p=0,1$  МПа): 1- азот; 2 – окись азота; 3 – углекислый газ

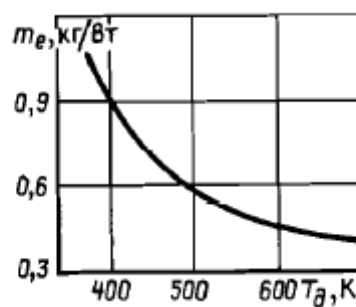


Рисунок 3.32 – Зависимость удельной массы сорбционных компрессоров от температуры десорбции

Оценочные значения удельной массы сорбционных компрессоров (по азоту) в зависимости от максимальной температуры десорбции  $T_d$  при температуре адсорбции  $T_{o.c.} = 300$  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 активированный уголь. Для криогенной техники большой интерес представляет группа интерметаллических соединений (типа  $\text{LaNi}_5$ ), которые имеют высокие сорбционные свойства по водороду. Некоторые характеристики этого вещества приведены на рис. 3.33 и 3.34 [89, 129]. Емкость  $\text{LaNi}_5$  по водороду чрезвычайно большая. Если стандартный 40-литровый баллон при давлении 15 МПа содержит  $6 \text{ м}^3$ , отнесенных к давлению 0,1 МПа, газа, то такой же баллон, заполненный  $\text{LaNi}_5$ , может содержать при  $T_{o.c.} = 293 \text{ К}$  и давлении 0,2 МПа до  $28 \text{ м}^3$  (отнесенных к 0,1 МПа) водорода.

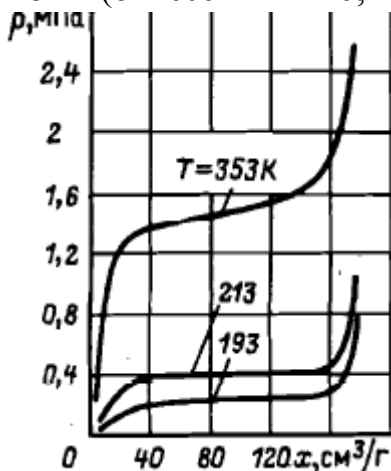


Рисунок 3.33 – Зависимость равновесного давления водорода от его концентрации в адсорбенте и от температуры

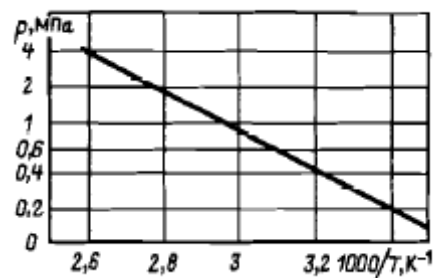


Рисунок 3.33 – Зависимость давления водорода от температуры лантантида никеля

Для получения потока газа с повышенным давлением в термосорбционных компрессорах последовательно чередуют процессы адсорбции и десорбции. Квазицикл, 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  $100^{\circ}\text{C}$ , 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  $\text{LaNi}_5$  имел толщину несколько миллиметров.

В настоящее время известно ограниченное количество адсорбентов, пригодных для повышения давления криоагентов при температурах около  $T_{o.c.}$  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).

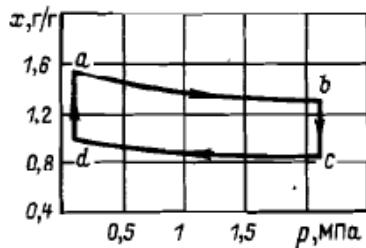


Рис. 3.35. Процессы в термосорбционном компрессоре

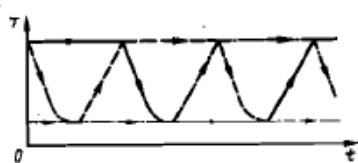


Рис. 3.36. Циклограмма термосорбционного компрессора, состоящего из трех аппаратов

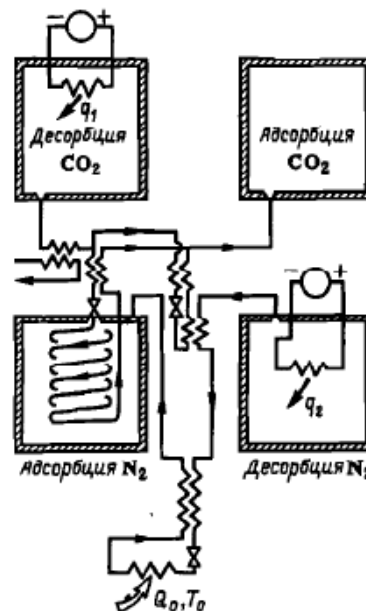


Рис. 3.37. Двухступенчатая каскадная установка с термосорбционными компрессорами

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  $\text{LaNi}_5$  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 °С), что соответствует КПД  $\eta_e = 60\%$ .

Есть и другой путь расширения возможностей термосорбционных компрессоров. Если установить в каждом баллоне гибкую перегородку, то можно сжимать любой газ, используя, например, водород и  $\text{LaNi}_5$ . 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 ( $R_s - R_n$ )

### 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 удается уменьшить технические потери от гидравлических сопротивлений, при регенеративном теплообмене, от теплопритоков и улучшить энергетические и массогабаритные показатели. Иногда используют другое решение – объединяют в один блок только те ступени, которые работают при  $T < T_{o.c.}$  (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 стыковка с охлаждаемым объектом и появляются дополнительные возможности для увеличения ресурса, что иногда чрезвычайно важно для автономных рефрижераторов.

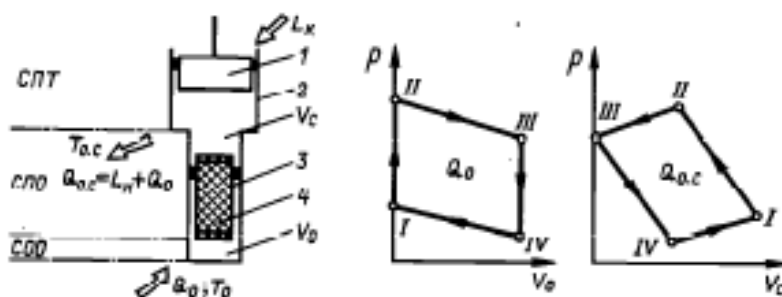


Рисунок 4.1 – Схема рефрижератора Кп по циклу Стирлинга и индикаторные диаграммы: 1 – поршень; 2 – цилиндр; 3 – вытеснитель; 4 - регенератор

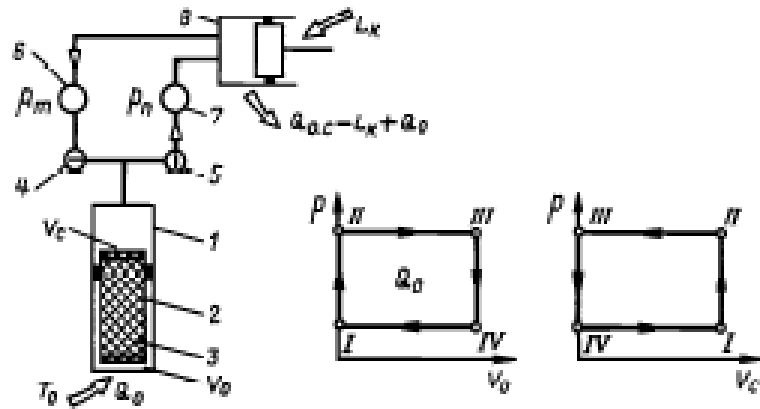


Рисунок 4.2 – Схема рефрижератора  $R_n$  по циклу Гиффорда-Макмагона: 1 – цилиндр; 2 – вытеснитель; 3 – регенератор; 4 и 5 – принудительные клапаны впуска и выпуска; 6 и 7 – ресиверы; 8 - компрессор

Циклическое изменение параметров - нестационарность потоков рабочего тела на входе в каждую из ступеней - принципиально меняет характер взаимосвязи процессов в системе по сравнению с системами подкласса  $R_s$ . Основная особенность в этом случае состоит в том, что необходимо строгое согласование во времени процессов во всех ступенях, объединенных в один рабочий объем.

Работоспособность  $R_n$  рефрижераторов всех типов определяется, как известно, следующими условиями:

1. Необходимо создать пульсацию давления в рабочем объеме.
2. Процессы в СПТ и СОО должны быть организованы так, чтобы сжатие рабочего тела производилось преимущественно в СПТ с отводом теплоты в окружающую среду, а расширение - в СОО с подводом теплоты от охлаждаемого объекта.

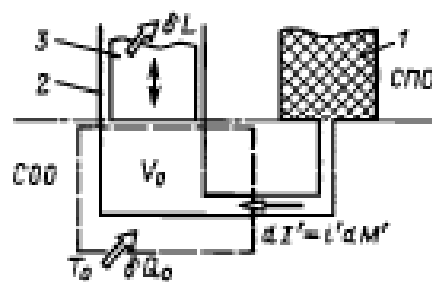


Рисунок 4.3 – Схема энергетического баланса ступени окончательного охлаждения рефрижератора  $R_n$ : 1 – регенератор; 2 – цилиндр; 3 – вытеснитель

Первое условие работоспособности рефрижераторов подкласса  $R_n$  может быть выполнено любым известным способом; некоторые из них рассматриваются в следующем разделе.

Способы выполнения второго условия не столь очевидны. Они могут быть определены на основе анализа энергетического баланса СОО, т.е. по первому началу термодинамики. В этом случае рефрижератор в соответствии



с обобщенной функционально-структурной схемой рассматривается как система, состоящая из нескольких подсистем, каждая из которых представляет определенную ступень.

Ступень окончательного охлаждения рефрижератора  $R_n$  можно рассматривать как открытую термодинамическую систему, границы которой на рис. 4.3 обозначены штриховой линией. Особенность этой системы состоит в том, что она одновременно обменивается с внешними системами работой  $\delta L$ , теплотой  $\delta Q$  и, кроме того, в нее поступает энергия  $dI' = i'dM$  с потоком рабочего тела из СПО. С учетом этого из энергетического баланса вытекает условие, при котором интегрально за цикл теплота во подводится в СОО при  $T_0 < T_{o.c.}$ , т.е. ступень выполняет свое назначение:

$$Q_0 = \left( \oint p dV_0 - \oint i dM \right) > 0 \quad (4.1)$$

где  $M$  - масса газа (рабочего тела) в СОО. На одних отрезках цикла газ входит в СОО  $dM' = dM$ , на других выходит  $dM'' = dM$ , причем за цикл  $dM' = dM''$ . Если идеализировать цикл, приняв, что процессы в СОО проходят изотермически, то в общем случае, когда в СОО подходит не одна, а несколько коммуникаций, связывающих ее с другими объемами (число которых обозначим  $n = 1$ ), условие работоспособности рефрижератора  $R_n$  запишем в виде

$$Q_0 = \oint p dV_0 - \sum_1^n j \left[ (\bar{i}' - \bar{i}'') \Delta M' \right] j > 0 \quad (4.2)$$

Таким образом, если в полостях СПО и СОО рефрижератора  $R_n$  каким-либо способом создана пульсация давления, то СОО будет вырабатывать холод при выполнении условия, выраженного уравнением (4.1).

Теперь можно выделить первую и главную особенность той или иной модификации рефрижератора - способ проведения процесса внутреннего охлаждения. Чаще всего процесс внутреннего охлаждения проводят так, чтобы удовлетворялось условие  $\oint p dV_0 > 0$ , 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  $T_0 < T_{o.c.}$ . 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 открытом клапане 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  $Q_0 = \oint p dV_0 = V_{0,m} (p_m - p_n)$ , 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  $Q_0 = \oint p dV_0 > 0$ , а для СПТ  $Q_c = \oint p dV_c < 0$ , 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 температура 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  $\varepsilon = p_m/p_n$ . 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  $Q_e$  относительно высокого потенциала  $T_e > T_{o.c.}$  непосредственно трансформируется в холод  $Q_0$  при  $T_0 < T_{o.c.}$  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 ( $Q_e$  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.

