

621.5

Г788

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ СССР

МОСКОВСКИЙ ордена ЛЕНИНА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

---

А. Б. ГРАЧЕВ

# РАСЧЕТ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ УСТАНОВОК

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

по курсу

«РЕФРИЖЕРАТОРЫ И ОЖИЖИТЕЛИ»



Москва

1979

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ СССР

МОСКОВСКИЙ ордена ЛЕНИНА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

---

Кафедра промышленных теплоэнергетических  
и криогенных систем

А. Б. ГРАЧЕВ

Утверждено  
Учебным управлением МЭИ  
в качестве учебного пособия  
для студентов

# РАСЧЕТ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ УСТАНОВОК

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

по курсу

«РЕФРИЖЕРАТОРЫ И ОЖИЖИТЕЛИ»

*Под редакцией В. М. БРОДЯНСКОГО*



Москва

1973

## ВВЕДЕНИЕ

Область применения низкотемпературных установок в последнее время значительно расширилась. Почти на каждом промышленном предприятии и в научно-исследовательском институте имеются те или иные криогенные устройства.

Наряду с крупными промышленными установками по ожижению газов и газовых смесей, в различных отраслях техники получают большое распространение и миниатюрные рефрижераторные криогенные установки. Так, например, в радиотехнике весьма велика потребность в установках холодопроизводительностью порядка ватта и меньше.

Несмотря на это, в литературе до настоящего времени нет единообразной методики расчета как схем низкотемпературных установок в целом, так и отдельных узлов. Кроме того, в пособиях практически отсутствует методика расчета схем многих рефрижераторных установок.

Все это значительно затрудняет решение различных инженерно-технических задач, возникающих как на практике в технике низких температур, так и при обучении студентов.

Пособие рассчитано в основном на помощь студентам старших курсов специальностей 0529, 0560 и 0308 при выполнении ими курсовых и дипломных проектов. Оно может быть также полезным для начинающих практическую деятельность инженеров, специализирующихся в области низкотемпературной техники.

Материал рассчитан на лиц, знакомых с основными положениями техники низких температур. В начале пособия изложены общие принципы расчета. В главах первой и второй рассматриваются принципиальные схемы ожижения газов с положительным и отрицательным дроссель-эффектом при температуре окружающей среды. В третьей главе рассматриваются схемы рефрижераторных установок. В третьей главе рассматриваются схемы рефрижераторных установок.



Расчет каждой схемы доводится до определения энергетических показателей — удельной затраты энергии на получение продукта и эксергетического к.п.д. установки. Расчет приводится применительно к наиболее распространенным (классическим) схемам установок. Подобным же образом могут быть рассчитаны и другие схемы, состоящие из аналогичных элементов.

Глава 4 посвящена расчету теплообменных аппаратов. Расчет компрессоров и детандеров в пособии не приводится, так как по этим машинам имеется довольно подробный материал в литературе.

В главе 5 рассматриваются методы оценки эффективности различных низкотемпературных установок.

В приложении даны номограммы для определения изотермической работы сжатия различных газов и некоторые справочные данные. Общая методика расчета схем криогенных установок, а также дополнительные сведения, полезные при анализе их работы приведены в [Л. 11].

Основные формулы, используемые при расчетах, взяты из наиболее полного справочника [1]\* по физико-техническим основам глубокого охлаждения. При использовании формул, заимствованных из других источников, дается ссылка на соответствующую литературу.

В целях облегчения расчета при использовании формул, взятых из различных источников, в пособии дается единая система обозначений.

---

\* Малков М. П., Данилов И. Б., Зельдович А. Г., Фрадкин А. Б., Справочник по физико-техническим основам глубокого охлаждения, «Энергия», 1972 г.



### Условные обозначения

#### 1. Количества веществ (расход):

$G$  — весовая скорость, производительность установки ( $кг/сек$ ,  $кг/час$ );

$V$  — объемная скорость ( $м^3/сек$ ,  $м^3/час$ ).

#### 2. Термодинамические обозначения:

$c$  — удельная теплоемкость ( $дж/кг-град$ );

$c_p$  — удельная теплоемкость при постоянном давлении ( $дж/кг-град$ );

$c_v$  — удельная теплоемкость при постоянном объеме ( $дж/кг-град$ );

$k = \frac{c_p}{c_v}$  — отношение удельных теплоемкостей;

$p$  — давление вещества ( $бар$ ,  $н/м^2$ );

$v$  — удельный объем ( $м^3/кг$ );

$\lambda$  — коэффициент теплопроводности ( $вт/м-град$ );

$\gamma$  — удельный вес ( $н/м^3$ );

$\rho$  — плотность ( $кг/м^3$ );

$\eta$  — коэффициент динамической вязкости ( $н-сек/м^2$ );

$\mu$  — коэффициент кинематической вязкости ( $м^2/сек$ );

$i$  — энтальпия ( $дж/кг$ );

$Q_m$  — тепловая нагрузка теплообменника (тепловой поток,  $вт$ );

$Q_0$  — холодопроизводительность ( $вт$ );

$k$  — коэффициент теплопередачи ( $вт/м^2-град$ );

$\alpha$  — коэффициент теплоотдачи ( $вт/м^2-град$ );

$R$  — газовая постоянная ( $дж/кг-град$ )  $\left( \frac{кгм}{кг \cdot град} \right)$ ;

$W$  — линейная скорость ( $м/сек$ );

$T$  — термодинамическая температура (К);

$N$  — мощность ( $вт$ );

$L$  — работа ( $кдж$ );

$x$  — концентрация легкокипящего компонента в жидкости;

$y$  — концентрация легкокипящего компонента в паре;

$r$  — теплота парообразования ( $дж/кг$ );

$u$  — доля ожиженного газа.

#### 3. Конструктивные параметры:

$n$  — число трубок;

$d_n$  — наружный диаметр трубки;

$d_{вн}$  — внутренний диаметр трубки;

$D_c$  — диаметр сердечника;

$D$  — внешний диаметр ряда;

$Z$  — число витков в ряду;

$\beta$  — число заходов в намотке.

## ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ РАСЧЕТА

Целью расчета криогенной установки является определение оптимальных по энергетическим показателям условий проведения процесса и необходимых для этого размеров аппаратов, машин и их элементов.

Перед расчетом обычно бывают известны:

а) для установок ожижения газов или разделения газовых смесей — производительность по получаемому продукту (продуктам), температура окружающей среды, параметры получаемого вещества (веществ) на выходе из установки;

б) для рефрижераторных установок — температурный уровень отвода тепла от охлаждаемого объекта, температура окружающей среды, холодопроизводительность установки.

Дополнительные исходные данные, необходимые для расчета, принимаются в соответствии с выбранной схемой процесса.

Расчет схемы, как правило, проводится с использованием диаграмм состояния соответствующего газа или газовой смеси. При этом считают, что установка работает по установившемуся процессу. Потерями холода через изоляцию задаются или принимают их на основании практических данных, полученных при эксплуатации аналогичных агрегатов. Общую величину потерь через изоляцию ориентировочно разносят между аппаратами и машинами схемы.

По диаграмме состояния, исходя из условия оптимальной доли ожиженного газа  $y$  или минимального расхода энергии на отвод тепла (по предварительным данным), выбирается давление газа или смеси газов, поступающих в установку. Затем из материально-энергетического баланса установки или (при сложной схеме) отдельных ее частей определяется необходимое количество поступающего в установку газа. Из уравнений тепловых балансов отдельных аппаратов определяются значения параметров потоков в



промежуточных точках процесса. После этого подсчитывается удельный расход энергии и правильность расчета схемы проверяется по первому и второму началам термодинамики. Оптимум выбранного давления в дальнейшем устанавливается путем определения минимального удельного расхода энергии. Удельный расход энергии подсчитывается с учетом действительных значений изотермического к.п.д. компрессора и адиабатного к.п.д. детандера (если он имеется в схеме).

После расчета схемы переходят к расчету отдельных ее элементов.

При расчете теплообменных аппаратов необходимо строить графики протекания температур потоков по всей длине теплообменника.

---

## Глава первая

### ПРОЦЕССЫ ОЖИЖЕНИЯ ГАЗОВ, ОСНОВАННЫЕ НА ЭФФЕКТЕ ДРОССЕЛИРОВАНИЯ

В промышленности получили широкое распространение установки с использованием как однократного дросселирования, так и каскадные установки. Если первые применяются только для ожижения газов с положительным дроссель-эффектом  $a_i > 0$ , то последние могут быть применены и в случае, когда  $a_i < 0$  при температуре окружающей среды.

#### 1-1. Ожижение газов по схеме Линде

##### 1. Материально-энергетический баланс схемы

Целью материально-энергетического баланса установки является определение количества газа, который необходимо подать компрессором, чтобы получить заданное количество жидкости  $y$  или наоборот, по заданной производительности компрессора определить количество получающейся жидкости.

Материально-энергетический баланс схемы установки (рис. 1), ограниченной штриховой линией, для 1 кг поступающего газа можно записать следующим образом:

$$i_2 + q_{из} = (1 - y) i_7 + y \cdot i_5, \quad (1-1)$$

откуда

$$y = \frac{i_7 - i_2 - q_{из}}{i_7 - i_5}, \quad (1-2)$$

где  $y$  — доля ожиженного газа;

$1 - y$  — количество обратного потока;

$q_{из}$  — потери холода через изоляцию.

Для того, чтобы решить уравнение (1-2), задаются следующими параметрами:



а) температурой и давлением газа, поступающего в теплообменник III,  $T_2, p_2$ ;

б) давлением обратного потока газа на выходе из теплообменника  $p_7$ ;

в) разностью температур на теплом конце теплообменника

$$\Delta T = T_2 - T_7;$$

г) потерей холода в окружающую среду через изоляцию  $q_{из}$ .

Как правило,  $T_2$  принимают равной температурному уровню окружающей среды ( $293 \div 300^\circ\text{K}$ ). Давление  $p_2$  за-

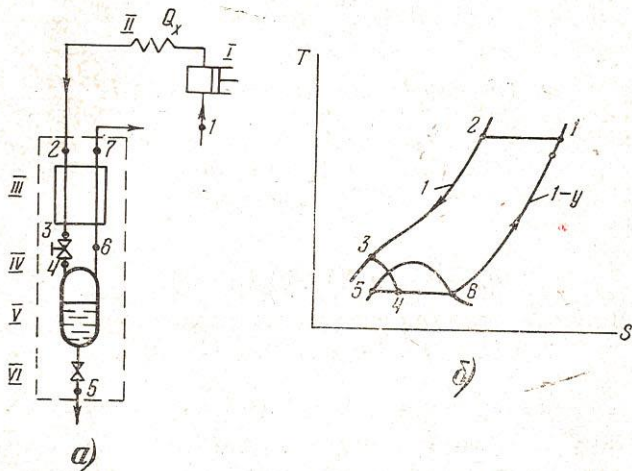


Рис. 1. Схема процесса Линде (а) и изображение его на  $s-T$  диаграмме (б):

I — компрессор; II — холодильник; III — теплообменник; IV — дроссель; V — отделитель жидкости; VI — вентиль.