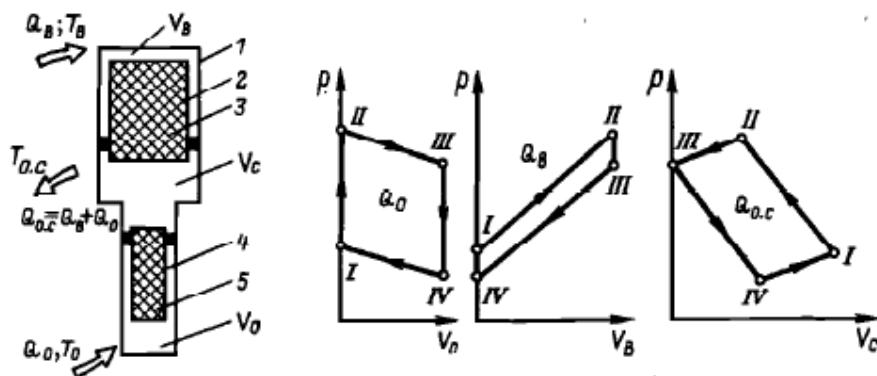


Рисунок 4.4 – Схема теплоиспользующего рефрижератора по циклу Вюлемье-Такониса и индикаторные диаграммы: 1 – цилиндр; 2,4 – вытеснитель; 3, 5 – регенератор

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  $V_e$ ,  $V_c$ ,  $V_o$  с температурами  $T_e > T_{o.c.} > T_0$ . 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  $V_e$  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  $V_e$ ,  $V_c$  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  $\Delta q_p$ , 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;  $\eta_p$  - тепловой КПД регенератора, который зависит от интенсивности теплообмена и соотношения теплоемкостей газа и насадки;  $\Delta T = T_{o.c.} - T_0$  - разность температур на теплом и холодном концах регенератора; коэффициент 0,5 учитывает изменение направления движения в течение цикла. В первом приближении, пренебрегая свободным объемом регенератора, расход газа через него можно определить как

$$\bar{G}_p = \frac{2}{t_u} \frac{p_{III} V_{0,m}}{R T_0} \quad (4.4)$$

где  $p_{III}$  - давление, соответствующее максимальному объему СОО -  $V_{0,m}$  (см. рис. 4.2 - 4.4). Тогда уменьшение холода, произведенного за цикл, составит

$$\Delta Q_p = \frac{p_{III} V_0 m c_p (1 - \eta_p)}{R} \left( \frac{T_{o.c.}}{T_0} - 1 \right) \quad (4.5)$$

откуда видно, что с понижением  $T_0$  величина  $\Delta Q_p$  резко возрастает. Если в рефрижераторе используется только одна полость  $V_0$  для проведения процесса внутреннего охлаждения (одноступенчатая машина), то потери от несовершенства регенеративного теплообмена, распределенные в температурном интервале  $\Delta T = T_{o.c.} - T_0$ , компенсируются холодом, производимым при  $T_0$ , что нерационально с точки зрения термодинамики. При больших тепловых нагрузках регенератора  $\dot{q}_p = G_{cp} \Delta T$  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  $T_0 = 40 \dots 30 \text{ K}$  [52,119].

Область рабочих температур  $T_0$  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  $T_0$  соответствует условию  $Q_{o,I} = \Delta Q_p$  (рис. 4.5). При переходе к многоступенчатой схеме часть рабочего объема  $V'_0$  можно использовать для компенсации потерь  $\Delta Q_p$  в регенераторе при температуре  $T'_{o,II}$ . Другую часть объема  $V''_0$  используют для производства холода при  $T_0 < T'_{o,II}$ . 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  $V''_0 < V_0$ , при  $T_{o,II}$  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 уменьшить  $T_0$ , что связано с уменьшением потерь от необратимости теплообмена в регенераторе. С точки зрения термодинамики оптимальным будет такой способ компенсации потерь  $\Delta Q_p$ , при котором холод вырабатывается во всем интервале температур  $T_{o.c.} - T_0$ . Это можно выполнить в машинах с распределенными полостями расширения [31], что, однако, технически трудно реализуемо.

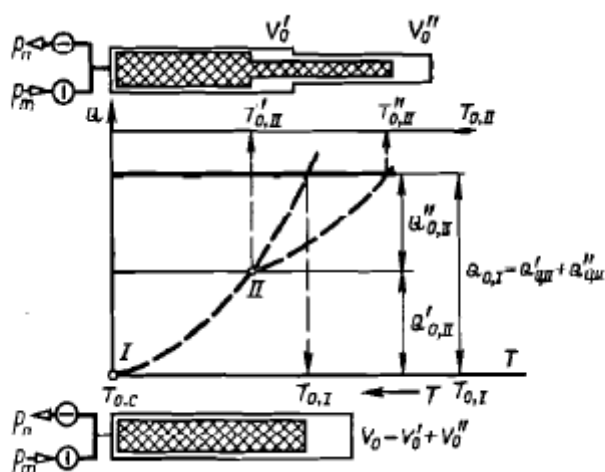


Рисунок 4.5 – Влияние потерь в регенераторе на характеристики рефрижератора:  
 -----  $Q_0$ ; - - - - -  $-dQp$

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 - высокие 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].

## 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 габаритными размерами рабочих объемов. Тем не менее возможности поршневых машин значительно перекрывают требования АК по холодопроизводительности. Так, на азотном температурном уровне  $T_0 = 70...80$  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  $\eta_e$  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

$$q_0 = q_{0,u} - q_{0,\Sigma} \quad (4.6)$$

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

где  $q_{0,u}$  и  $N_n$  — холодопроизводительность и потребляемая мощность в предельно идеализированном цикле. Величина  $q_{0,u}$  определяется как  $q_{0,u} = (1/t_u)Q_{0,u}$ , где  $t_u$  - время одного цикла, а  $\bar{Q}_{0,u} = \oint p dV_0$ . Как уже отмечалось в § 1.1, в реальном цикле ГКМ уменьшение холодопроизводительности на величину  $\Delta q_p$  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  $\Delta q_B$ . Наконец, необходимо учесть влияние несовершенства теплообмена  $\Delta q_{нт}$  в рабочих полостях машин с внешним теплообменом: в СПТ, где теплота отводится из цикла, и в СПО, где она подводится. Таким образом:

$$q_{o,\Sigma} = \Delta q_p + \Delta q_{ТП} + \Delta q_G + \Delta q_B + \Delta q_{Н.Т} \quad (4.8)$$

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

$$\Delta N_{\Sigma} = \Delta N_T + \Delta N_G + N_{Н.Т} \quad (4.9)$$

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

Так, соотношение величин  $q_{o,u}$  и  $\Delta q_{o,\Sigma}$  определяет минимально достижимую температуру. Очевидно, что при  $T_{0\text{мин}}$   $q_{o,u} = \Delta q_{o,\Sigma}$ , а  $\bar{q}_{\Sigma} = \Delta q_{o,\Sigma} / q_{o,u} = 1$ . Относительные потери для выбранной модификации ГKM определяются многими факторами: способом компенсации потерь - одноступенчатая или многоступенчатая машина, термодинамическими параметрами - минимальным давлением в рабочем объеме  $p_{\text{мин}}$ , соотношением максимальных объемов ступеней СПТ и СОО  $\omega = V/V_0$ , степенью изменения давления  $\varepsilon = p_{\text{макс}}/p_{\text{мин}}$ . а также конструктивными особенностями - частотой циклов  $n$ , соотношением диаметра и хода для поршня и вытеснителя. Однако общая закономерность такова, что основные составляющие потерь  $\Delta q_p$ ,  $\Delta q_{ТП}$ ,  $\Delta q_G$  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 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  $\Delta q_p$  резко возростала бы с понижением  $T_0$  даже при неизменном КПД регенератора  $\eta_p$ . В реальных условиях теплоемкость насадки регенераторов уменьшается с понижением температуры, что вызывает уменьшение  $\eta_p$  и усиливает рост потерь. Уменьшение  $\Delta q_p$  особенно трудно при  $T_0 < 20$  К, где становятся весьма низкими удельные теплоемкости материалов, из которых чаще всего выполняют насадку регенераторов (медь и бронза при  $T_0 = 100...30$  К, свинец при  $T_0 < 30...20$  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 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.

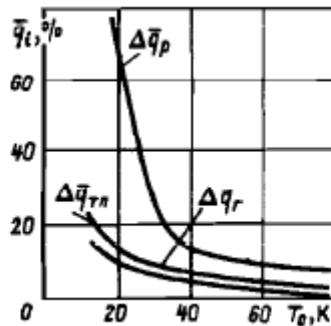


Рисунок 4.6 – Составляющие потерь двухступенчатой ГKM по циклу Стирлинга для  $p_{мин} = 1,2 \text{ Мпа}$  и  $n=1,6с^{-1}$

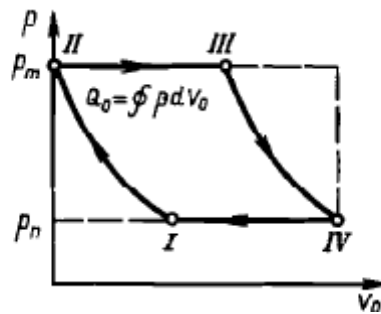


Рисунок 4.7 – Идеальный цикл ГKM Гиффорда - Макмагона

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  $N_n$  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  $q_{0,u}$  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

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

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<sup>-1</sup>, 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 не может достигать значений 0,3-0,4 кг/Вт при  $T_o = 80...100$  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 надёжность. 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  $t_p > 10\ 000$  ч. Длительная работа криоблока, где размещен вытеснитель, обеспечивается низкой частотой циклов  $n = 1...2$  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  $T_0 = 10...15$  К становится возможным благодаря относительно высокой удельной холодопроизводительности за один цикл  $Q_{0,и} = \oint p dV_0$ , 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 ГКМ 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 шатунно-кривошипный, но и линейный электромагнитный привод [143].

Таким образом, на базе ГКМ, 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  $\eta_e$  существенно зависят от  $p_{мин}$  (или  $p$ ) 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,  $q_{0,и}$  растет 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  $\Delta q_{0,\Sigma}$  от давления  $p_{\min}$  и оптимальное давление будут зависеть также от значений других параметров, определяющих эффективность ГKM, в частности от частоты циклов  $n$ . При малых  $n$  гидравлические сопротивления  $\Delta p$  вносят меньший вклад в  $\Delta q_{0,\Sigma}$ , что сдвигает оптимум в область больших давлений. С увеличением  $n$  увеличивается роль  $\Delta p$  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 полнее раскрыть физическую картину процессов, получить лучшую сходимость расчетных и экспериментальных данных, проанализировать работу отдельных узлов в динамике. Такое моделирование возможно лишь с применением ЭВМ.

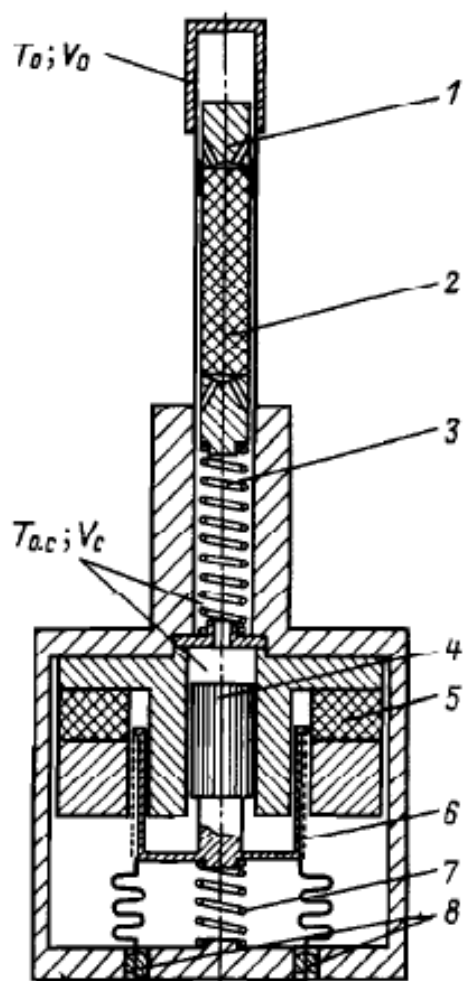
В обоих методах неизбежно использование коэффициентов, которые могут быть найдены только экспериментальным путем. К ним относятся коэффициенты теплоотдачи и гидравлического сопротивления, коэффициенты механического трения и т.д. Работа отдельных узлов может также зависеть от таких факторов, которые трудно 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 эксперимента 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  $R_s$ . 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 Г КМ — 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: Г КМ Стирлинга и Г КМ Гиффорда-Макмагона. Первая из них имеет лучшие энергетические и массовые показатели, но существенно уступает второй по надёжности 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 Г КМ. Так, важная особенность Г КМ по циклу Стирлинга состоит в том, что законы движения поршня и вытеснителя должны быть строго согласованы.



**Рисунок 4.8 – Конструктивная 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**

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 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 токовводам 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  $n = 5 \text{ с}^{-1}$ . 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  $m_e$  вытеснителя и регенератора, которая связана с  $f$  соотношением

$$c = m \omega_p^2 \quad (4.11)$$

где  $c$  — неизменная величина, характеризующая жесткостью пружины и сжимаемостью газа;  $\omega_p$  - 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. ГКМ 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  $n = 50 \text{ с}^{-1}$ ;

диаметр поршня 16, вытеснителя 9,6 мм;

ход поршня 16, вытеснителя 6 мм.

Эти данные показывают, что ГКМ 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 ГКМ как Стирлинга, так и Гиффорда—Макмагона. Основная цель при этом — ликвидировать уплотнение штока вытеснителя. ГКМ 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 ГКМ 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 ( $p_б$ ). 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 ГКМ с гидродинамическим приводом вытеснителя проведен, например, в [42, 73,124]. В каждый момент  $t$  положение вытеснителя - его координата  $x$  - может быть определено из уравнения

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

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  $F_0 = f_B p_0$ ;  $F_c = (1 - \mu) f_B p_c$ ;  $F_б = \mu f_B p_б$ ; веса  $F_g = m_B g$ ; инерции  $F_u = - m_B d^2 x / dt^2$ ; трения  $F_m$ , 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.

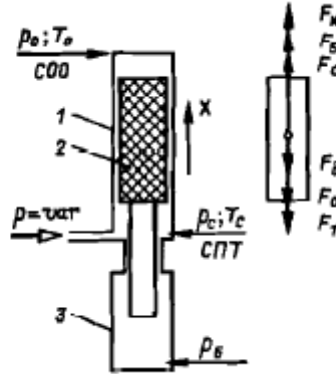


Рисунок 4.9 – Схема криоблока с гидродинамическим приводом вытеснителя: 1 – цилиндр; 2 – вытеснитель; 3 - буферная полость

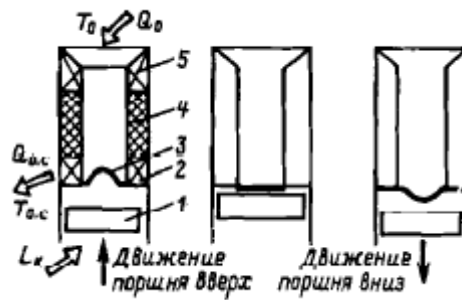


Рисунок 4.10 – Цикл ГKM с упругой перегородкой: 1 – поршень; 2, 5 – теплообменники; 3 - упругая мембрана; 4 - регенератор

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  $T_0 = 77\text{K}$  и  $q_0 = 30\text{ Вт}$  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 ГКМ 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 ГКМ 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 ГКМ 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  $t = 100...500$  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 ГКМ 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 ГКМ 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  $T_0 = 64...70$  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 ГКМ имел следующие показатели:

холодопроизводительность  $q'_0 = 0,3$  Вт при  $T_0 = 64...70$  К и  $q_0 = 1,5$  Вт при  $T_0 = 135...150$  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.

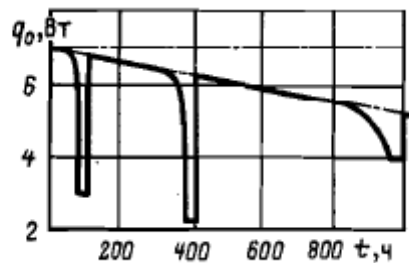


Рисунок 4.11 – Изменение холодопроизводительности ГКМ во время ресурсных испытаний

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

Таким образом, было показано что, используя лучшие достижения конструкционно-технологического и термодинамического направлений совершенствования рефрижераторов  $R_n$ , уже сегодня можно создавать экземпляры машин, имеющие высокие энергетические и массовые показатели в сочетании с высокими надёжностью 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 ГКМ по циклу Вюлемье-Такониса (см. рис. 4.4). Развитие теплоиспользующих ГКМ 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 ГКМ, 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 температурах  $T > 600 \text{ K}$ .

Вторая причина, определившая развитие теплоиспользующих ГКМ, связана с тем, что они весьма перспективны при разработке установок с большим ресурсом работы, вплоть до  $t_p = 5000 \dots 10\,000 \text{ ч}$ . 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.

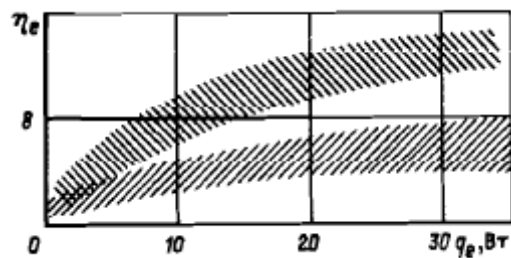


Рисунок 4.12 – Энергетическая эффективность ГКМ по циклу Вюлемье-Такониса: /// - теплоиспользующие; ||| - электромеханические

Идеальный цикл Вюлемье-Такониса может быть реализован без затрат электрической или механической энергии, поскольку в пределах 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 вытеснителей необходима некоторая механическая мощность  $N$ , которая, однако, по отношению к эксергии теплоты  $Q_в$  высокого потенциала  $T_в > T_{o.c.}$  относительно невелика,  $N < 0,1 q_в \left| 1 - \frac{T_{o.c.}}{T_в} \right|$ . Процессы в СПТ теплоиспользующих машин сводятся к периодическому нагреву при  $T_в$  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  $q_в$  при  $T_в > T_{o.c.}$  влияют те же факторы, что и на холодопроизводительность  $q_о$ . Однако их действие приводит к увеличению теплового потока в реальном цикле, поэтому

$$q_{в} = q_{в,и} + \Delta q_{в,\Sigma} \quad (4.13)$$

$$\eta_e = \frac{(q_{O,II} + \Delta q_{0,\Sigma}) \tau_{e,0}}{(q_{B,II} + \Delta q_{B,\Sigma}) \tau_{e,B} + \Delta N_{\Sigma}} \quad (4.14)$$

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

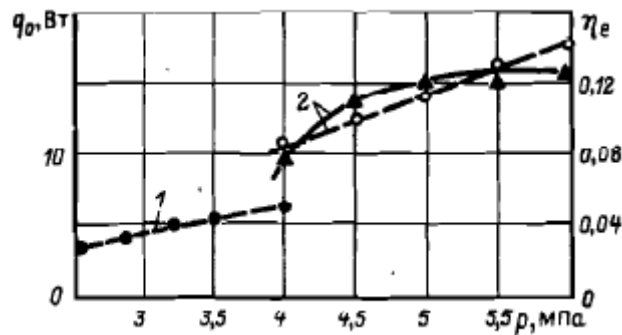


Рисунок 4.13 – Экспериментальная зависимость холодопроизводительности и КПД теплоиспользующей ГКМ от среднего давления в цикле: ----- –  $\eta_e$ ; - - - - - –  $q_0$ ; 1 –  $T_0 = 80\text{K}$ ; 2 –  $T_0 = 100\text{K}$

Как уже отмечалось, степень изменения давления  $\varepsilon$  в рабочем объеме определяется отношением температур  $T_e$  и  $T_{o.c.}$  Максимальные значения  $T_e < 1000\text{K}$  ограничены прочностными характеристиками материалов. Однако даже при столь высоких температурах  $\varepsilon$  для ГКМ Вюлемье-Такониса меньше, чем для ГКМ Стирлинга, и не превышает  $\varepsilon = 1,2 \dots 1,3$  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  $p_{\min}$  (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 ГКМ по циклу Стирлинга, некоторые преимущества могут быть получены при использовании линейных электромагнитных двигателей для одного из вытеснителей. Привод второго вытеснителя можно выполнить с использованием постоянных магнитов или гидродинамическим, который описан выше. Одна из схем ГКМ с линейным приводом и вид индикаторной диаграммы в СОО показаны на рис. 4.15. В

машинах с частотой рабочих циклов  $n < 3 \text{ с}^{-1}$  перспективно применение шаговых линейных двигателей [80], которые позволяют заранее запрограммировать закон движения вытеснителей. Вследствие этого можно увеличить площадь индикаторной диаграммы в СОО и, следовательно, удельную холодопроизводительность. Программирование закона движения может быть весьма полезно также при гидродинамическом приводе второго вытеснителя, поскольку позволит исключить удары его о торцы цилиндра.

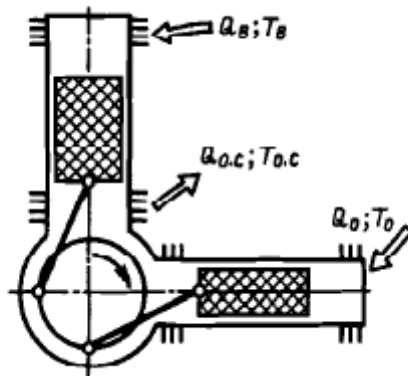
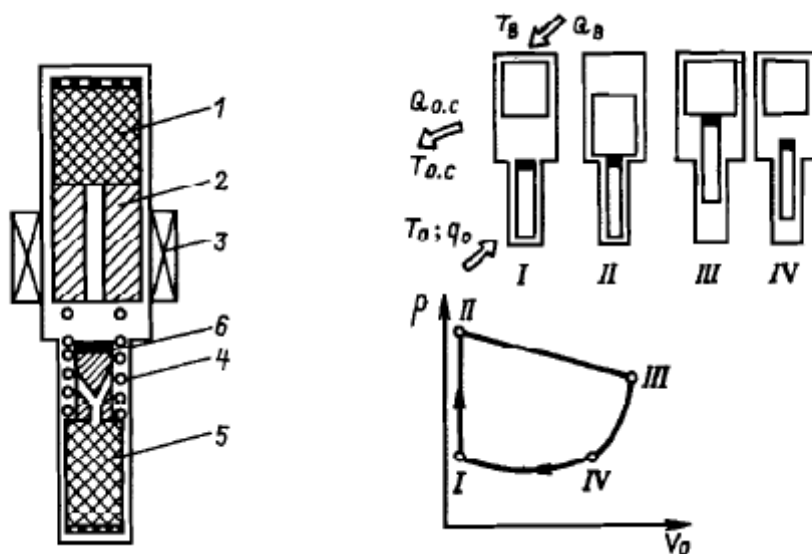


Рисунок 4.13 – Схема теплоиспользующей ГKM со встроенным приводом вытеснителей

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 Вюлемье-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.



**Рисунок 4.15 – Схема теплоиспользующей ГКМ с электромагнитным приводом и индикаторные диаграммы: 1 – теплый вытеснитель; 2 – якорь; 3 – статор; 4 – пружина; 5 – холодный вытеснитель; 6 – постоянный магнит**

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.

### **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 массо-габаритные характеристики при  $T_0 > 15...20$  К и  $q_e < 150$  Вт. Для рефрижераторов  $R_s$  - лучшие, чем для  $R_n$ , энергетические и массогабаритные характеристики при температурах  $T_0 < 15...20$  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 характерно 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.

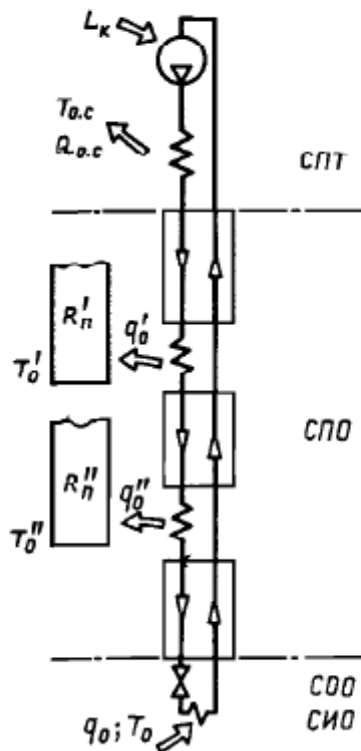


Рисунок 4.16 – Использование рефрижераторов  $R_n$  в охлаждаемой СПО гелиевого рефрижератора

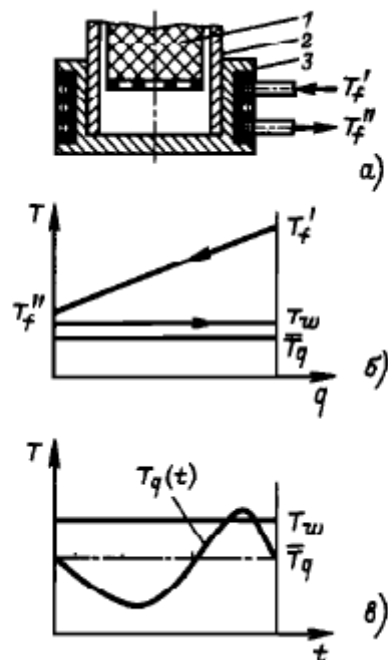


Рисунок 4.17 – Принципиальная схема (а) и процессы (б,в) в теплообменнике предварительного охлаждения: 1 – вытеснитель; 2 – цилиндр ГКМ; 3 – теплообменник предварительного охлаждения

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). Пульсация давления  $p$  в рабочем объеме рефрижераторов  $R_n$  вызывает соответствующие колебания температуры газа  $T_g$  в СОО. Однако средняя температура за цикл  $T_g$  всегда меньше, чем температура стенки  $T_w$ . В связи с этим при охлаждении потока от  $T'_f$  до  $T''_f$  средняя разность температур  $\Delta T$  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 предварительного 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 ГКМ по циклу Стирлинга, показан на рис. 4.18. Отвод потока  $G_H$  в теплообменник изменяет соотношение тепловых эквивалентов  $W = G_{cp}$  прямого  $W_m$  и обратного  $W_n$  потоков в регенераторе ГКМ. В том случае, когда  $G_H = 0$ ,  $W_m = W_n$ , и разность температур  $\Delta T_{m.k}$  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  $\Delta T_{m.k} = \Delta T_{x.k}$ . При  $G_{H,n} \neq 0$   $W_m < W_n$ , в связи с этим  $\Delta T_{x.k} > \Delta T_{m.k}$ , 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 ГКМ (см. рис. 4.17). С учетом этого оптимальная доля потока  $G_H$  соответствует условию минимума потерь при теплообмене в регенераторе 4 ГКМ и теплообменнике 3. Экспериментальные исследования [62] такой ГКМ с отбором потока были проведены применительно к условиям охлаждения воздуха при его ожижении. Оптимальная доля отбираемого потока составила всего 0,4% расхода газа на холодном конце регенератора; при этом эксергетический КПД системы охлаждения увеличивался 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 ГКМ 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 применён 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  $p, V_0$  для детандера (рис. 4.19) на участках III-IV и VI-I совпадают, а на остальных участках давления различаются незначительно.