висит от природы охлаждаемого газа. Из уравнения (1-2) видно, что при заданных величинах  $q_{из}$  выход жидкости ( $y$ ) зависит только от разности энтальпий  $i_7 - i_2$ . Следовательно, используя диаграмму состояния, можно в первом приближении найти такое значение  $p_2$ , когда эта разность будет максимальной. В дальнейшем величина  $p_2$  уточняется по минимальному расходу энергии.

Рекомендуемые значения  $q_{из}$  можно найти в Приложении, табл. 1, 2, а значения величин  $\Delta T$  — на стр. 16, 47.

По заданным величинам  $p_2$ ,  $T_2$ ,  $p_7$  находят необходимые энтальпии газа по соответствующим диаграммам или таблицам для реального газа.

Из выражения (1-1) можно также определить холодопроизводительность установки

$$q_0 = i_7 - i_2 - y(i_5 - i_7) - q_{из}. \quad (1-3)$$

Если жидкость из установки не отводится ( $y=0$ ) и нет потерь в окружающую среду через изоляцию ( $q_{из}=0$ ), то

$$q_0 = i_7 - i_2; \quad (1-3')$$

д) величина расхода прямого потока, необходимая для получения заданного количества  $G$  жидкости равна

$$A = \frac{G}{y} [\text{кг/час}]. \quad (1-3'')$$

### 2. Тепловой баланс теплообменника III

Тепловой баланс теплообменника составляется для определения разности температур  $\Delta T_{3-6}$  на холодном конце и определения тепловой нагрузки  $q_m$ .

Из рис. 1 видно

$$q_m = i_2 - i_3 = (1-y)(i_7 - i_6). \quad (1-4)$$

Величину  $i_3$  можно определить из выражения

$$i_2 + (1-y)i_6 + q_{из, m} = i_3 + (1-y)i_7,$$

откуда

$$i_3 = i_2 + q_{из, m} + (1-y)(i_6 - i_7). \quad (1-5)$$

Величину  $i_6$  можно определить по таблицам или диаграммам для соответствующего газа на линии насыщения, зная давление  $p_6 \approx p_1$ . (Величиной сопротивления аппарата в этом случае можно пренебречь).

По величинам  $p_3$  и  $i_3$  можно определить  $T_3$ .

$q_{из, m}$  — потери через изоляцию теплообменника принимаются как часть  $Q_{из, m}$  (Приложение, табл. 1, 2).

### 3. Подсчет удельного расхода энергии

Для сжатия 1 кг газа от  $p_1$  до  $p_2$  в идеальном случае затрачивается работа, равная\*

$$l_{из} = 2,303RT_{oc} \lg \frac{p_2}{p_1}. \quad (1-6)$$

\* См. также Приложение.



В действительности изотермический к.п.д. компрессоров составляет [1]  $\eta_{из} = 0,7 \div 0,8$  механический к.п.д.

$\eta_{мех} = 0,85 \div 0,9$ , а общий изотермический к.п.д.  $\eta_{из\ полн} = 0,6 \div 0,7$ .

Действительная работа, затраченная в компрессоре, будет равна

$$l = \frac{1}{\eta_{из\ полн}} \cdot 2,303RT_{ос} \lg \frac{p_2}{p_1}. \quad (1-6')$$

Тогда удельный расход энергии можно выразить так:

$$l_{уд} = \frac{l}{y}. \quad (1-7)$$

Задаваясь различными значениями  $p_2$  и проводя полный расчет схемы, можно установить оптимальное значение высокого давления, когда величина  $l_{уд}$  будет минимальной.

Начальное значение  $p_2$  следует определять в точке пересечения изотермы  $T_1$  с инверсионной кривой. В этом случае будет  $y_{макс}$ . Однако  $y_{макс}$  не соответствует  $l_{уд\ мин}$ . Для нахождения  $l_{уд\ мин}$  необходимо последующие значения  $p_2$  несколько уменьшить.

## 1-2. Ожигание газов по схеме с однократным дросселированием и предварительным охлаждением посторонним хладагентом

А. Ожигание газов с положительным дроссель-эффектом ( $\alpha_i > 0$  при  $T_{ос}$ ).

К таким газам, получившим широкое распространение в технике, относятся азот, кислород, аргон, различные углеводороды и др.

Схема установки показана на рис. 2. Такая схема отличается большей экономичностью, чем схема, рассмотренная выше.

На схеме показано: А — охлаждаемый поток; В — посторонний хладагент. В теплообменнике IV — за счет теплоты парообразования хладагента В, который поступает туда в жидком виде, происходит охлаждение прямого потока от состояния, обозначенного точкой  $\delta$ , до  $\theta$ .

Место включения теплообменника с посторонним хладагентом выбирается из условия конкретной задачи. Однако

общими требованиями к хладагенту  $B$  является легкость его получения, большая теплота парообразования, взрывобезопасность и т. д. Так, например, в воздухоразделительных установках аммиачный теплообменник ставится с таким условием, чтобы охлаждаемый в нем воздух после теплообменника имел температуру  $-40 \div 45^\circ\text{C}$  (для одновременного вымораживания из воздуха влаги).

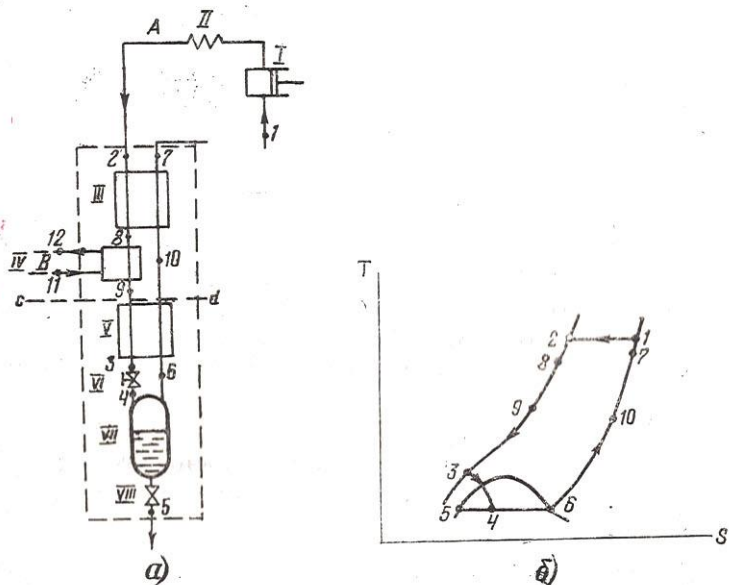


Рис. 2. Схема процесса ожижения газов с предварительным охлаждением посторонним хладагентом (а) и изображение его в  $s-T$  диаграмме (б):

$I$  — компрессор;  $II$  — холодильник;  $III$ ,  $IV$ ,  $V$  — теплообменники;  $VI$  — дроссель;  $VII$  — отделитель жидкости;  $VIII$  — сливной вентиль

1. Материально-энергетический баланс части схемы (рис. 2), ограниченной штриховой линией

$$A \cdot i_2 + B i_{11} + Q_{из} = (A - G) i_7 + G \cdot i_5 + B i_{12}, \quad (1-8)$$

откуда

$$G = \frac{A \cdot i_7 + B \cdot i_{12} - A \cdot i_2 - B \cdot i_{11} - Q_{из}}{i_7 - i_5}. \quad (1-9)$$

Уравнение (1-9) непосредственно решить нельзя, так как при заданном количестве прямого потока  $A$ , давлениях пря-



мого и обратного потоков,  $T_2$  и  $\Delta T_{2-7}$  величина  $B$  остается неизвестной. Поэтому к расчету схемы (рис. 2) можно подойти следующим образом.

а) Выбирают посторонний хладагент.

б) Принимают величину  $\Delta T$ , на которую отличается температура прямого потока на выходе из теплообменника IV от температуры кипения постороннего хладагента ( $\Delta T = 1 \div 2$  град).

в) Задаются величиной  $\Delta T_{9-10}$ .

Оптимизацию по давлению прямого потока в схеме проводят для аппаратов, расположенных ниже сечения  $c-d$  аналогично схеме Линде.

Тогда для аппаратов, расположенных ниже теплообменника IV (сечение  $c-d$ ), для одного кг поступающего газа можно написать уравнение

$$i_9 + q'_{oc} = (1-y) i_{10} + y i_5, \quad (1-10)$$

откуда

$$y = \frac{i_{10} - i_9 - q'_{из}}{i_{10} - i_5}, \quad (1-11)$$

где  $q'_{из}$  — теплоприток через изоляцию к аппаратам, расположенным ниже сечения  $c-d$ .

Зная величину  $y$  и  $T_{10}$ , можно составить уравнение теплового баланса теплообменника III, из которого определяются  $T_8$  и  $Q_{mIII}$ . (Температурой  $T_2$  и  $\Delta T_{2-7}$  задаются).

г) Величина  $A$  определяется из уравнения (1-3").

## 2. Тепловой баланс теплообменника III

$$i_2 + (1-y) i_{10} + q_{из}^{III} = i_8 + (1-y) i_7, \quad (1-12)$$

где  $q_{из}^{III}$  — потери через изоляцию в теплообменнике III при получении  $y$  кг жидкости,

откуда

$$i_8 = i_2 + (1-y) i_{10} + q_{из}^{III} - (1-y) i_7 = i_2 - (1-y) (i_7 - i_{10}) + q_{из}^{III}. \quad (1-13)$$

По величинам  $p_2$  и  $i_8$  определяют  $T_8$ .

## 3. Тепловая нагрузка теплообменника III

$$Q_{m}^{III} = A(i_2 - i_8) + Q_{из}^{III} \quad (1-14)$$

где  $Q_{из}^{III}$  — потери через изоляцию в теплообменнике III при получении заданного количества  $G$  кг жидкости.

#### 4. Тепловая нагрузка теплообменника IV

Из тепловой нагрузки теплообменника IV можно определить величину  $B$ .

$$Q_m^{IV} = A(i_8 - i_9) + Q_{из}^{IV} = B \cdot r, \quad (1-15)$$

$Q_{из}^{IV}$  — потери через изоляцию в теплообменнике IV, откуда

$$B = \frac{A(i_8 - i_9) + Q_{из}^{IV}}{r}, \quad (1-16)$$

где  $r$  — теплота парообразования хладагента.

Для того, чтобы понизить температуру  $T_9$ , обычно снижают давление над кипящим хладагентом  $B$ .

#### 5. Тепловой баланс теплообменника V

Из теплового баланса теплообменника V можно определить  $T_3$ .

$$A \cdot i_9 + (A - G) \cdot i_6 + Q_{из}^{IV} = A \cdot i_3 + (A - G) i_{10}, \quad (1-17)$$

откуда

$$i_3 \approx i_9 - \frac{(A - G)(i_{10} - i_6)}{A}. \quad (1-18)$$

По величинам  $i_3$  и  $p_3$  находим  $T_3$ .

#### 6. Тепловая нагрузка теплообменника V

$$Q_{из}^V = A(i_9 - i_3) = (A - G)(i_{10} - i_6). \quad (1-19)$$

Выражением (1-8) можно пользоваться для проверки правильности найденных величин.