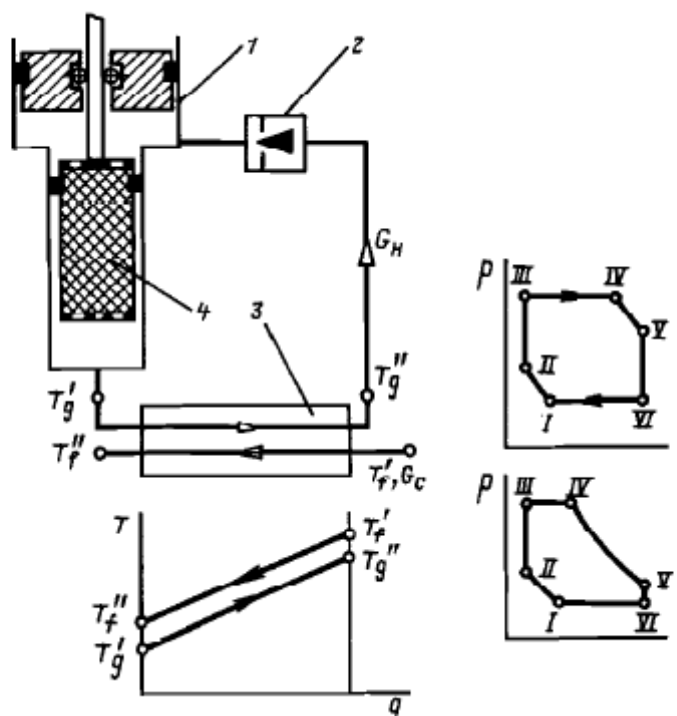


Рисунок 4.18 – Модификация ГKM для охлаждения потока рабочего тела: 1 – ГKM; 2 – обратный клапан; 3 – теплообменник предварительного охлаждения; 4 - регенератор



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 впуска 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.

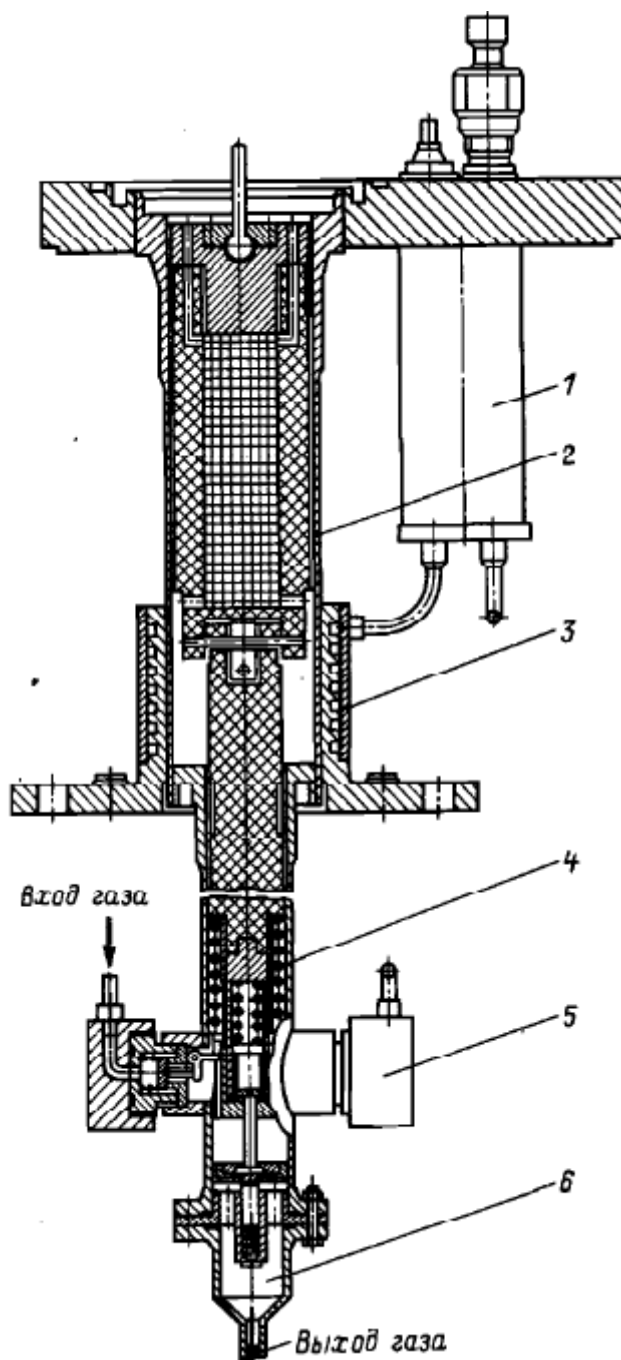


Рисунок 4.20 – Конструкционная схема рефрижератора  $R_n-R_s$  с детандерной СОО: 1 – рекуперативный теплообменник; 2 – ГКМ; 3 – теплообменник нагрузки ГКМ; 4 – детандер; 5 – клапан; 6 – клапан выпуска

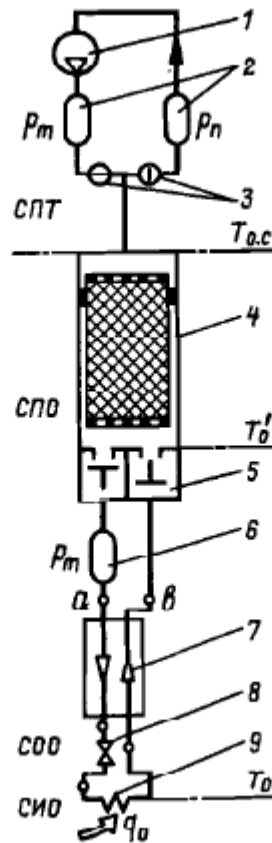


Рисунок 4.21 –Схема рефрижератора  $R_n - R_s$  с детандерной СОО: 1 – компрессор; 2,6 – ресиверы; 3 – принудительные клапаны; 4 – ГКМ Гиффорда-Макмагона; 5 – автоматические клапаны; 7 – теплообменник дроссельной ступени; 8 – дроссель; 9 – теплообменник нагрузки

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 |

Минимальные давления  $p_n$  в рефрижераторе  $R_n$  выше, чем критическое давление гелия. Так, для ГКМ Гиффорда-Макмагона  $p_n = 0,4 \dots 0,6$  МПа, для ГКМ Стирлинга  $p_n = 1,0 \dots 20$  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,  $\Delta T_{мин} = 0,5$  К,  $T_0 = 6 \dots 6,3$  К. Удельная холодопроизводительность  $q_0 = 4$  Дж/г, а эксергетический КПД дроссельного контура  $\eta_e^d = 0,2$ . Значение в этом случае может быть определено как

$$\eta_e^{\delta} = \frac{\Delta i_{ba} \tau_e}{\Delta i_{ab} - T_{o.c} \Delta s_{ab}} \quad (4.15)$$

В первом приближении комбинированного рефрижератора, где последовательно соединены ГКМ и дроссельный контур, можно найти как произведение их  $\eta_e^{\Sigma} = \eta_e^{\text{д}} \eta_e^{\text{ГКМ}}$ . При оценке  $\eta_e^{\Sigma}$  значение  $\eta_e^{\delta}$  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 холодопроизводительность ГКМ в этом случае определим как

$$q_e = \Delta i_{ba} G^{\delta} \tau_e, \quad (4.16)$$

где  $\Delta i_{ba}$  - недорекуперация в дроссельном контуре;  $G^{\delta}$  - расход в нем.

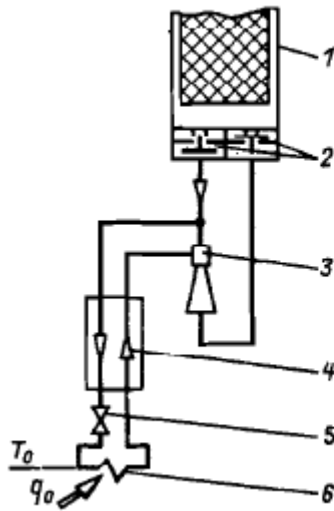


Рис. 4.22. Схема включения дроссельно-эжекторной ступени в рефрижераторе  $R_n - R_s$ :

1 - ГКМ; 2 - автоматические клапаны; 3 - эжектор; 4 - теплообменник; 5 - дроссель; 6 - испаритель

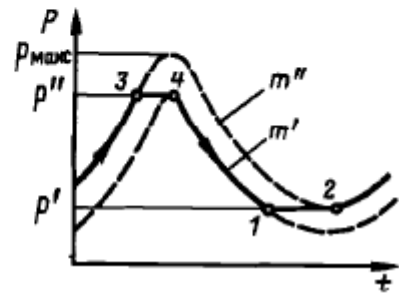


Рисунок 4.23 – Процессы в ГКМ для сжатия и охлаждения внешнего потока рабочего тела

Относительно высокие значения  $p_n$ , которые необходимы при сочетании дроссельного контура с ГКМ, 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.

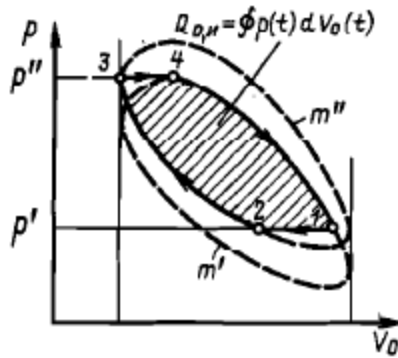


Рисунок 4.24 – Индикаторная диаграмма и охлаждения внешнего потока рабочего тела

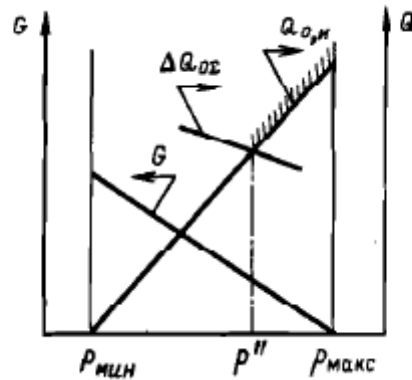


Рисунок 4.25 – Определение рабочей зоны расходной характеристики ГКМ

При использовании в комбинированных рефрижераторах ГКМ Гиффорда-Макмагона характер процессов в ней принципиально не изменяется. Вид индикаторной диаграммы остается таким же, как и для автономного режима работы ГКМ. 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 ГКМ, 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, как и для ГКМ, работающей по традиционному обратному циклу Стирлинга:

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

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 ГКМ, 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, приведённым, например, в [52]. Расходная характеристика  $G = G(p'')$ , приведённая 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 машины соответствует только той части зависимости  $G(p'')$ , на которой ГКМ может компенсировать потери:  $Q_{0,и} > \Delta Q_{0,с}$ . 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 ГКМ Стирлинга (рис. 4.26). Для внешнего охлаждения прямого потока гелия в СПО выбраны две независимо работающие ГКМ 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  $p_m = 2,0...2,5$  МПа. Давление гелия  $p_n$ , во всасывающей линии компрессора может изменяться в пределах  $0,07—0,13$  МПа. Расход гелия в дроссельном контуре  $V = 0,9...2,0$  нм<sup>3</sup> /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.