#### 7. Удельный расход энергии

В этом случае расход энергии складывается из двух частей: из расхода энергии на сжатие охлажденного потока  $A$  и из расхода энергии на получение постороннего хладагента  $B$ .

$$l_{уд} = \frac{L_A + L_B}{G} \text{ квт} \cdot \text{ч/кг}. \quad (1-20)$$

Величина  $L_A$  определяется по выражению, аналогичному (1-6); величину  $L_B$  принимают, исходя из практических данных по энергетическим показателям работы установки ожижения хладагента  $B$ . Окончательно давление  $p_2$  охлажденного потока устанавливается из условия  $l_{уд \text{ мин}}$ .

Б. Ожижение газов с отрицательным дроссель-эффектом.  
( $a_i < 0$  при  $T_{oc}$ ).

К таким газам, получившим широкое применение в промышленности, относятся водород и гелий. В последнее время расширяется и область применения неона.

Особенностью процессов ожижения таких газов является то, что без предварительного охлаждения ниже инверсионной температуры ожижить эти газы дросселированием невозможно.

Так для ожижения водорода и гелия необходимо предварительно охладить их до температуры соответственно ниже 204К и 40К.

Для предварительного охлаждения ниже инверсионной температуры охлаждаемый газ охлаждают или посторонним хладагентом или с помощью частичного расширения его в детандере.

Схема ожижения газа с предварительным охлаждением посторонним хладагентом в этом случае ничем не отличается от схемы, изображенной на рис. 2. Необходимо только иметь в виду, что при ожижении газов с  $a_i < 0$  (при  $T_{oc}$ ) надо подбирать такой хладагент, чтобы с его помощью можно было бы получить  $T_9 < T_{инв}$ .

В промышленности, например, для ожижения гелия получили широкое распространение схемы с каскадным охлаждением охлаждаемого потока рядом посторонних хладагентов [1, 2, 4] или с включением нескольких детандеров [1, 2, 4].

Эти схемы являются наиболее экономичными и могут с небольшими изменениями применяться для ожижения и других газов с отрицательным дроссель-эффектом при  $T_{oc}$ .

Рассмотрим расчет таких схем.

*Ожижение газов с каскадным охлаждением их до  $T < T_{инв}$  посторонними хладагентами<sup>1</sup>*

Схема показана на рис. 3.

Расчет схемы необходимо начать с подбора посторонних хладагентов В и С.

Эти хладагенты должны обеспечить такое охлаждение потока А, чтобы температура  $T_7$  была бы ниже  $T_{инв}$ . При этом надо учитывать возможность получения посторонних хладагентов. В схеме (рис. 3) хладагент С входит с  $T_{oc}$ ,

<sup>1</sup> По такой схеме в СССР работает гелиевый ожижитель ГС-2.



охлаждается, ожижается и при испарении в аппаратах V и VII охлаждает поток A. Для того, чтобы исключить третий хладагент, в схеме предусмотрено охлаждение потоком C под разными давлениями<sup>1</sup>.

Исходные данные для расчета.

1. Ожижаемый газ A.
2. Хладагенты B и C.
3. Давление в аппаратах III, V, VII.
4. Температуры в аппаратах III, V, VII.
5. Температуры ожижаемого потока  $T_9$ ,  $T_{11}$ ,  $T_{15}$ ,  $T_2$ .
6. Разность температур на теплых концах теплообменников II, IV, VI, VIII.

Подход к выбору разности температур на теплых концах теплообменников для этой и других сложных схем можно рекомендовать, исходя из следующих условий.

Известно, что с повышением разности температур возрастает компактность теплообменников. Однако по мере роста  $\Delta T$  увеличиваются и потери от недорекуперации и необратимости при теплообмене, что приводит к повышенному расходу энергии.

Минимальную разность температур из условия удовлетворительного протекания теплообмена в аппарате VIII для гелиевых ожижителей можно принимать  $0,5 \div 0,8$  град.

Потеря от необратимости теплообмена на уровне сечения I—I ( $\sim 15^\circ\text{K}$ ) будет пропорциональна разности эксергетических температур [2]  $\Delta t_c$   $9-10$  прямого и обратного потоков. Так для уравнения  $15^\circ\text{K}$  величина  $|\Delta t_c$   $9-10 \approx 0,7$ . На уровне  $80^\circ\text{K}$  (сечение III—III) из условия одинакового значения  $\Delta t_c$  можно допустить  $\Delta T_{14-11}$  около 13 градусов. Однако приемлемые габариты теплообменника IV получаются уже при разности температур на его теплом конце порядка  $5 \div 7$  градусов. Величина  $\Delta T_{2-7}$  практически принимается равной  $8 \div 10$  град.

По диаграмме состояния ожижаемого потока A, зная температуру предварительного охлаждения  $T_9$ , определяют ориентировочное значение  $p_2$ , при котором получается наибольшая величина  $y$ . Оптимизацию  $p_2$  ведут для аппаратов ниже сечения I—I аналогично схеме Линде. Затем из урав-

<sup>1</sup> Имеются установки, в которых оба посторонних хладагента ожижаются в общей схеме.

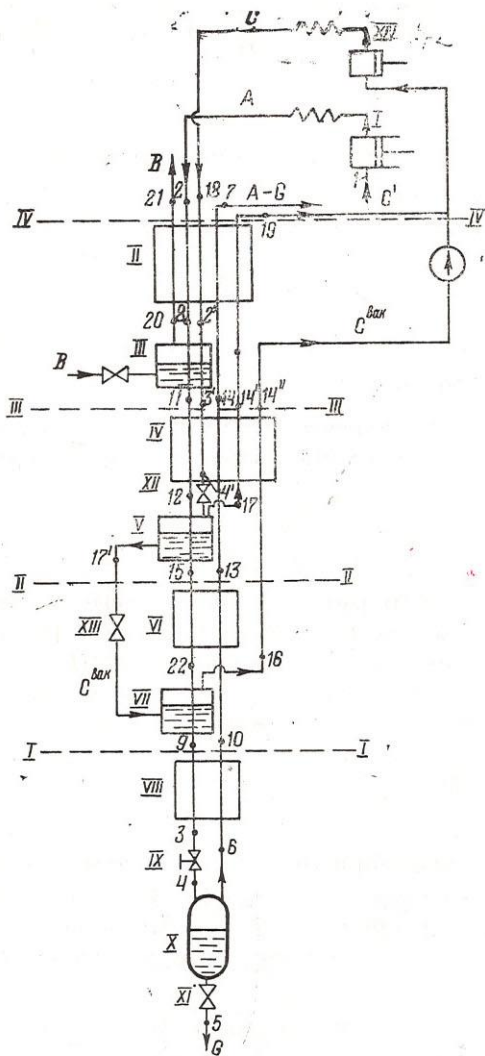


Рис. 3. Схема ожижения газов с предварительным каскадным охлаждением посторонними хладагентами: I — компрессор для охлаждаемого газа; II ÷ VIII — теплообменники, IX, XII, XIII — дроссели, XI — сливной вентиль, XIV — компрессор для хладагента «С»

нения энергетического баланса (рис. 3) ниже сечения I—I определяют величину  $y$  для 1 кг газа прямого потока

$$y = \frac{i_{10} - i_9 - q_{из}^{VIII}}{i_{10} - i_5}, \quad (1-21)$$

где  $q_{из}^{VIII}$  — теплоприток к аппаратам ниже сечения I—I, или количество потока, поступающего на дроссельный вентиль при получении 1 кг жидкости

$$\frac{1}{y} = \frac{i_{10} - i_5}{i_{10} - i_9 - q_{из}^{VIII}}. \quad (1-22)$$

Величина потока газа, поступающего на вентиль IX, определяется по уравнению  $G_A = \frac{G}{y}$

Количество хладоагента  $G_c^{вак}$  определяется из теплового баланса для части схемы, заключенной между сечениями I—I и II—II

$$G_c^{вак} = \frac{G_A(i_{15} - i_9) - (G_A - G)(i_{13} - i_{10}) + Q_{из}^{VI-VII}}{r_c^{вак}}, \quad (1-23)$$

где  $Q_{из}^{VI-VII}$  — теплоприток к аппаратам и коммуникациям между сечениями I—I и II—II, условно отнесенный к аппаратам VI и VII.

Количество хладоагента  $C$  определяется из теплового баланса для части схемы между сечениями II—II и III—III.

$$G_c = \frac{G_A(i_{11} - i_{15}) - (G_A - G)(i_{14} - i_{13}) + G_c^{вак}(i_{16} + i_{14'} - i_{14} + i_{17}) + Q_{из}^{IV-V}}{i_{14'} - i_{13}}, \quad (1-24)$$

где  $Q_{из}^{IV-V}$  — теплоприток к аппаратам, расположенным между сечениями II—II и III—III.

Количество хладоагента  $B$  можно определить из теплового баланса части схемы между сечениями III—III и IV—IV.

$$G_B = \frac{G_A(i_2 - i_{11}) - (G_A - G)(i_7 - i_{14}) + G_c(i_{18} - i_{13'}) - (G_c - G_c^{вак}) \times \dots \rightarrow}{r_B + (i_{21} - i_{20})} \dots \rightarrow \times (i_{19} - i_{14'}) + Q_{из}^{экp}, \quad (1-25)$$

где  $Q_{из}^{экp}$  — теплоприток к экрану, охлаждаемому хладоагентом  $B$  и аппаратом выше сечения III—III, отнесенный условно к экрану.



После определения  $G_A$ ,  $G_c$ ,  $G_c^{vak}$  и  $G_B$  можно составить уравнения тепловых балансов теплообменников II, IV, VI, VIII и определить их тепловые нагрузки и разности температур на холодных концах.

#### Теплообменник VIII.

$$i_3 = i_9 - \frac{(G_A - G)(i_{10} - i_6) + Q_{из}^{VIII}}{G_A} \quad (1-26)$$

по  $i_3$  и  $p_2$  определяем  $T_3$

$$Q_{m\ VIII} = G_A (i_9 - i_3) = (G_A - G)(i_{10} - i_6). \quad (1-27)$$

#### Теплообменник VI.

$$i_{22} = i_{15} - \frac{(G_A - G)(i_{13} - i_{10}) + Q_{из}^{VI}}{G_A} \quad (1-28)$$

по  $i_{22}$  и  $p_2$  определяем  $T_{22}$

$$Q_{m\ IV} = G_A (i_{15} - i_{22}) = (G_A - G)(i_{13} - i_{10}) \quad (1-29)$$

#### Теплообменник IV

При составлении теплового баланса теплообменника считаем, что температуры потоков  $A$  и  $C$  как на входе в теплообменник, так и на выходе из него равны между собой

$$\begin{aligned} Q_{m\ IV} &= G_A (i_{11} - i_{12}) + G_c (i_{3'} - i_{4'}) + Q_{m\ IV} = \\ &= (G_A - G)(i_{14} - i_{13}) + (G_c - G_c^{sak})(i_{14'} - i_{17}) + G_c^{sak}(i_{14''} - i_{16}) \end{aligned} \quad (1-30)$$

В этом уравнении неизвестны энтальпии  $i_{12}$  и  $i_{4}'$ .

Решается уравнение (1-30) методом последовательных приближений. Для этого задаются  $T_{12} = T_{4}'$ , по диаграммам состояния определяют значения  $i_{12}$  и  $i_{4}'$ , а затем правильность найденных величин проверяют подстановкой их в уравнение (1-30).

Тепловая нагрузка теплообменника IV запишется аналогично правой или левой части уравнения (1-30).

#### Теплообменник II.

Тепловой баланс и уравнение тепловой нагрузки теплообменника II составляются аналогично теплообменнику IV.

Правильность рассчитанных величин можно проверить из уравнений тепловых балансов теплообменников III, V, VII.

Откуда:

для теплообменника III

$$G_B = \frac{G_A (i_8 - i_{11}) + Q_{из}^{экп} + G_c (i_2 - i_3)}{r_B}; \quad (1-31)$$

для теплообменника V

$$G_c - G_c^{вак} = \frac{G_A (i_{12} - i_{15}) + Q_{из}^{IV-V}}{r_c}; \quad (1-32)$$

для теплообменника VII

$$G_c^{вак} = \frac{G_A (i_{22} - i_9) + Q_{из}^{VI-VII}}{r_c^{вак}}. \quad (1-33)$$

Удельный расход энергии можно определить по формуле

$$L = \frac{G_A \frac{RT}{7 \eta_{из}} \ln \frac{p_2}{p_1} + G_B L_B + G_c \frac{RT}{7 \eta_{из}} \ln \frac{p_{18}}{p_{19}} + \dots \rightarrow}{860} \dots \rightarrow \frac{+ G_c^{вак} \frac{RT}{7 \eta_{из}} \ln \frac{p_{18}}{p_{14'}}}{\text{квт} \cdot \text{час}}, \quad (1-34)$$

Оптимальная величина давления  $p_2$  находится методом подбора из условия получения  $L_{\text{мин}}$ .

### 1-3. Применение посторонних хладоагентов для ожижения газа в схемах с внутренним тепловыделением

#### Общие положения и описание схемы

В последние годы получает все большее применение жидкий водород. Для его длительного хранения в ожиженном виде необходимо получать продукт в пара-модификации. Известно [1, 4, 5], что при нормальных условиях в водороде содержится 75% орто- и 25% пара-формы. При температуре жидкого водорода (20,4К) устойчивой становится пара-модификация (99,8% р-Н<sub>2</sub>). Переход из орто- в пара-форму происходит с выделением большого количества тепла; причем этот переход осуществляется самопроизвольно.

Теплота конверсии больше, чем теплота испарения водорода, поэтому при длительном хранении ожиженного нормального водорода даже при идеальной изоляции произойдет его полное испарение. Неидеальность применяемой изоляции ускоряет испаряемость жидкого водорода.

Для уменьшения испаряемости жидкого водорода конверсию проводят в процессе его ожижения. Поскольку конверсия оказывает существенное влияние на работу ожижительной установки, рассмотрим схему получения параводорода несколько подробнее.

Схема получения параводорода показана на рис. 4\*.

Водород, сжатый в компрессоре до 125 ат и очищенный от примесей в аппарате II, поступает в теплообменник тепловой зоны III, затем охлаждается в ванне IV с жидким азотом, кипящим под атмосферным давлением.

В аппарате IV часть прямого потока водорода, равная количеству получаемого продукта, проходит через конвертор, где осуществляется частично орто-пара конверсия. На выходе из змеевика водород содержит около 42%  $p-H_2$ . Тепло конверсии отводится кипящим жидким азотом.

Далее водород охлаждается обратным потоком в теплообменнике V «средней зоны» и поступает в ванну VI с вакуумированным азотом. Остаточное давление паров азота около 630 мм рт. ст. Водород, охлажденный в теплообменнике VI до 65,3К, поступает в дроссельный теплообменник (теплообменник «холодной зоны»).

Пройдя теплообменник VII, производственный водород дросселируется до давления 5÷6 ата, поступает в основной и дополнительный реакторы IX, змеевик-конденсатор X и через регулировочный вентиль 2' идет к потребителю.

Реакторы заполнены гидроокисью железа.

Тепло конверсии отводится к жидкому водороду через стенки реактора и в змеевике-конденсаторе в сборнике XI. Концентрация параводорода в получаемом продукте 97—98%. Доля ожижения около 15%.

Циркуляционный водород дросселируется, проходя через вентиль 3' до 1,5 ата и поступает в сборник XI. Пары из сборника XI поступают противотоком в теплообменники VII, V, III для охлаждения прямого потока.

\* По такой схеме работает один из вариантов водородного ожижителя ВО-2 [5].



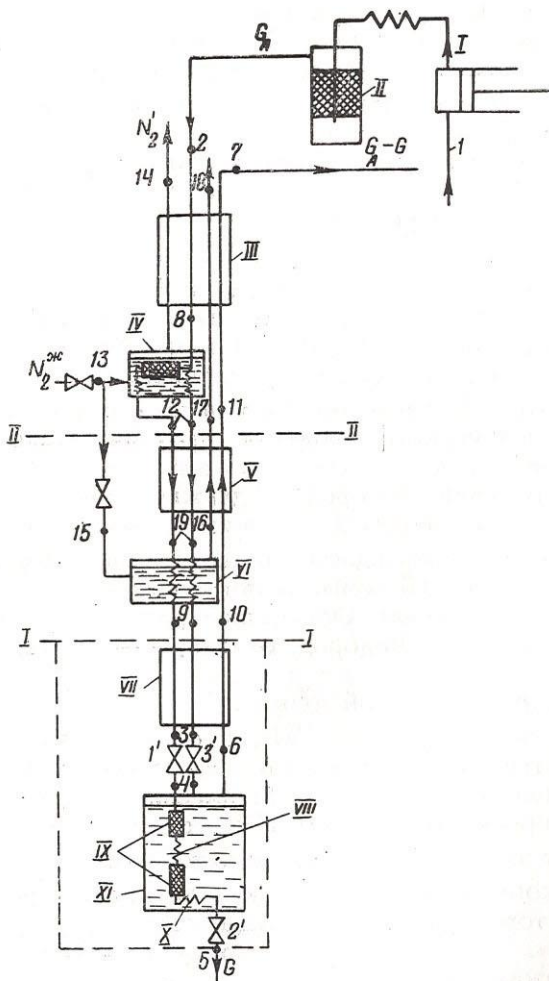


Рис. 4. Схема получения параводорода:  
 I — компрессор; II — блок очистки; VIII — кон-  
 денсатор; IX — реактор; XI — сборник жидкого  
 водорода; 1', 2', 3' — дроссели

Суммарный расход электроэнергии\* по этому варианту схемы (без учета использования холода обратного потока вакуумированного азота в теплообменнике III) составляет 29 квт·ч/кг жидкого параводорода.

Для уменьшения расхода энергии целесообразно проводить конверсию водорода не на двух, а на нескольких температурных уровнях. Однако это приводит к дальнейшему усложнению схемы, что оправдано только в установках большой производительности. По этой же причине в установках малой производительности часто не используется для охлаждения прямого потока обратный поток вакуумированного азота.

#### Порядок расчета схемы

1. Принимаем, что конверсия водорода проходит на двух температурных уровнях. Первый конвертор установлен в ванне с жидким азотом, кипящим под давлением 1,1 ата ( $T_{\text{кип}} \approx 78\text{K}$ ). Второй конвертор установлен на водородном уровне.

2. Принимаем температуру прямого потока водорода после аппарата VI  $T_9 = 65\text{K}$  (задаемся разностью температур  $\Delta T_{9-10}$ ). Температура кипения вакуумированного азота 64,5K.

3. Проводим оптимизацию по давлению дроссельной ступени. Для этого составляем уравнение для контура, ограниченного штриховой линией ниже сечения I—I.

Расчет проводится на 1 кг поступающего после компрессора газа

$$y = \frac{i_{10} - i_9 - q'_{oc} - (C_{11}^k - C_1^k)r_{k2}}{i_{10} - i_5}, \quad (1-35)$$

где  $C_1^k$  и  $C_{11}^k$  — соответственно концентрации параводорода в смеси после первого и второго конверторов (Приложение, табл. 3).

$r_{k2}$  — тепло конверсии при температуре второго конвертора (выбирается из табл. 3 Приложения).

$q'_{из}$  — теплоприток через изоляцию к аппаратам, расположенным ниже сечения I—I.

---

\* Электроэнергия расходуется на сжатие водорода, ожижение азота, работу вакуумнасоса.

Из уравнения (1-35) видно, что величина  $y$  прямо пропорциональна  $i_{10} - i_9$ , т. е., как и в ранее рассмотренных случаях, пропорциональна изотермическому дроссель-эффекту. Поэтому оптимизация рассматриваемой схемы по давлению не должна ничем отличаться от ранее принятой методики.

Если конверсии во второй ступени нет, то уравнение (1-35) приводится к виду

$$y = \frac{i_{10} - i_9}{i_{10} - i_5} \quad (1-36)$$

Величину расхода прямого потока  $G_A$  определяют по уравнению (1-3'').

4. Задавшись разностью температур на теплом конце теплообменника  $V$ , можно определить количество жидкого вакуумированного азота, необходимого для проведения процесса получения параводорода. Величина  $N_2^{\text{вак}}$  определяется из энергетического баланса аппаратов, заключенных между сечениями I—I и II—II.

Величина  $\Delta T_{12-11}$  обычно принимается в пределах  $3 \div 5$  град

$$N_2^{\text{вак}} = \frac{G_A (i_{12} - i_9) + (G_A - G)(i_{10} - i_{11}) + Q''_{113}}{i_{17} - i_{15}} \quad \text{кг/час}, \quad (1-37)$$

где  $Q''_{113}$  — теплоприток к аппаратам второй зоны (между сечениями I—I и II—II).

5. Из энергетического баланса аппаратов выше сечения II—II можно определить суммарное количество жидкого азота, необходимого для охлаждения прямого потока водорода и отвода тепла от реактора I — ступени.

$$N_2^{\text{жс}} = \frac{G_A (i_2 - i_{12}) + (G_A - G)(i_{11} - i_7) + N_2^{\text{вак}}(i_{17} - i_{15}) + \dots}{i_{14} - i_{13}} \dots \rightarrow$$

$$\dots \rightarrow \frac{+ N_2^{\text{вак}}(i_{14} - i_{18}) + G(c_1^K - c^{25})r_{K1} + Q'''_{113}}{\dots} \quad \text{кг/час}, \quad (1-38)$$

где  $Q'''_{113}$  — теплоприток к аппаратам третьей зоны;

$c^{25}$  — доля параводорода в нормальном водороде;

$r_{K1}$  — теплота конверсии при температуре первого конвертора.

Суммарное количество жидкого азота, поступающего в установку  $N_2^* = N_2' + N_2^{\text{вак}}$ .