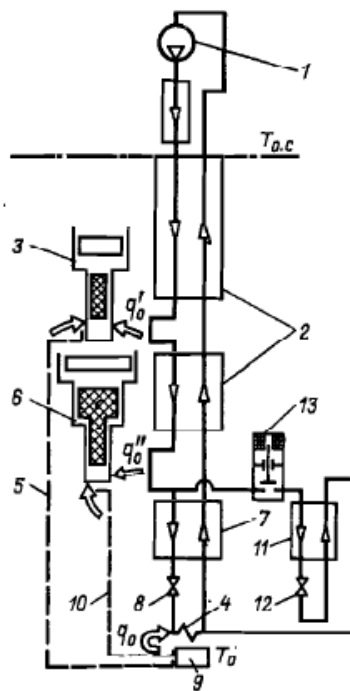
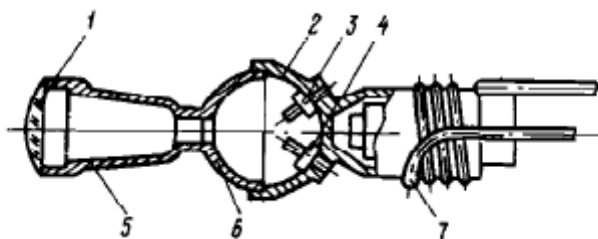


Рисунок 4.26 – Принципиальная схема гелиевого рефрижератора для телескопа БСТ-1А: 1 – компрессор; 2 – регенеративный теплообменник; 3 – ГKM ( $T_0=80$ К); 4 – теплообменник нагрузки; 5 – первый экран; 6 – ГKM ( $T_0=20$ К); 7 – теплообменник дроссельной ступени; 8 – дроссель; 9 – интегрирующая камера; 10 – второй экран; 11 – теплообменник пускового контура; 12 – дроссель пускового контура; 13 – электромагнитный клапан



**Рисунок 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**

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 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 антимонида индия, обеспечивает работу субмиллиметрового канала (СК) при  $\lambda = 300...2000$  мкм; второй 4 — для приема инфракрасного излучения (ИК-канал) с длиной волны  $\lambda = 60...130$  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 приемников 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 ГКМ 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, ГКМ - 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 определения 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  $T_o = 77$  К и  $T_o = 20$  К соответственно. В третьей ступени охлаждения компенсируется холодом, выработанным в СОО. К активным переменным отнесены также расход гелия в дроссельном контуре и разности температур ДГН на теплых концах регенеративных теплообменников каждой ступени. Значения ДГН 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

$$q_T^I \leq q_o^I + V [(i_m'' - i_n') + (i_n' - i_m')] \quad (4.19)$$

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  $\Delta T_H$  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 учётом экспериментальных характеристик ГKM был предварительно определён расход гелия в дроссельном контуре  $V = 1,1...1,4$  м<sup>3</sup>/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  $V = 1,3...1,4$  м<sup>3</sup>/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. 4.56, который при запуске подключался к 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 ГКМ (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 13 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

### 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; твёрдым, 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  $T_{o.c.}$  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  $T_{кр} - T_{m.m.}$

В случае криостатирования твердыми криоагентами температурная область криостатирования лежит ниже  $T_{m.m.}$  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 <sup>3</sup> |
|--------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------|-------------------------------|----------------------------------------------------------------------------|------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------|
|                                                                                            |                                |                               | 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:<br>нормальный<br>(75% о-Н <sub>2</sub> ,<br>25% p-Н <sub>2</sub> )<br>параводород | 2,02                           | 4124,2                        | 20,38                                                                      | 13,950 (7,2)                 | 0,08999                                                                     |
| Воздух                                                                                     | 28,96                          | 287,0                         | 20,38                                                                      | 13,813 (7,2)                 | –                                                                           |
| Гелий-4                                                                                    | 4,00                           | 2078,0                        | 78,80                                                                      | –                            | 1,29280                                                                     |
| Гелий-3                                                                                    | 3,02                           | –                             | 4,22                                                                       | –                            | 0,17846                                                                     |
| Кислород                                                                                   | 31,998                         | 259,8                         | 3,20                                                                       | –                            | 0,13450                                                                     |
| Метан                                                                                      | 16,040                         | 518,8                         | 90,188                                                                     | 54,352 (0,1)                 | 1,42895                                                                     |
| Неон                                                                                       | 20,183                         | 411,0                         | 116,67                                                                     | 90,66 (11,7)                 | 0,7168                                                                      |
| Фтор***                                                                                    | 37,997                         | 219,0                         | 27,102                                                                     | 2454 (43,3)                  | 0,8999                                                                      |
|                                                                                            |                                |                               | 84,95                                                                      | 53,48 (0,25)                 | 1,635                                                                       |

| Вещество                                                                                   | Плотность жидкости при атмосферном давлении*, кг/м <sup>3</sup> | 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:<br>нормальный<br>(75% о-Н <sub>2</sub> ,<br>25% p-Н <sub>2</sub> )<br>параводород | 70,80                                                           | 890,0                              | 912,8                                 | 0,2                   | 33,19          |
| Воздух                                                                                     | 70,2                                                            | 897,8                              | 906,2                                 | 0,1                   | 33,90          |
| Гелий-4                                                                                    | 873,0                                                           | 5942,0                             | –                                     | ~3,7                  | 132,42         |
| Гелий-3                                                                                    | 125,0                                                           | 81,3                               | –                                     | 0,2                   | 5,20           |
| Кислород                                                                                   | 58,9                                                            | 25,4                               | –                                     | 0,1                   | 3,31           |
| Метан                                                                                      | 1142                                                            | 6810                               | 7776,0                                | 4,91                  | 159,58         |
| Неон                                                                                       | 426                                                             | 8200                               | 8661,6                                | 4,50                  | 190,6          |
| Фтор***                                                                                    | 1206                                                            | 1735                               | 1816,5                                | 2,58                  | 44,6           |
|                                                                                            | 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 – Характеристики твердых криоагентов [132, 164]

| Криоагент           | Температурный интервал, К* | Теплота сублимации |                    | Плотность, кг/м <sup>3</sup> |
|---------------------|----------------------------|--------------------|--------------------|------------------------------|
|                     |                            | Дж/моль            | Дж/см <sup>3</sup> |                              |
| 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                      |
| Оксид 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  $T = T_{o.c.}$ . Но и в этом случае изоляция ступеней, где температура понижается до  $T \ll T_{o.c.}$ , 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 теплоизоляцию (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.

## **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.

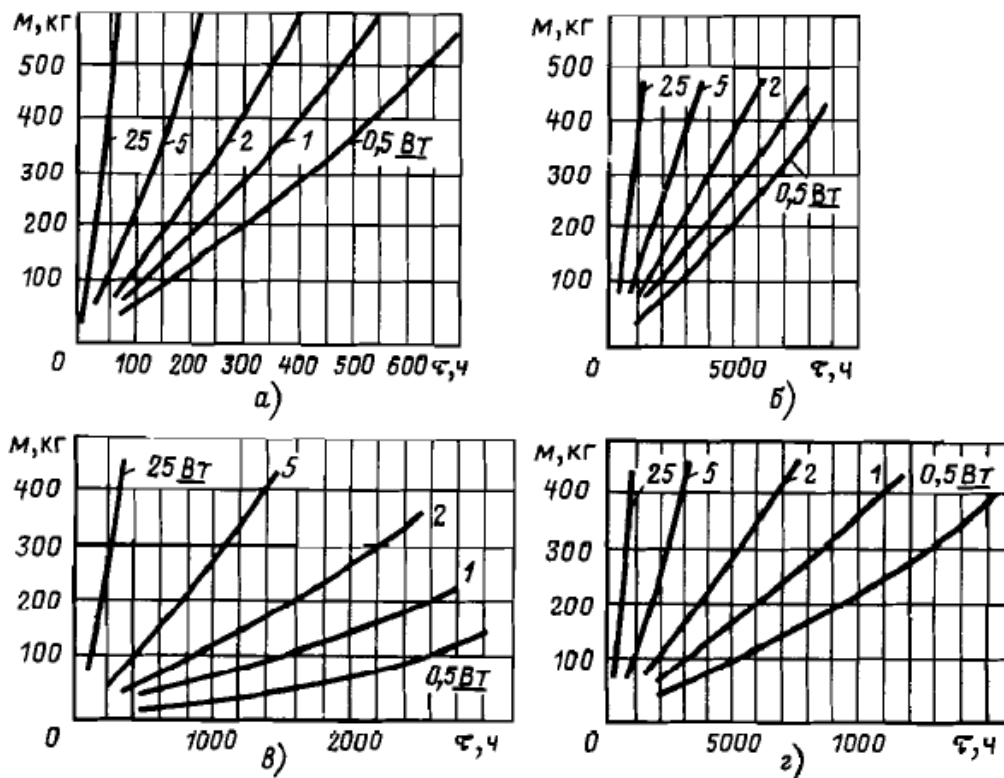


Рисунок 5.1 – Зависимость массы испарительного жидкого криоаккумулятора от времени для жидкого гелия (а), жидкого водорода (б), жидкого неона (в), жидкого азота (г)

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  $t$  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 - 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 массогабаритным показателям систем, выполненных по варианту б рис. 5.2. Наименьшей эффективностью обладает изоляция, выполненная по варианту а.

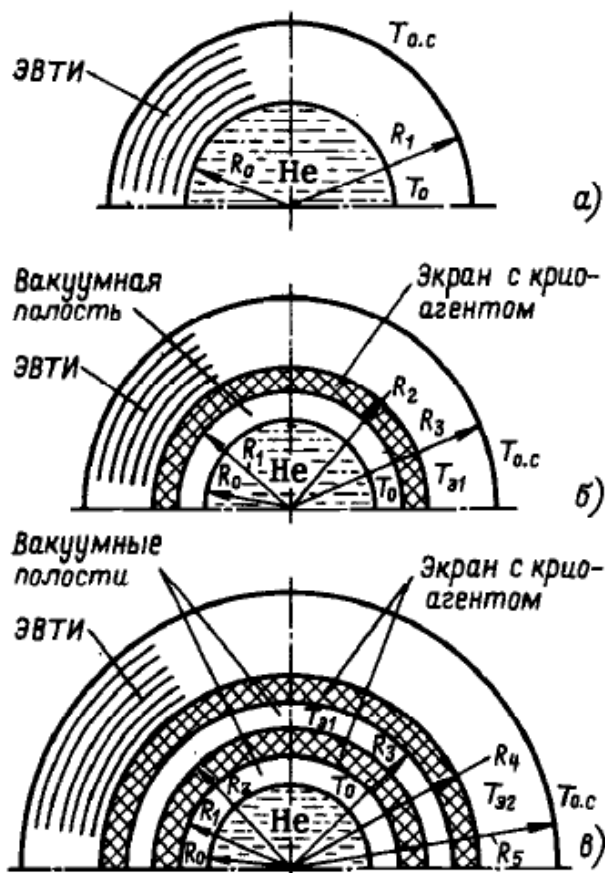


Рисунок 5.2 – Варианты изоляции испарительного жидкостного криоаккумулятора

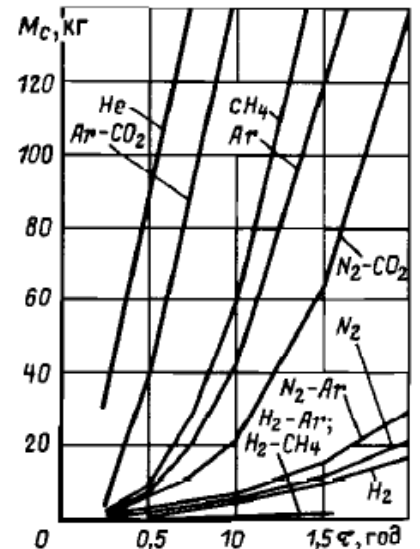
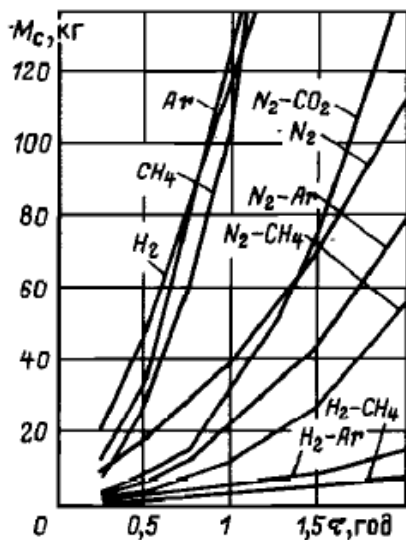


Рисунок 5.3 и Рисунок 5.4 – Зависимость массы криоаккумулятора от времени работы и типа изоляции

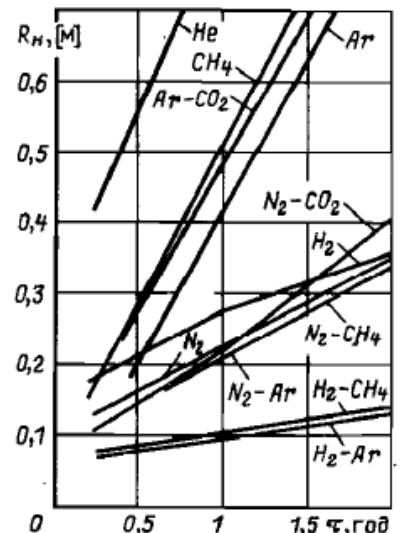
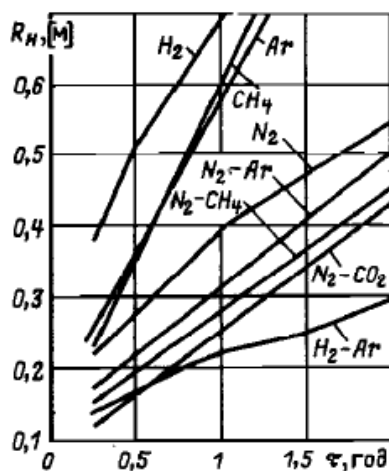


Рисунок 5.5 и Рисунок 5.6 – Зависимость радиуса наружной оболочки криоаккумулятора от времени работы и типа изоляции

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 сосуды, 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.