6. Удельная работа, необходимая для получения жидкого параводорода

$$l_{уд} = \frac{L_{уд} \cdot m}{G};$$

$$L_{уд} = L_{вк} + L_{аз} + L_{вн}$$

где  $L_{вк} = G_A \frac{RT_{oc}}{\eta_{из}} \ln \frac{p_2}{p_1}$  — работа водородного компрессора;

$L_{аз} \approx 1,1 \div 1,2 \text{ квт} \cdot \text{ч/кг}$  — работа, затраченная на получение жидкого азота;

$$L_{вн} = \frac{N_2^{гак} RT_{oc} \ln \frac{1}{p_{N_2}}}{\eta_{из}}$$
 — работа вакуумнасоса,

где  $p_{N_2}$  — давление паров вакуумированного азота.

#### Получение тугообразного водорода

Существенное снижение потерь жидкого параводорода при его хранении и транспортировке можно достичь получением продукта в гетерогенном состоянии.

Так, водород, содержащий 50% твердой и 50% жидкой фазы при тройной точке (13,8К) имеет плотность на 15,6% выше, чем жидкий водород при 20,3К [7]. Примерно на 15% ниже и потери водорода при испарении.

Существуют несколько методов получения гетерогенного водорода. Одним из них является охлаждение ожигенного водорода вакуумированием парового пространства над жидкостью. При давлении пара, соответствующем тройной точке, на поверхности жидкости, начинает появляться тонкий слой твердого водорода. В сосуде получается расслоение жидкости по температуре (наиболее холодная жидкость расположена сверху). Кроме того, твердый водород, расположенный сверху, имеет больший удельный вес, чем жидкость. В результате этого наступает бурная конвекция жидкости внутри сосуда, приводящая к разрушению корки твердого водорода и осаждению мелких частичек на дно сосуда. Для интенсификации процесса пространство над жидким водородом периодически вакуумируют, а затем повышают давление [7]. Цикличность процесса доходит до 10 переключений в минуту. Испарившийся водород откачивается с помощью вакуум-насоса и поступает вновь на ожигение.

Из других методов получения шугообразного водорода можно отметить следующее:

1. Получение шуги с помощью инъекции газообразного гелия в жидкий водород.
  2. Дросселирование жидкого водорода до давления ниже давления тройной точки.
  3. Изотермическое сжатие жидкого водорода с последующим его адиабатическим расширением.
-

## Глава вторая

### ПРОЦЕССЫ ОЖИЖЕНИЯ ГАЗОВ, ОСНОВАННЫЕ НА ЭФФЕКТЕ ДРОССЕЛИРОВАНИЯ И РАСШИРЕНИИ ЧАСТИ ГАЗА В ДЕТАНДЕРЕ

#### 2-1. Ожижение газов по схеме Клода

Схема ожижения газов с детандером, предложенная Клодом для получения жидкого воздуха, показана на рис. 5.

##### 1. Материально-энергетический баланс схемы (рис. 5)

Для 1 кг газа, поступающего на дроссельный вентиль, можно составить баланс следующим образом:

$$(1+M)i_2 + Mi_{12} + q_{oc} = y \cdot i_5 + (1-y+M)i_7 + M \cdot i_8, \quad (2-1)$$

где  $M$  — доля газа, идущего на детандер III.

Откуда

$$y = \frac{i_7 - i_2 + M(i_8 + i_7 - i_2 - i_{12}) - q_{из}}{i_7 - i_5}. \quad (2-2)$$

Решение уравнения (22) представляет значительные трудности, поскольку неизвестны величина  $M$  и температурный уровень включения детандера ( $T_8$ ).

Эти величины зависят от физических свойств охлаждаемого газа и давлений, выбранных в схеме.

Из уравнения (22) видно, что с увеличением  $M$  увеличивается значение  $y$ . Однако величину  $M$  в каждом конкретном случае можно увеличивать только до определенного предела. Большое значение величины  $M$  может привести к тому, что оставшегося прямого потока не хватит, чтобы нагреть обратный поток газа в теплообменнике IV до нужной температуры  $T_{10}$ . Это приведет к увеличению  $\Delta T_{8-10}$  на теплом конце теплообменника IV и в итоге к уменьшению  $y$ . Величину  $M$  принимают такой, чтобы  $\Delta T_{2-7}$  не превышала бы  $3 \div 10^\circ$ .



Затем необходимо проверить  $\Delta T$  между прямым и обратным потоками по всей длине теплообменников II и IV. В случае, если  $\Delta T$  на каком-либо участке примет отрицательное или близкое к нулю значение, необходимо изме-

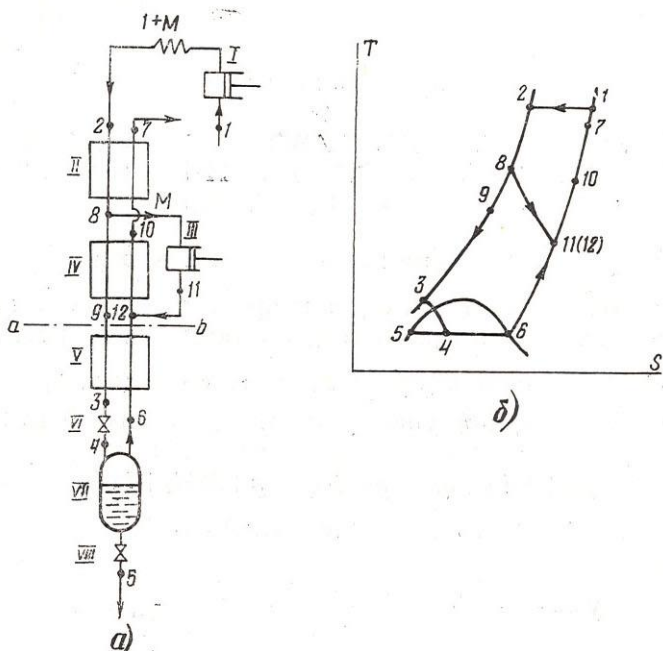


Рис. 5. Схема ожижения газа по Клоду (а) и изображение процесса в  $s-T$  диаграмме (б):  
 I — компрессор; II, IV, V — теплообменники; III — детандер,  
 VI — дроссель; VII — сборник жидкости; VIII — сливной  
 вентиль

нить величину  $M$  и проверить все сначала. Минимальная разность температур между потоками не должна быть меньше  $0,5 \div 1$  град.

Наиболее простой порядок расчета такой схемы следующий.

Задаются величинами:

1. Давлением прямого и обратного потоков ( $p_2, p_1$ ).
2. Сопротивлением аппаратов обратному потоку.
3. Температурой  $T_2$ .

4. Разностью температур  $\Delta T_{2-7}$ .

5. Адиабатным к.п.д. детандера  $\eta_{ад}$ .

Расчет проводят следующим образом.

Задаются температурой  $T_8$  входа газа в детандер. Если нет никаких специальных требований к теплообменнику II, то для первого приближения можно принять  $T_8$  ниже  $T_2$  на  $50 \div 60$  град.

Зная  $\eta_{ад}$ , можно определить  $T_{11}$ . Из выражения

$$\eta_{ад} = \frac{i_8 - i_{11}}{i_8 - i_{11}'}, \quad (2-3)$$

определяем

$$i_{11} = i_8 - \eta_{ад}(i_8 - i_{11}'). \quad (2-4)$$

По  $i_{11}$  и  $p_1$  определяют  $T_{11}$ . Рекомендуемые значения  $\eta_{ад}$  даны в [1].

Энтальпию  $i_{11}'$  можно снять с энтальпийной диаграммы для соответствующего газа, проводя изотропное расширение газа от  $p_2$  и  $T_8$  до  $p_1$ .

Задаются разностью температур  $\Delta T_{9-12} = 3 \div 5$  град и определяют  $T_9$ .

Составляют уравнение теплового баланса для сечения ниже линии  $a-b$ , из которого определяют долю ожигенного газа  $y$ .

Для 1 кг газа, поступающего на дроссельный вентиль, это уравнение примет вид

$$i_9 + q'_{из} = (1 - y)i_{12} + yi_5, \quad (2-5)$$

где  $q'_{из}$  — потери через изоляцию аппаратами ниже сечения  $a-b$ . Откуда

$$y = \frac{i_{12} - i_9 - q'_{из}}{i_{12} - i_5}. \quad (2-6)$$

Энтальпию ожигенного газа  $i_5$  можно взять по энтальпийной диаграмме или по таблицам для соответствующего газа.

Из теплового баланса теплообменника IV, задавшись величиной  $\Delta T_{8-10}$ , равной  $3 \div 10^\circ$ , можно определить долю газа, идущего на детандер  $M^*$ .

$$i_8 + (1 - y + M)i_{12} = i_9 + (1 - y + M)i_{10}, \quad (2-7)$$

\* При составлении теплового баланса отдельных аппаратов потерями через изоляцию иногда пренебрегают.

откуда

$$M = \frac{i_8 - i_9 - (1 - y)(i_{10} - i_{12})}{i_{10} - i_{12}} \quad (2-8)$$

Далее необходимо проверить разность температур по всей длине теплообменников IV и II.

Эта разность должна быть не менее определенной величины. Для проверки  $\Delta T$  проще всего построить диаграммы  $Q - T$  для каждого теплообменника

Если разность температур в теплообменниках IV и II находится в пределах допустимой величины, то можно перейти к определению удельного расхода энергии. В противном случае необходимо заново задаться разностями температур  $\Delta T_{9-12}$  и  $\Delta T_{8-10}$  и определить новые значения  $y$  и  $M$ .

После этого можно перейти к определению удельного расхода энергии.

$$l_{уд} = \frac{L_k - L_d}{y} = (1 + M) \frac{RT}{\eta_{из}} \ln \frac{p_2}{p_1} - M \cdot (i_2 - i_7) \quad \text{квт} \cdot \text{ч/кг} \quad (2-9)$$

Задавая различные значения  $T_8$  и  $p_2$ , расчет проводят до тех пор, пока не найдут минимальное значение величины  $l_{уд}$ .

Графо-аналитический метод расчета таких схем дан в [9].

Для расчета процесса ожижения воздуха по такой схеме Хаузеном построен ряд зависимостей, значительно облегчающих определение оптимального значения  $l_{уд}$ . Эти зависимости и методика расчета приводятся в [1].

После нахождения оптимального значения  $l_{уд}$  можно перейти к определению тепловых нагрузок аппаратов II, IV, V.

#### 2. Тепловая нагрузка теплообменника II

$$q_{mII} = (1 + M)(i_2 - i_8) = (1 - y + M)(i_7 - i_{10}) \quad (2-10)$$

#### 3. Тепловая нагрузка теплообменника IV

$$q_{mIV} = (i_8 - i_9) = (1 + M - y)(i_{10} - i_{12}) \quad (2-11)$$

#### 4. Тепловая нагрузка теплообменника V

$$q_{mV} = (i_9 - i_3) = (1 - y)(i_{12} - i_6) \quad (2-12)$$



Тепловые нагрузки теплообменников II—V составлены для 1 кг газа, поступающего на дроссельный вентиль.

## 2-2. Ожижение газов по схемам Гейланда и Капицы

Обе эти схемы являются весьма важными частными случаями схемы Клода и получили в промышленности широкое распространение.

Отличие схемы Гейланда от схемы Клода заключается в том, что в ней отсутствует теплообменник перед детандером.

Часть газа  $M$  после компрессора сразу же поступает на детандер с температурой  $T_2$ .

Давление газа, поступающего из компрессора, в этом случае применяется более высокое, чем в схеме Клода. Так для ожижения воздуха применяется давление до 200 бар.

Отличие схемы Капицы заключается в том, что в ней отсутствует теплообменник V (рис. 5), а газ в детандере расширяется до состояния близкого к сухому насыщенному пару (пар перегрет на  $1 \div 3^\circ$ ).

В установках, работающих по схеме Капицы, применяется низкое давление ( $5 \div 8$  бар).

### а) Схема Гейланда.

Схема процесса по Гейланду показана на рис. 6.

Расчет в этом случае значительно упрощается, так как известна температура газа перед детандером.

Исходные данные для расчета принимаются такие же, что и в схеме Клода.

Порядок расчета может быть следующим.

Аналогично выражению (2-6) величина  $y$  будет равна

$$y = \frac{i_9 - i_8 - q'_{из}}{i_9 - i_5}. \quad (2-13)$$

Энтальпию  $i_9$  можно определить по уравнению, аналогичному (2-4).

Энтальпию  $i_8$  можно определить, задавшись величиной  $\Delta T_{8-9}$ , аналогично тому, как это делалось при расчете  $i_9$  в схеме Клода;  $i_5$  можно определить по таблице или диаграмме для соответствующего газа.

Из теплового баланса теплообменника II аналогично уравнению (2-8) можно определить  $M$

$$M = \frac{i_2 - i_8 - (1-y)(i_7 - i_9)}{i_7 - i_9} \quad (2-14)$$

После определения  $M$  необходимо проверить величину  $\Delta T$  по всей длине теплообменника II.

Если  $\Delta T$  находится в пределах допустимой величины, расчет можно продолжать дальше. Если же в каком-либо се-

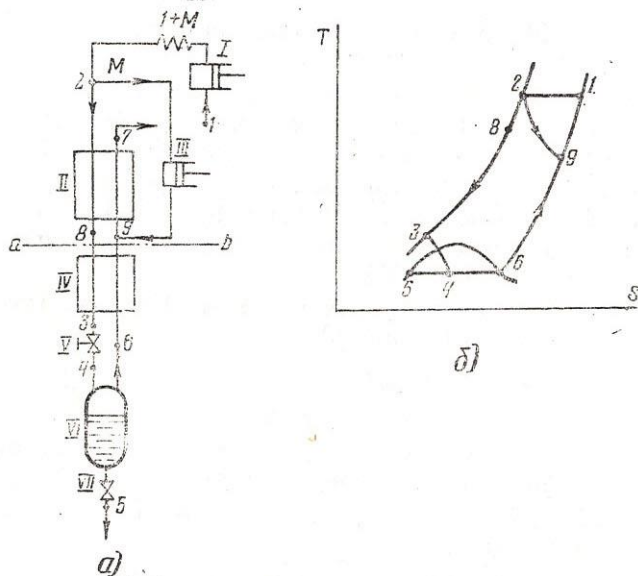


Рис. 6. Схема ожижения газа по Гейландту (а) и изображение процесса в  $s-T$  диаграмме (б):  
 I — компрессор, II—IV — теплообменники; V — дроссель;  
 VI — сборник жидкости, VII — выпускной вентиль

чении теплообменника  $\Delta T$  между потоками отличается от допустимой величины, задаются новым значением  $\Delta T_{3-9}$  и расчет повторяют сначала.

После определения оптимального значения  $M$  аналогично выражениям (2-11) и (2-12) можно определить значения тепловых нагрузок теплообменников II и IV.

Удельный расход энергии определяется аналогично, по выражению (2-9).

### б) Схема Капицы.

Схема процесса по Капице показана на рис. 7.

Исходные данные для расчета те же, что и по схеме Клода. Адиабатный к.п.д. турбодетандера  $\eta_{ад}$  принимается  $0,8 \div 0,85$  [1].

Расчет в этом случае можно начать с подбора температуры  $T_{10}$  перед детандером.

Температуру  $T_{10}$  методом последовательных приближений принимают такой, чтобы газ после детандера имел тем-

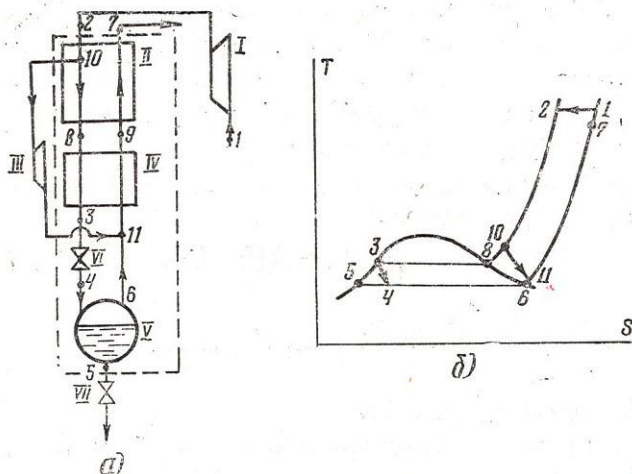


Рис. 7. Схема процесса по Капице и изображение его на диаграмме  $s-T$ :

$I$  — турбокомпрессор;  $II$  — регенератор;  $III$  — турбодетандер;  $IV$  — теплообменник;  $V$  — сборник жидкости;  $VI$  — дроссельный вентиль;  $VII$  — сливной вентиль

пературу  $T_{11}$  на  $1 \div 3^\circ$  выше, чем температура сухого насыщенного пара  $T_6$ .

По уравнению (2-4) определяют  $i_{11}$  и по величине  $i_{11}$  и  $p_1$  определяют  $T_{11}$ .

Из уравнения теплового баланса части схемы, ограниченной штриховой линией, задаваясь значением  $M$ , можно определить  $y$

$$y = \frac{i_7 - i_2 + M(i_{10} - i_{11}) - q_{уз}}{i_7 - i_8}. \quad (2-15)$$



Из теплового баланса теплообменника II определяем  $i_9$  и  $T_9$

$$i_2 + (1-y)i_9 = i_8 + (1-y)i_7 M(i_{10} - i_8),$$

откуда

$$i_9 = \frac{i_2 - i_8 - (1-y)i_7}{1-y} + M(i_{10} - i_8) \quad (2-16)$$

По  $i_9$  и  $p_1$  определяем  $T_9$ .

Эта величина не должна быть меньше заданного значения.

Если  $\Delta T_{8-9}$  меньше требуемой величины, необходимо задаться новым значением  $M$  и повторить расчет. Однако при расчете надо стремиться к получению минимально допустимой разницы температур  $\Delta T_{8-9}$ . В этом случае потери при теплообмене будут наименьшими.

Из теплового баланса теплообменника IV можно определить параметры в точке 3.

$$(1-M)(i_8 - i_3) = (1-y)(i_9 - i_{11}), \quad (2-17)$$

откуда

$$i_3 = \frac{(1-M)i_8 - (1-y)(i_9 - i_{11})}{1-M}. \quad (2-18)$$

По  $i_3$  и  $p_2$  определяем  $T_3$ .

После этого необходимо проверить разность температур по всей длине теплообменника IV.

В случае несоответствия  $\Delta T$  заданной величине необходимо снова задаваться величиной  $M$  и повторить расчет.

После проверки  $\Delta T$  теплообменников можно определить их тепловые нагрузки.

Тепловая нагрузка теплообменника II

$$q_{mII} = (i_7 - i_9)(1-y). \quad (2-19)$$

Тепловая нагрузка теплообменника IV

$$q_{mIV} = (1-M)(i_8 - i_3) = (1-y)(i_9 - i_{11}) \quad (2-20)$$

Удельный расход энергии определяется аналогично выражению (2-9). Количество газа, сжимаемого компрессором, в этом случае равно одному кг.

### 2-3. Ожижение газа с предварительным охлаждением посторонними хладоагентами, расширением части прямого потока в детандере и однократным дросселированием<sup>1</sup>

Схема установки показана на рис. 8.

Исходные данные для расчета.

1. Ожижаемый газ А.
2. Хладоагент В.
3. Температуры  $T_2, T_{13}$ .
4. Разность температур  $\Delta T$  на теплых концах теплообменников I, III, V. Величины  $\Delta T$  выбираются исходя из условий, описанных в параграфе 2-1.
5. Адиабатный к.п.д. детандера.

Расчет такой схемы является трудоемкой задачей, поскольку неизвестно оптимальное давление ожижаемого потока и температурный уровень включения детандера. Место включения ванны с посторонним хладоагентом определяется выбранным веществом.

Для определения оптимальных параметров необходимо рассчитать несколько вариантов схемы. Оптимальный вариант принимается по наименьшему удельному расходу энергии.

Расчет варианта можно произвести следующим образом.

Задаются температурой после детандера  $T_9$  разностью температур  $\Delta T_{8-9}$ . Оптимальная величина давления прямого потока определяется по методу, описанному в параграфе 2-1.

Из теплового баланса для участка схемы ниже сечения  $a-b$ , можно определить количество потока, поступающего на дроссельный вентиль на единицу полученной жидкости<sup>2</sup>.

$$a_A = \frac{i_9 - i_8}{i_9 - i_5} \quad (2-21)$$

Методом последовательных приближений определяют температуру  $T_{12}$  включения детандера. Для этого задаются величиной  $T_2$  и по диаграммам состояния находят величину  $i_{12}$ .

<sup>1</sup> Такая схема впервые была предложена и осуществлена для ожижения гелия акад. П. Л. Капицей.

<sup>2</sup> При получении  $G$  кг жидкости уравнения 2-21, 2-23, 2-29 необходимо умножать на величину  $G$ .

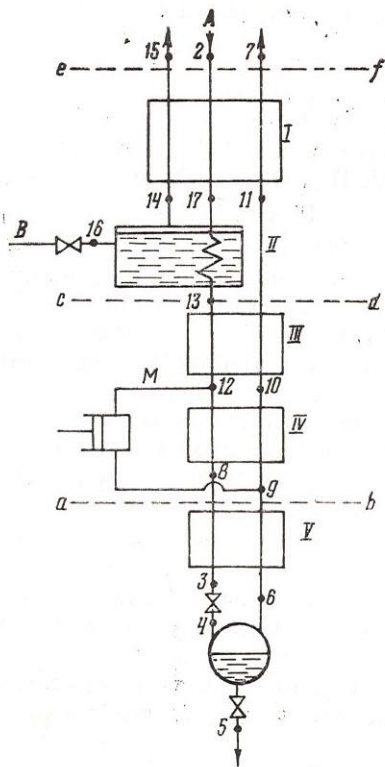


Рис. 8. Схема процесса с предварительным охлаждением посторонним хладагентом и расширением части потока в детандере: I — теплообменник теплой зоны; II — ванна с ожиженным хладагентом; III — теплообменник «средней» зоны; IV — детандерный теплообменник; V — теплообменник «холодной» зоны



По уравнению

$$\eta_{a\partial} = \frac{i_{12} - i_9}{i_{12} - i_9'} \quad (2-22)$$

определяют правильность принятой температуры  $T_{12}$ .