Коэффициент теплоотдачи  $a$  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 прикидочных расчетов теплоотдачи при кипении в условиях свободной конвекции можно также использовать эмпирическое уравнение, полученное обобщением большого числа экспериментальных данных [159],

$$a = C q^{0,624} (\rho c \lambda)_M^{0,117} \quad (5.1)$$

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  $a$  по уравнению (5.1) в интервале давлений  $4 \cdot 10^{-3} < p/p_{кр} < 0,97$  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]

$$q_{кр1} = Kr \sqrt{\rho''} \sqrt[4]{g \sigma (\rho' - \rho'')} \quad (5.2)$$

где  $r$  - теплота парообразования;  $K=0,13$  - постоянный коэффициент;  $\rho'$ ,  $\rho''$  - соответственно плотность жидкости и пара;  $\sigma$  - коэффициент поверхностного натяжения.

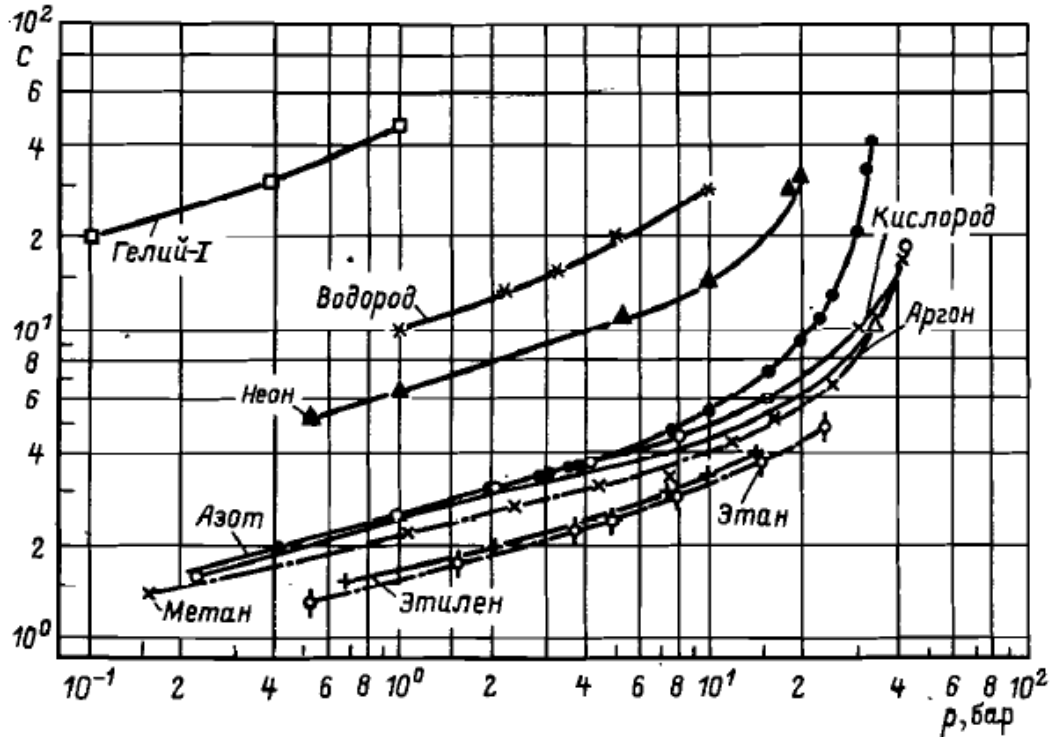


Рисунок 5.7 – Зависимость поправочного коэффициента  $C$  от давления для различных криоагентов

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  $g_n$ , 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  $g_n$  и  $g < g_n$ . Эксперименты показывают, что достаточно небольшого ускорения  $g = (0,01...0,03) g_n$ , 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]:

$$Nu_b = 0,0042 P_*^{0,6} K_p^{0,5} S^{0,2} \quad (5.5)$$

Модифицированное число кипения

$$Bo_* = (2G / g) [1 + x(\rho' / \rho'' - 1)] \quad (5.6)$$

В уравнениях (5.5) и (5.6) приняты следующие обозначения:  $Pe = qb/(r\rho''a)$  - критерий Пекле;  $K_p = p / \sqrt{\sigma g (\rho' - \rho'')}$  - безразмерный параметр;  $S = (\rho c \lambda) w / (\rho c \lambda)'$  - безразмерный параметр;  $G$  - массовая скорость;  $q$  - плотность теплового потока;  $x$  - паросодержание;  $\rho'$ ,  $\rho''$  - соответственно плотность жидкости и пара;  $r$  - теплота парообразования;  $\sigma$  - поверхностное натяжение;  $a$  - температуропроводность. Индексом  $w$  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/(м<sup>2</sup> • с) и тепловых потоков 400-210 000 Вт/м<sup>2</sup> с погрешностью  $\pm 35\%$ . Уравнения (5.4) и (5.5) справедливы для  $x = 0 \dots 1$ .

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  $Nu_\infty$  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 В 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 тд.), 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 твёрдые тела обладают большей диэлектрической проницаемостью по сравнению с их паром, то конденсированные криоагенты будут сильнее, чем пар, втягиваться в область большей неоднородности поля, что позволит разделить многофазные среды.

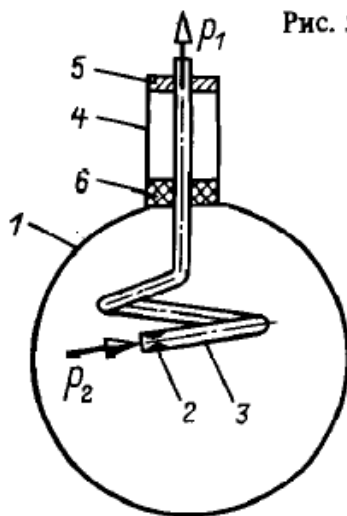


Рис. 5.8. Схема сепаратора для теплового разделения фаз

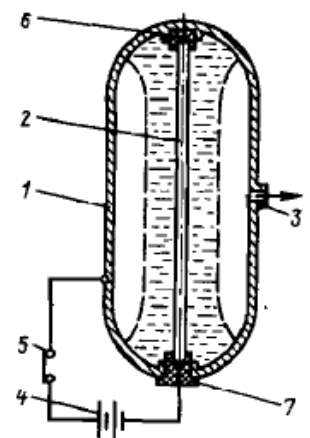


Рисунок 5.9 – Схема сепаратора, основанного на использовании различия в диэлектрических свойствах жидкости и пара: 1 – сосуд; 2 – электрод; 3 – штуцер для выхода газа; 4 – высоковольтный источник тока; 5 – выключатель; 6,7 - изоляторы

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 оттеснять 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  $T_0 < 1,8 \text{ K}$ .

Уникальные свойства криоагента He-II определяют его использование в космических криорефрижераторах для криостатирования при температурах ниже  $\lambda$ -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  $T_0 < 2 \text{ K}$ , 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  $\text{H}_2$  и 1,5%  $\text{N}_2$ , 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.

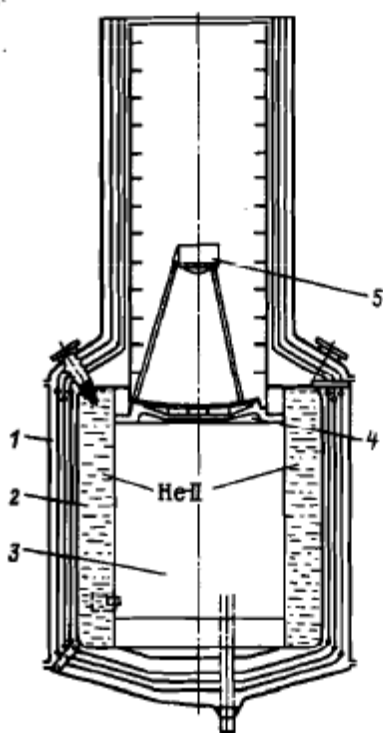


Рисунок 5.10 – Конструкционная схема ИК-телескопа с рефрижератором разомкнутого типа He-II

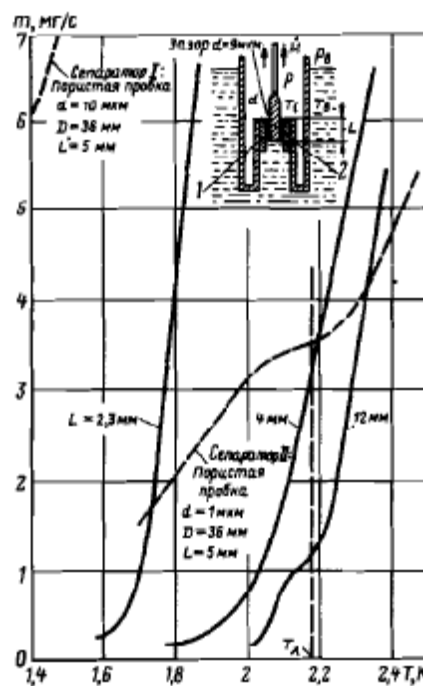


Рисунок 5.11 – Схема сепаратора на He – II и сопоставление его характеристик работы с характеристиками сепараторов из пористых тел

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 05 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 дм<sup>3</sup>.

Первое зеркало телескопа диаметром 05 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 1 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  $T_0 > 6...8\text{K}$ ).

### **3. Сублимационные криоаккумуляторы**

Известно (см. табл. 5.1, 5.2), что плотность и теплота сублимации твердых криоагентов в среднем на 10-15% выше наибольшей 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  $p$ -H<sub>2</sub>, используемых в качестве основных криоагентов при исходных данных  $Q_0 = 0,025$  Вт;  $\tau = 104$  ч;  $\lambda_{из} = 1 \cdot 10^{-4}$  Вт/(м · К);  $\delta_{из} = 50$  мм;  $T_{o.c.} = 300$  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  $Q_0$ ,  $\lambda_{из}$ ,  $\tau$ . 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 NH<sub>3</sub> или CO<sub>2</sub>.

Таблица 5.3. Массогабаритные характеристики рефрижераторов на твердых криоагентах

| основной            | Криоагент                        |  | Суммарная масса криоагентов | Наружный диаметр сферы $D_2 + 2\delta$ , отн. ед. |
|---------------------|----------------------------------|--|-----------------------------|---------------------------------------------------|
|                     | экранный                         |  |                             |                                                   |
| Ne                  | CH <sub>4</sub>                  |  | 1,00                        | 1,00                                              |
|                     | Ar                               |  | 2,50                        | 0,92                                              |
|                     | NH <sub>3</sub>                  |  | 4,15                        | 2,25                                              |
|                     | CH <sub>4</sub> -NH <sub>3</sub> |  | 0,11                        | 0,46                                              |
|                     | CH <sub>4</sub>                  |  | 1,00                        | 1,00                                              |
| $p$ -H <sub>2</sub> | Ar                               |  | 2,80                        | 0,96                                              |
|                     | NH <sub>3</sub>                  |  | 33,50                       | 5,50                                              |
|                     | CH <sub>4</sub> -NH <sub>3</sub> |  | 0,84                        | 0,84                                              |

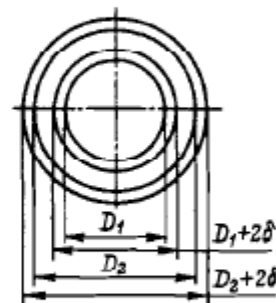


Рис. 5.12. Схема изоляции сублимационного криоаккумулятора

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 изоэнтропным 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  $p \gg p_{m.m.}$  Затем вентиль II закрывают и сбрасывают давление до  $p < p_{m.m.}$  Изоэнтропным 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 изоэнтропном 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 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  $p_{m.m.}$ , так и при  $p > p_{m.m.}$  В

первом случае по мере понижения температуры необходимо снижать давление в системе с  $p > p_{m.m}$  до  $p = p_{m.m}$  (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 изоэнтропным расширением, прекратив подачу постороннего криоагента и сбросив давление оставшегося газа (процесс 5-5') до  $p < p_{m.m}$ .