Долю газа, поступающего в детандер, можно определить из энергетического баланса части схемы между сечениями  $a-b$  и  $c-d$

$$M = \frac{G_A (i_{13} - i_8) - (G_A - 1) (i_{11} - i_9)}{i_{12} - i_9 - i_8} \quad (2-23)$$

Количество постороннего хладагента  $G_B$  можно определить из уравнения энергетического баланса для части схемы между сечениями  $c-d$  и  $e-f$

$$G_B = \frac{G_A (i_2 - i_{13}) - (G_A - 1) (i_7 - i_{11})}{i_{15} - i_{16}} \quad (2-24)$$

Удельный расход энергии можно подсчитать по уравнению

$$l_{y\partial} = G_A RT \ln \frac{p_2}{p_1} - M (i_{12} - i_9) + G_B l_B, \quad (2-25)$$

где  $l_B$  — работа, затрачиваемая для получения 1 кг хладагента  $B$ .

Для варианта с минимальным удельным расходом энергии можно продолжать дальнейший расчет теплообменных аппаратов.

Тепловой баланс теплообменника I

$$G_A (i_2 - i_{17}) = G_B (i_{15} - i_{14}) + (G_A - 1) (i_7 - i_{11}). \quad (2-26)$$

Из этого уравнения можно определить  $i_{17}$ . Из диаграммы состояния по  $p_2$  и  $i_{17}$  можно определить  $T_{17}$ .

Тепловая нагрузка теплообменника I

$$Q_{mI} = G_A (i_2 - i_{17}). \quad (2-27)$$

Тепловой баланс теплообменника II.

По тепловому балансу теплообменника II можно проверить правильность определения параметров в точке 17

$$G_B = \frac{G_A (i_{17} - i_{13})}{r_B} \quad (2-28)$$

Величина  $G_B$ , вычисленная по уравнению (2-28), сравнивается с величиной  $G_B$ , вычисленной по уравнению (2-24).

Тепловая нагрузка теплообменника II

$$Q_{mII} = G_A (i_{17} - i_{13}). \quad (2-29)$$

Аналогичным образом составляются уравнения тепловых балансов теплообменников III, IV, V, из которых определяются тепловые нагрузки этих аппаратов и параметры газа в точках 10 и 3.

После расчета схемы можно перейти к конструктивному расчету отдельных ее элементов.

#### 2-4. Ожижение газа по схеме с каскадным включением детандеров

Схема установки показана на рис. 9.

Как и установки, работающие по предыдущей схеме, такую установку рассчитывают, начиная с дроссельной ступени (на рис. 9 ограничена штриховой линией).

Расчет в этом случае затруднен тем, что в исходных данных в общем случае могут быть заданы только охлаждаемый газ и величины к.п.д. детандеров. Поэтому в общем случае оптимальные параметры схемы можно установить, например, методом вариантных расчетов.

Рассмотрим порядок расчета схемы.

1. Задаются температурой газа после детандера VIII. Наиболее низкая температура принимается равной  $T$  сухого насыщенного пара охлаждаемого газа при  $p$  обратного потока. В этом случае температура после детандера  $T_{10} = T_6$  и теплообменник VI отсутствует.

2. По величине к.п.д. ( $\eta_{ад}$ ) детандера VIII, задаваясь рядом давлений прямого потока, находят величины температур в точке 14.

3. Задаваясь величинами  $\Delta T_{14-11}$  и  $\Delta T_{10-15}$ , из теплового баланса теплообменника V находят величину  $G_d$  потока газа, отводимого на детандер VIII. Минимальная разность температур  $\Delta T_{10-15}$  для гелиевых и водородных ожижителей не должна превышать  $0,5 \div 0,8$  град. Варианты при полученных значениях  $G_d^{VIII} \leq 0$  отбрасываются.

4. Для оставшихся вариантов подсчитывают удельную затрату работы  $l$  на получение жидкости. Принимают вариант с  $l_{мин}$ .

5. Принимают при том же значении  $\eta_{ад}$  детандера VIII более высокий температурный уровень его включения. В этом случае  $T_{10} \neq T_6$  и схема охладителя соответствует рис. 9. Наиболее удобно в этом случае задаваться температурой  $T_{10}$ , а не  $T_{14}$ .

6. Зная температуру  $T_{10}$  и принимая  $\Delta T_{15-10}$  для гелиевых и водородных охладителей порядка  $0,5 \div 0,8$  град, опреде-

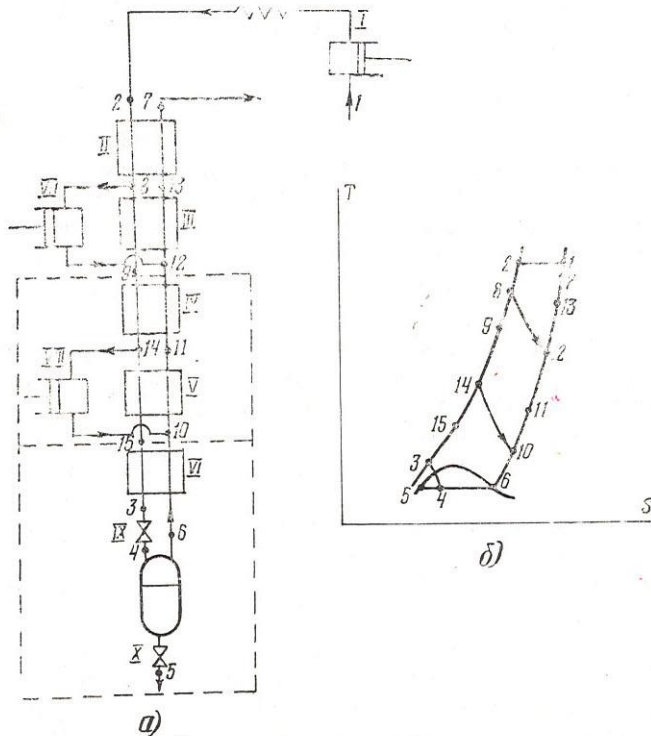


Рис. 9. Схема процесса охижения газа с каскадным включением детандеров (а) и изображение процесса в  $s-T$  диаграмме (б):

I — компрессор; II ÷ VI — теплообменники; VII—VIII — детандеры; IX — дроссель; X — сливной вентиль

ляют для каждого заданного давления прямого потока количество полученной жидкости и удельный расход энергии. Оптимальное давление прямого потока в этом случае находится на диаграмме  $T-s$  вблизи инверсионной кривой (правее линии инверсии).

7. Сравнивая различные варианты, выбирают окончательно схему с минимальным удельным расходом энергии.

## Глава третья

### РЕФРИЖЕРАТОРНЫЕ УСТАНОВКИ

В некоторых специальных случаях возникает потребность в создании низкотемпературных установок, предназначенных для отвода тепла от охлаждаемого объекта. Чаще всего такие установки используются для термостатирования криогенных жидкостей, различных изделий в радиоэлектронике и других целей.

Принципиальное отличие таких установок от ожижителей заключается в том, что в них получаемый продукт не выводится из системы, а используется, как правило, только теплота парообразования жидкости\*.

Получаемая криогенная жидкость направляется для отвода тепла от охлаждаемого объекта и после ее полного или частичного испарения насыщенный пар возвращается в установку для охлаждения прямого потока. Эти установки получили название рефрижераторных.

Рефрижераторные установки строятся по таким же схемам, что и ожижители.

Так как криогенная жидкость из системы не выводится, общий подход к методике расчета несколько изменяется по сравнению с расчетом ожижителей. Рассмотрим для примера порядок расчета в общем виде некоторых наиболее распространенных схем рефрижераторных установок.

#### 3-1. Установки, работающие по схеме Линде с однократным дросселированием (рис. 10)

Исходные данные для расчета:

1. Холодопроизводительность установки  $Q_0$ , вт.

---

\* В некоторых рефрижераторных установках хладагент в жидком виде не получается. Такие установки называются газовыми рефрижеративными установками.



2. Температурный уровень отвода тепла от охлаждаемого объекта  $T$ , К.

3. Температура газа после холодильника  $T_2$ , К.

Расчет.

1) Выбирается в зависимости от температурного уровня  $T$  вид хладоагента. (В этой схеме применяются хладоагенты только с положительным дроссель-эффектом.)

2) Задаются разностью температур на теплом конце теплообменника III.  $\Delta T_{2-6} = 3 \div 6$  град.

3) По диаграмме состояния для выбранного хладоагента в первом приближении находят давление прямого потока

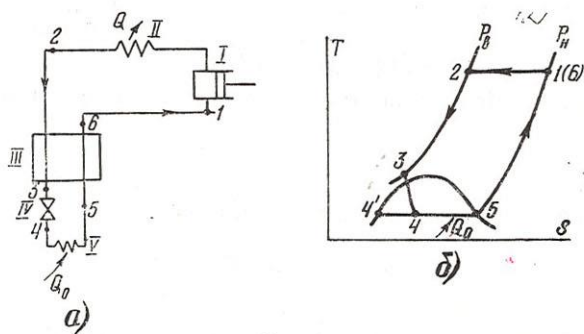


Рис. 10. Схема рефрижераторной установки: I — компрессор; II — холодильник; III — теплообменник; IV — дроссель

$p_2$  исходя из условия получения максимального количества жидкости. Это давление должно соответствовать максимальному изотермическому дроссель-эффекту при температуре  $T_2$ .

4) Определяют количество газа, циркулирующего в установке из уравнения

$$Q_0 + Q_{из} = G(i_6 - i_2), \quad (3-1)$$

откуда

$$G = \frac{Q_0 - Q_{из}}{i_6 - i_2}. \quad (3-2)$$

5) Из уравнения теплового баланса теплообменника III находят (проверяют) энтальпию потока перед дроссельным вентилем

$$i_3 = i_2 + i_5 - i_6. \quad (3-3)$$

энтальпии  $i_5$  и  $i_6$  находят из диаграммы состояния по значениям  $T_5$  и  $T_6$  и давлению  $p_1 = 1,2 \div 1,05 \text{ ата}$ .

Энтальпию точки 2 находят по  $T_2$  и  $p_2$ .

б) Расход энергии в установке

$$L = \frac{1}{\eta_{из}} G \cdot R T_2 \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (3-4)$$

7) Удельная затрата работы  $l = \frac{L}{Q_0} \frac{\text{квт} \cdot \text{ч}}{\text{вт}}$  (3-5)

8) Задаются давлением на ( $2 \div 10 \text{ бар}$ ) меньшим, чем в первом случае, и расчет по пунктам  $1 \div 7$  повторяют. Оптимальное давление выбирается по  $l_{\text{мин}}$ .

Затрата работы для отвода  $Q_0$  в идеальном процессе

$$L_{ид} = Q_0 \frac{T - T_2}{T}. \quad (3-6)$$

9) Эксергетический к.п.д. установки

$$\eta_e = \frac{L_{ид}}{L}. \quad (3-7)$$

Рассмотренная методика расчета схемы базируется на минимальном расходе энергии, затраченной для отвода  $Q_0$ . Для того, чтобы уменьшить габариты теплообменника, необходимо задаваться большими разностями температур на его теплом конце.

### 3-2. Установки, работающие по схеме с одним детандером и предварительным охлаждением посторонним хладагентом

Схема установки показана на рис. 11.