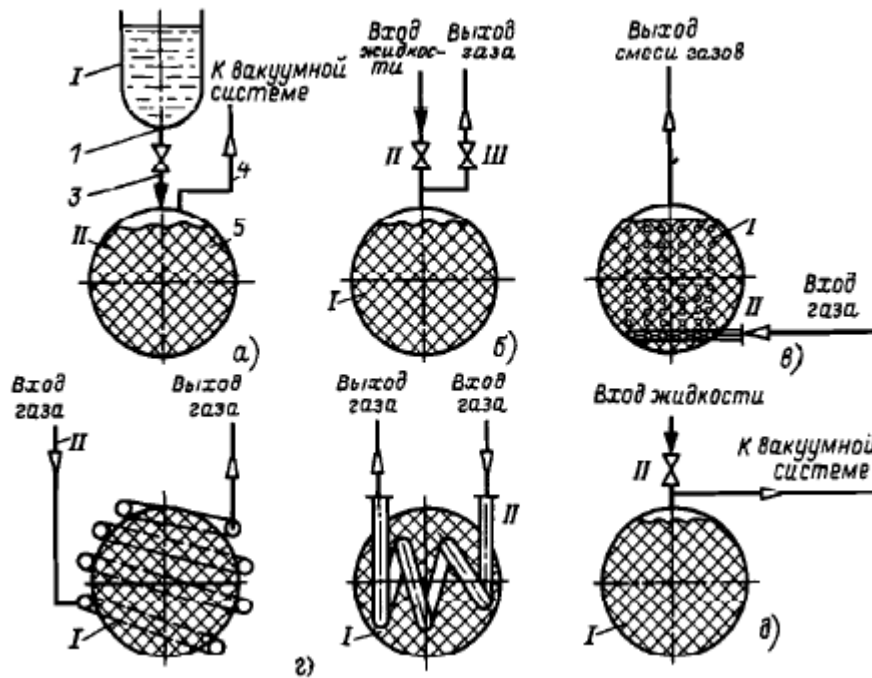


Рисунок 5.13 – Способы получения твердых криоагентов

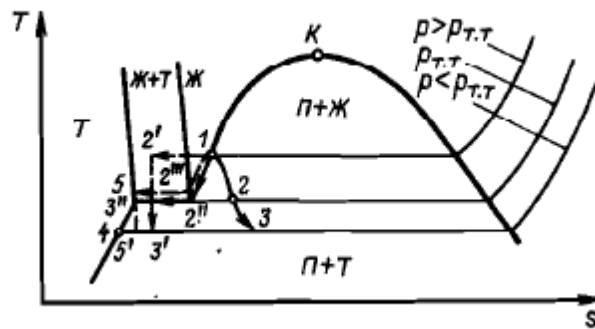


Рисунок 5.14 – Процессы получения твердых криоагентов в T,s - диаграмме

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  $p > p_{m.m}$ .



г) Замораживанием залитой в рефрижератор жидкости посторонним криоагентов, имеющим температуру ниже  $T_{ТТ}$  замораживаемого вещества.

На рис. 5.13, г показаны принципиальные схемы расположения змеевиков при замораживании жидкости посторонними криоагентами. В случае внутреннего расположения змеевиков замораживание происходит непосредственно на наружной поверхности трубы. При внешнем расположении змеевик 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. Змеевики 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 твёрдого азота, может быть увеличено на 8,19 Дж, или на 33%. 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<sub>2</sub> 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  $T_{m.m.}$ . 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 конструкционная схема рефрижератора, предназначенного для работы на твердом неоне. Рефрижератор представляет собой криостат с внутренней неоновой полостью I 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 x 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  $T_{\text{Ne}}$  соответствуют случаю, когда твердый неон получен вакуумированием парового пространства; нижние линии — для Ne, полученного замораживанием жидкости холодным He.

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 практически невозможно также полезно использовать весь криоагент, заполняющий криостат.

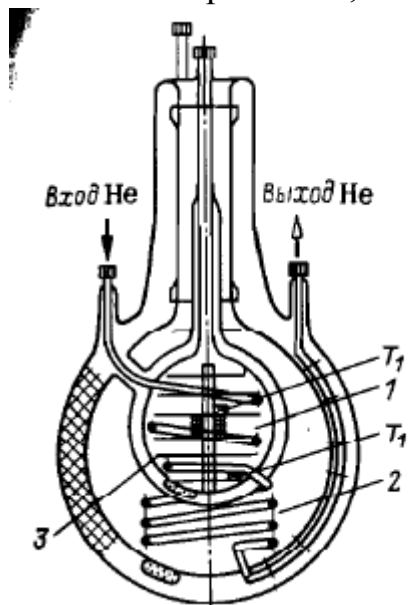


Рис. 5.15. Конструкционная схема рефрижератора, работающего на твердом неоне

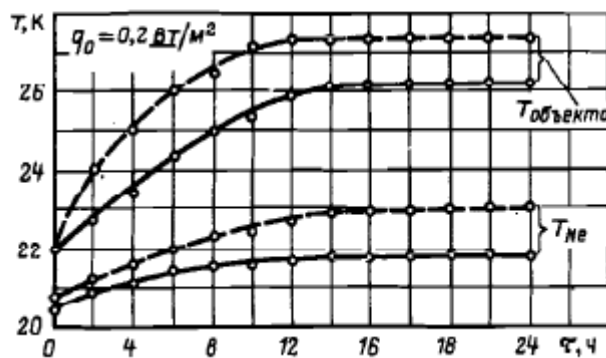


Рисунок 5.16 – Экспериментальные зависимости температуры объекта и твердого неона от времени работы системы

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:

$$\bar{\alpha} = 0,376 q^{0,905} \quad (5.8)$$

где  $q$  - плотность теплового потока, Вт/м<sup>2</sup>. Уравнением (5.8) обобщаются (с погрешностью до 20%) экспериментальные данные по теплоотдаче от плоского медного нагревателя к твердым криоагентам (СО<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, Ne, p -Н<sub>2</sub>) при тепловых потоках  $q = 10 \dots 1000$  Вт/м<sup>2</sup>. При меньших  $q$  погрешность возрастает до 40%.

Однако эту задачу можно рассмотреть с позиций общей физики, для того чтобы установить основные факторы, определяющие процесс тепломассообмена 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 контакт 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 сублимированного 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;  $T_{o.c} = 300$  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                              |

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 экранный. Рефрижератор также предназначен для криостатирования детектора ИК-излучения [132] и состоит из следующих основных элементов: контейнеров 1 и 2 соответственно с твердыми аргоном и CO<sub>2</sub>, корпуса 3 с горловиной 4, трубопроводов 5 и 6 для заправки и удаления паров сублимировавших Ag и CO<sub>2</sub>, теплопровода 7, соединяющего ИК-детектор с твердым Ag, трубопровода 8 для замораживания Ag и CO<sub>2</sub>.

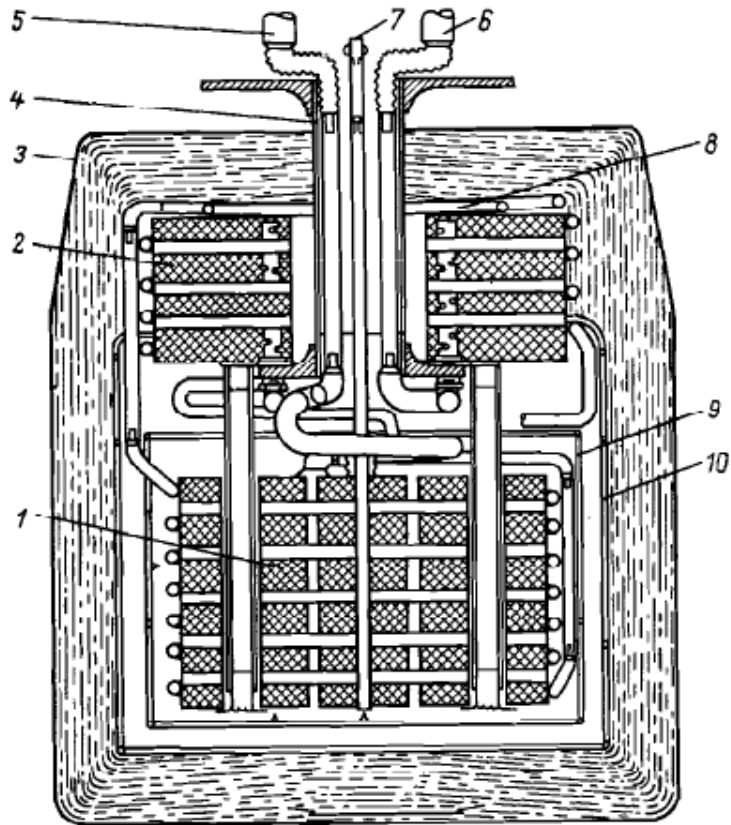


Рисунок 5.17 – Конструкционная схема сублимационного криоаккумулятора на твердом аргоне с экраным криоагентом

Пространство с температурой, создаваемой твердой  $\text{CO}_2$ , изолировано от окружающей среды с помощью ЭВТИ. Контейнер с твердым аргоном дополнительно защищен от теплопритока излучением пассивным 9 и охлаждаемым твердой  $\text{CO}_2$  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 холодопроизводительность составляет  $25 \cdot 10^3$  Вт;  $T_{o.c} = 300$  К; эффективный коэффициент теплопроводности ЭВТИ равен  $5,2 \cdot 10^{-5}$  Вт/(м · К); толщина изоляции 50 мм; время работы 1 год.



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 <sub>2</sub> , год | 1         | 1                 |
| Теплоприток к аргону, мВт                                 | 15        | 22,4              |
| Теплоприток к CO <sub>2</sub> , мВт                       | 76        | 74                |
| Масса рефрижератора, включая криоагенты, кг               | 13        | 15,5              |

\* Масса наружной оболочки контейнера не учитывалась.

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.

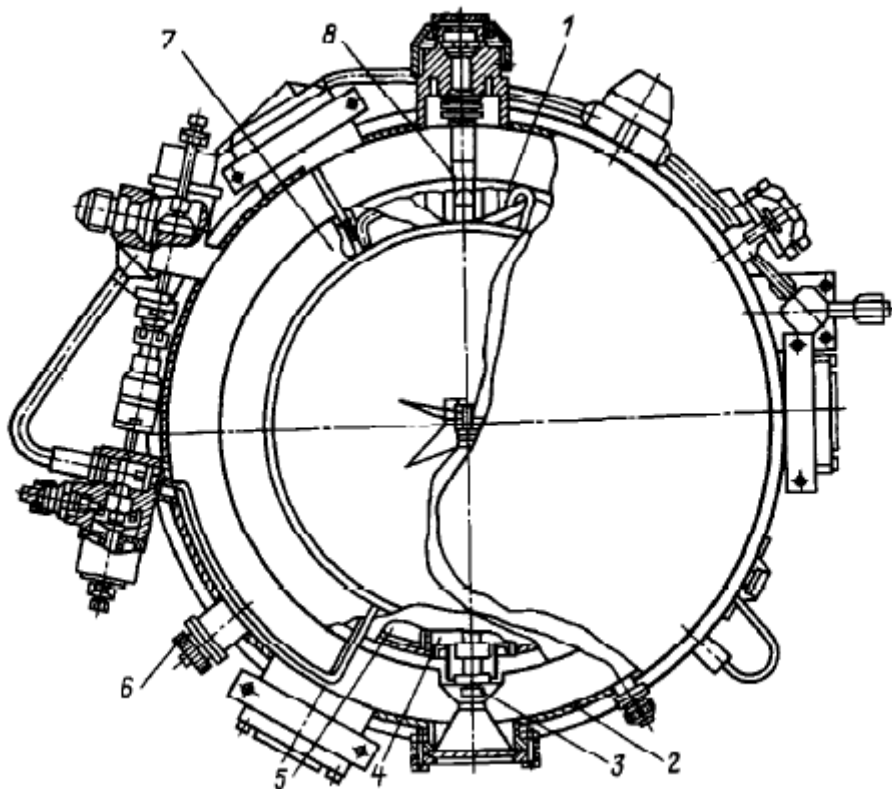


Рисунок 5.18 – Конструкционная схема сублимационного криоаккумулятора на твердом аргоне, работавшего на борту орбитальной станции «Салют - 4»

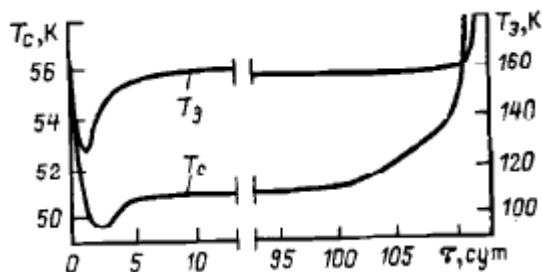


Рисунок 5.19 – Зависимость температур экрана и сосуда с твердым криоагентом от времени работы рефрижератора КТ-7

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  $T_z$  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.

#### 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  $p_{m,н}$  к конечным  $p_{m,к}$  давлениями рабочего тела в баллоне. Приняв  $p_n = idem$ , энергетический баланс криоблока за время  $dt$  запишем в виде

$$i_m(p_m)dM + \partial Q_0 = i_n dM \quad (5.9)$$

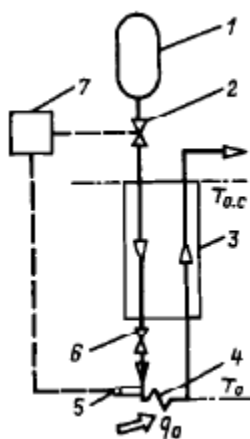
Учитывая, что  $dM = -dM_6$ , где  $M_6 = M_6(p_m)$  - масса рабочего тела в баллоне, найдем  $dM = -M'_6(p_m)dp_m$  и далее из уравнения (5.9) получим

$$\partial Q_0 = \Delta i_m(p_m)M'_\sigma(p_m)dp_m \quad (5.10)$$

$$Q_0 = \int_{p_{m,н}}^{p_{m,к}} \Delta i_m(p_m)M'_\sigma(p_m)dp_m \quad (5.11)$$

Если для описания состояния рабочего тела использовать коэффициент сжимаемости  $\zeta_c$  и принять неизменной температуру газа в баллоне, то

$$Q_0 = \frac{V_{\bar{\sigma}}}{RT_{o.c}} \int_{p_{m,н}}^{p_{m,к}} \frac{\Delta i_m(p_m)}{\zeta_c(p_m)} dp \quad (5.12)$$



**Рисунок 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  $T_0$ ,  $T_{o,c}$  и  $p_n$ , так же как и в системах с замкнутым контуром. Необходимо, чтобы изотермический дроссель-эффект  $\Delta i_T$ , соответствующий  $T_{o,c}$ , 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  $T_0 < T_{m.m.}$  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  $T_0 = 65...120$  К можно использовать в качестве рабочего тела не чистые вещества, а многокомпонентные смеси с большим дроссель-эффектом  $\Delta i_T$ , 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.

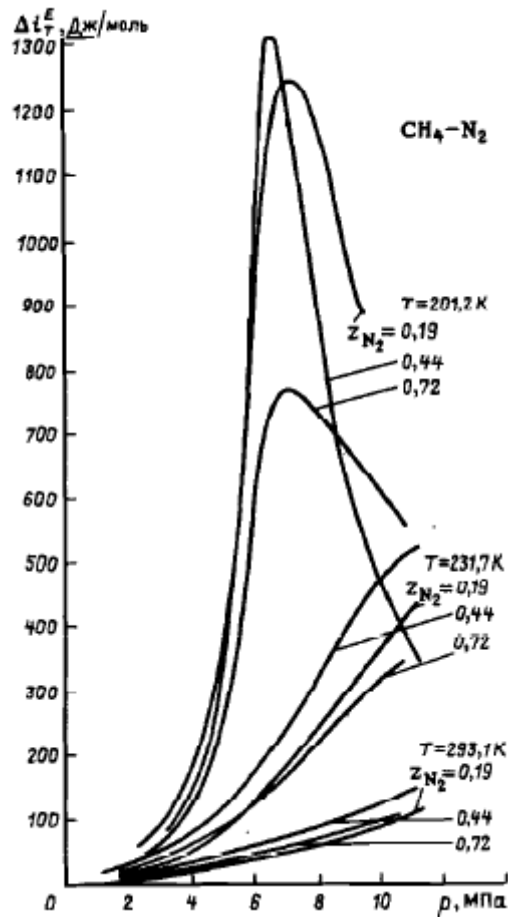


Рисунок 5.21 – Влияние давления и температуры на теплоту смешения азота с метаном

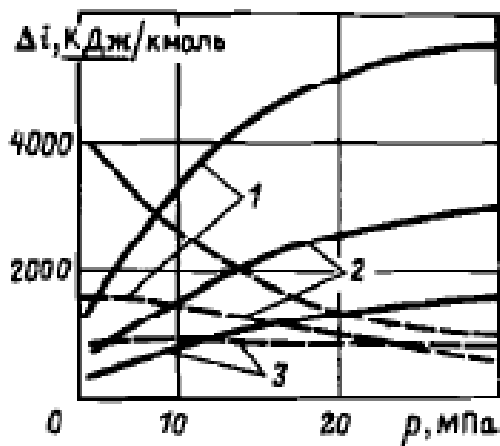


Рисунок 5.22 – Изотермический дроссель-эффект и теплота смешения многокомпонентных смесей:

$$\text{—} - \Delta i_T; \text{---} - \Delta i_T^E;$$

$$1 - z_{N_2} = 0,3; z_{CH_4} = 0,3; z_{C_2H_6} = 0,2;$$

$$z_{C_3H_8} = 0,2; 2 - z_{N_2} = 0,3; z_{R_{14}} = 0,15;$$

$$z_{R_{13}} = 0,2; z_{Ne} = 0,05; 3 - z_{N_2} = 0,7;$$

$$z_{CH_4} = 0,2; z_{C_2H_6} = 0,1$$

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  $\Delta i_T^E$  от давления при различных температурах и составах газовой смеси метан-азот ( $CH_4 - N_2$ ), построенная по данным [137]. Значение  $\Delta i_T^E$  сопоставимо с изотермическим дроссель-эффектом  $\Delta i_T$  смеси, а иногда и превышает его. Например, максимальное значение  $\Delta i_T^E$  для смеси  $CH_4 - N_2$  с мольной долей компонентов  $z_{CH_4} = z_{N_2} = 0,5$  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  $\Delta T^E$ , полученные по данным [137] для  $\Delta i_T^E$  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  $\Delta i_T^E$  и  $\Delta i_T$  для смеси азот – неон – хладоны R14 и R13 при концентрациях  $z_{N_2} = 0,6; z_{R14} = 0,15; z_{R13} = 0,2; z_{Ne} = 0,05$  и для азотно-углеводородной смеси состава  $z_{N_2} = 0,3; z_{CH_4} = 0,3; z_{C_2H_6} = 0,2; z_{C_3H_8} = 0,2$  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  $\Delta i_T^E = (0,2 \dots 0,3) \Delta i_T$  при  $p = 25 \dots 30$  мПа, а при  $p = 4,0 \dots 6,0$  мПа  $\Delta i_T^E = (1 \dots 2) \Delta i_T$ , что является существенным резервом для увеличения холодопроизводительности ДРС. Оценка термодинамической эффективности процесса смешения [23], которая проводилась по  $\eta_e$  процесса, что этот КПД может принимать относительно высокие значения  $\eta_e = 40 \dots 60\%$ , 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.

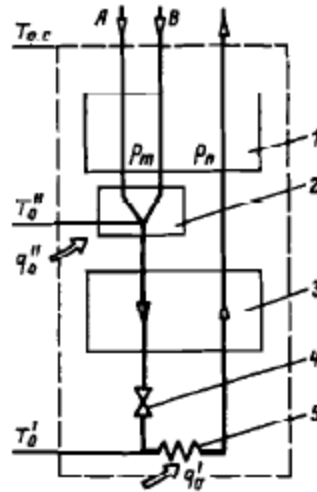


Рисунок 5.23 – Принципиальная схема криоблока ДРС с использованием теплового эффекта смешения: 1,3 – теплообменники; 2 – смеситель; 4 – дроссель; 5 - испаритель

Из энергетического баланса криоблока, контрольная поверхность которого выделена на рис. 5.23 штриховым контуром, следует, что суммарная удельная холодопроизводительность  $q_0^\Sigma$  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;  $\alpha$  - доли смешиваемых потоков. Энтальпии обратного  $i_n$  и прямых потоков  $i_m^A$  и  $i_m^B$  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  $\Delta i_T^E$  - теплота смешения потоков, найдем

$$q_0^\Sigma = \Delta i_T + \Delta i_T^E \quad (5.15)$$

Здесь  $\Delta i_T$  - 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  $\Delta i_T^E$ , 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 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:  $\Delta T_{\min} > 0$ . Пользуясь уравнением (5.14), можно определить теплоемкость смеси:

$$c_p = \alpha^A c_p^A + \alpha^B c_p^B + \frac{d}{dT}(\Delta i_\tau^E) \quad (5.16)$$

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  $T_{ex}$  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

$$\int_{T_{вх}}^{T_{II}} \left[ \alpha^A c_p^A + \alpha^B c_p^B + \frac{d}{dT}(\Delta i_\tau^E) \right] dT = \int_{T_{вх}}^{T_{II}} \left[ \alpha^A c_p^A + \alpha^B c_p^B \right] dT \quad (5.17)$$

После преобразования найдем

$$\Delta T = T_I - T_{II} = \frac{\Delta i_{T_{II}}^E - \Delta i_{T_{вх}}^E}{c_{p,m}}; T_{II} - T_{II_1} = \frac{\Delta i_{T_{вх}}^E}{c_{p,m}} \quad (5.18)$$

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, определённой 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  $W_m <> W_n$ . 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.



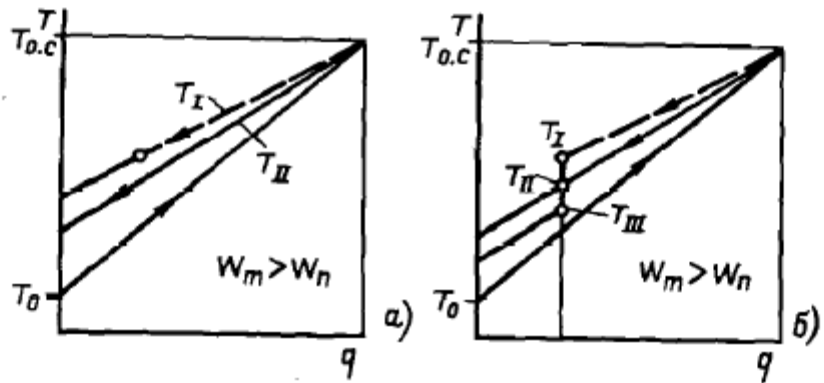


Рисунок 5.24 – Процессы в криоблоке ДРС с изотермическим (а) и адиабатным (б) смешением потоков: ----- - смесь; - - - - - потоки, поданные отдельно

При изотермическом смешении потоков в криоблоке (рис. 5.24, а) к смесителю должна быть подведена теплота  $q''_0 = \Delta i_T^E$ , соответствующая тепловому эффекту смешения при температуре  $T_0'' < T_{0.c}$ . 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  $\Delta T_E$ , 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  $W_m < W_n$ . В этом случае (рис. 5.25) увеличение  $q_0'$  посредством смешения потоков рабочего тела в криоблоке не представляется возможным, поскольку на холодном конце теплообменника  $\Delta T_{мин} \rightarrow 0$  даже без использования эффекта смешения. В таких системах



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  $\rho < \rho_{кр}/2$  этот метод позволяет относительно просто в явном виде определить тепловой эффект смешения  $\Delta i_T^E$  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  $\Delta i_{m,n}^E$  был минимальным. При этом значение  $\Delta i_{m,n}^E$  для многокомпонентной смеси можно рассчитывать по уравнению

$$\Delta i_{T.П}^E = \Delta i_{T.П}^E (p_m T_{o.c} y_i)_I \sum_1^k z_i + \Delta i_{T.П}^E (p_m T_{o.c} y_i)_{II} \sum_{k+1}^n z_j \quad (5.20)$$

где теплота предварительного смешения  $\Delta i_{m,n}^E$  отнесена к единице смешанного потока, выходящего из системы; индексами I и II отмечены эффекты предварительного смешения в каждом из баллонов; расчет  $(\Delta i_{m,n}^E)_I$  и  $(\Delta i_{m,n}^E)_{II}$  должен быть проведен по концентрациям.

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  $z_{N_2} = 0,7; z_{CH_4} =$

$=0,2; z_{C_2H_6} = 0,1$  при  $p_m = 10$  МПа и  $T_{o.c.} = 310$  К, показали, что  $\Delta i_{m,m}^E = 700$  Дж/моль при смешении всех компонентов. Положительный эффект смешения обусловлен  $i$ , взаимодействием односортовых молекул, а взаимодействие разноразных молекул приводит к уменьшению теплового эффекта. Предварительное смешение исключает разноразные взаимодействия. Одновременно уменьшается и вклад односортовых взаимодействий в  $\Delta i_T^E$ , 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  $q_0 = \Delta i_T + \Delta i_T^E$ . 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 части теплообменника, которая расположена за смесителем, так же как и для остальных элементов системы, можно использовать традиционные конструкционные решения, применяемые в ДРС с разомкнутым контуром. Такая конструкционная схема криоблока экспериментальной модели ДРС показана на рис. 5.27. На схеме также показаны электро-пневмоклапаны, 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 режимов 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  $100 \pm 5$  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 мобильных объектах. При этом используют относительные массовые и объемные показатели:  $\bar{m} = M_{\Sigma} / Q_0$ ;  $\bar{v} = v_{\Sigma} / Q_0$ , где  $M_{\Sigma}$  и  $v_{\Sigma}$  - суммарные массы и объем системы, а  $Q_0$  - холод, выработанный за все время работы. Этим величины  $m$  и  $v$  для расходных систем отличаются от соответствующих показателей для замкнутых систем. Такой способ пригоден только для сравнения эффективности систем, работающих при  $T_{o.c} = T_0$ . Для сопоставления систем, работающих при разных температурах  $T_0$  или вырабатывающих холод на нескольких температурных уровнях, величины  $M_{\Sigma}$  и  $v_{\Sigma}$  относят к эксергетической холодопроизводительности  $Q_e$ , взятой тоже за все время работы.

При определении  $\eta_e$  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 конструкционно-технологическому. Возможности термодинамического совершенствования проанализированы выше.

К конструкционно-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].