Начало расчета установки по такой схеме ведется так же, как и гелиевого ожижителя с детандерами (гл. вторая). Для установления оптимального давления прямого потока задаются температурой после детандера VI и к.п.д. детандера. Так для рефрижераторов, работающих на гелии, температура после детандера принимается равной  $10 \div 12 \text{ К}$ , а  $\eta_{ид} = 0,75 - 0,8$ . Дальше ведут вариантыные расчеты дроссельной ступени с целью установления оптимального давления

прямого потока (см. глава вторая, расчет схемы с каскадным включением детандеров).

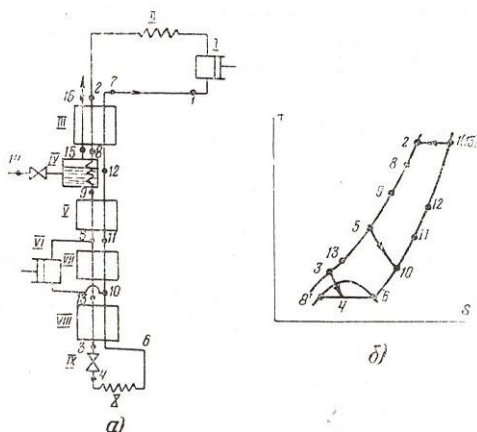


Рис. 11. Схема рефрижераторной установки с предварительным охлаждением посторонним хладагентом и расширением части газа в детандере (а) и изображение процесса в  $s-T$  диаграмме (б): I — компрессор; II — холодильник; III—V, VII, VIII, X — теплообменники; VI — детандер; IX — дроссель

### 3-3. Установки, работающие по схеме с каскадным включением детандеров

Методика расчета таких установок аналогична рассмотренному расчету гелиевых ожижителей с каскадным включением детандеров. Вариантные расчеты начинаются с дроссельной ступени, а оптимизация ведется по расходу энергии на 1 *вт* холодопроизводительности установки.

### 3-4. Установки, работающие по схеме Джиффорда и Мак-Магона

Эти машины относятся к газовым рефрижераторным установкам. Необходимость включения установок Джиффорда—Мак-Магона в это пособие вызвана тем, что до настоящего времени не опубликована общая методика их расчета. Имеются лишь отдельные работы, относящиеся к термо-

динамическому анализу процессов, происходящих в этих машинах.

В предлагаемую методику расчета заложены как основные результаты упомянутых выше работ, так и некоторые дополнительные исследования.

Схема установки и процессы в координатах  $T-\tau$  (время) показаны на рис. 12 [Л. 1, 4].

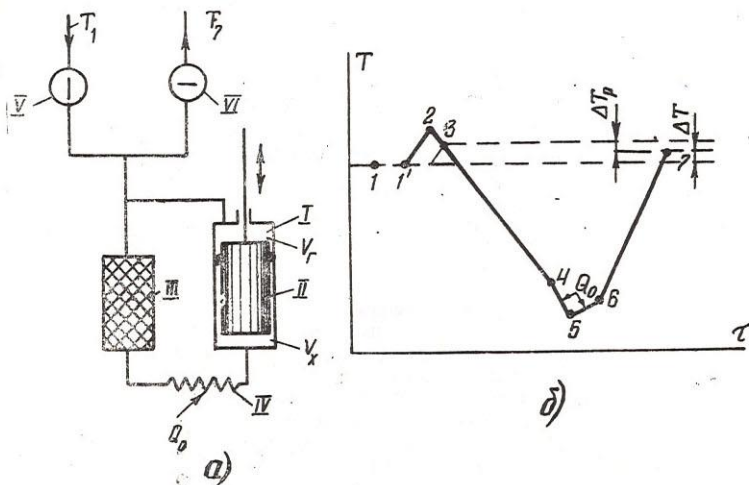


Рис. 12. Схема одноступенчатой машины Джиффорда—Мак-Магона (а) и изображение процесса в координатах  $T-\tau$ :  
 I — цилиндр; II — вытеснитель; III — регенератор; IV — теплообменник; V — впускной клапан; VI — выпускной клапан

Исходные данные для расчета.

1. Холодопроизводительность установки  $Q_0$ .
2. Температурный уровень отвода тепла от охлаждаемого объекта  $T$ .

*Идеальная установка.*

Расчет идеальной установки позволяет определить предельное значение к.п.д. для заданных условий работы.

1. Исходя из заданного температурного уровня работы установки подбирают хладагент с критической температурой ниже  $T$  (воздух, водород, гелий, неон и пр.).

2. Холодопроизводительность установки

$$Q_0 = V_x(p_H - p_K), \quad (3-8)$$



где  $V_x$  — максимальный геометрический объем холодной полости цилиндра;

$p_n, p_k$  — соответственно давления впуска и выпуска газа из установки.

Величины давлений  $p_n$  и  $p_k$  выбираются такими, чтобы их отношение было равно  $p_n/p_k=3 \div 5$ . Давление  $p_n$ , как правило, в таких установках не превышает 30 бар.

3. Объем, описываемый поршнем в ед. времени

$$V = V_x = V_r = \frac{Q_0}{p_n - p_k} \frac{m^3}{сек}; \quad (3-9)$$

$$V = \frac{\pi D_{ц}^2}{4} \cdot h \cdot n, \quad (3-9')$$

где  $D_{ц}$  — диаметр цилиндра;

$h$  — ход поршня;

$n$  — число ходов,  $сек^{-1}$ .

4. Количество газа, заполняющего холодный объем

$$G_x = \frac{p_k \cdot V_x}{R \cdot T_x}, \quad (3-10)$$

где  $R$  — газовая постоянная хладагента.

5. Температура газа в горячем объеме (рис. 12,6)

$$T_2 = \frac{kT_1}{\frac{p_k}{p_n} \left( k \cdot \frac{T_1}{T_2} - 1 \right) + 1} \quad (3-11)$$

для идеальной установки  $T_1 = T_7$ .

6. Количество газа, заполняющего горячий объем под давлением  $p_k$ .

$$G_2^{p_k} = \frac{p_k \cdot V_r}{RT_2}, \quad кг/сек. \quad (3-12)$$

7. Количество газа, сжимаемое компрессором

$$G = G_x - G_2^{p_k}.$$

8. Работа, затрачиваемая на сжатие  $G$  кг газа в идеальном компрессоре

$$L_k = GRT_1 \ln \frac{p_n}{p_k}. \quad (3-13)$$

9. Эксергетический к.п.д. идеальной установки

$$\eta_e^{ид} = \frac{Q_0 \cdot \tau_e}{L_k}, \quad (3-14)$$

где

$$\tau_e = \frac{T_x - T_1}{T_x},$$

$T_1 = T_{oc}$  — температура окружающей среды.

*Реальная установка.*

Реальная установка отличается от идеальной наличием следующих потерь:

1. В компрессоре ( $\eta_{из\ компр} = 0,6 \div 0,65$ ).
2. От сопротивления в клапанах V и VI (рис. 12,а).
3. От необратимости теплообмена в регенераторе III и теплообменнике IV.
4. От вредного пространства (в регенераторе, цилиндре и трубопроводах).
5. От гидравлических сопротивлений регенератора и трубопроводов.

Основными являются потери по пунктам 1, 2, 3. Наличие потерь не позволяет в одноступенчатой машине получать с приемлемым к.п.д. температуру ниже 35К.

Исходные данные для расчета.

1. Холодопроизводительность установки (количество тепла, отводимое от охлаждаемого объекта).
2. Температурный уровень отвода тепла от охлаждаемого объекта  $T$ . Для изотермической установки  $T = T_x$ .
3. Разность температур:
  - а) на теплом конце регенератора  $\Delta T_p$ ;
  - б) в теплообменнике (между хладагентом и охлаждаемым объектом)  $\Delta T_m$ .
4. Температура газа, поступающего от компрессора в установку.
5. Давление газа:
  - а) поступающего в установку;
  - б) выходящего из установки.
6. Сопротивления клапанов:
  - а) впускного  $\Delta p_{вп}$ ;
  - б) выпускного  $\Delta p_{вып}$ .

Расчет.

1. Объем, описываемый поршнем в единицу времени

$$V = \frac{Q_0}{(p_k - \Delta p_{вп}) - (p_k + \Delta p_{вып})}. \quad (3-15)$$

2. Количество газа, заполняющего холодный объем

$$G_x = \frac{(p_k - \Delta p_{вп}) V}{RT_x}, \quad (3-16)$$

где  $T_x = T - \Delta T$  (принимая, что теплообмен между хладагентом и охлаждаемым объектом идет при средней разности температур  $\Delta T_m$ ).

Рекомендуется применять следующие значения  $\Delta T_m$  в зависимости от  $T$ .

TK	100 ÷ 80	80 ÷ 60	60 ÷ 20	15 ÷ 4,2°K
$\Delta T_m$ , град	5 ÷ 3	3 ÷ 2	2 ÷ 1,5	1 ÷ 0,5

### 3. Температура газа в горячем объеме

$$T_r = \frac{k \cdot T_1}{\frac{p_k + \Delta p_{\text{вып}}}{p_k - \Delta p_{\text{вп}}} \left( k \frac{T_1}{T_r} - 1 \right) + 1}. \quad (3.17)$$

В первом приближении принимают  $T_7 = T_1$ . После расчета температуры  $T_3$  определяют (задавшись разностью температур на теплом конце регенератора  $\Delta T_p = 5 \div 7$  град) температуру  $T_7$  и уточняют  $T_r$ .

4. Количество газа в горячем объеме при давлении  $p_k - \Delta p_{\text{вп}}$

$$G'_2 = \frac{(p_k - \Delta p_{\text{вп}}) V}{RT_2}. \quad (3.18)$$

5. Количество газа в горячем объеме при давлении  $p_k + \Delta p_{\text{вып}}$ .

$$G''_2 = \frac{(p_k + \Delta p_{\text{вып}}) V}{RT_7}. \quad (3.19)$$

6. Дополнительное количество газа, входящего в установку при переталкивании его из горячего в холодный объем

$$G_{\text{доп}} = G_x - G'_2. \quad (3.20)$$

7. Количество газа, проходящего через установку за один цикл

$$G = G_x - G''_2 \quad (3.21)$$

8. Средняя температура газа, входящего в регенератор\*

$$T_3 = \frac{G'_2 \cdot T_2 + G_{\text{дол}} \cdot T_1}{G'_2 + G_{\text{дол}}}. \quad (3-22)$$

9. Температура газа, выходящего из регенератора (на теплом конце)

$$Q_0 = G(i_1 - i_7). \quad (3-23)$$

Из уравнения (3-23) определяют  $i_7$  и по диаграмме состояния для выбранного хладагента находят  $T_7$ .

10. Тепловая нагрузка регенератора

$$Q_p = G(i_3 - T_x). \quad (3-24)$$

---

\* Теплоемкости прямого и обратного потоков принимаем равными.



## Глава четвертая

### РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННОЙ АППАРАТУРЫ

В технике низких температур получили широкое распространение высокоэффективные теплообменники как регенеративного, так и рекуперативного типов.

В установках большой и средней производительности обычно применяются регенеративные теплообменники (регенераторы) или рекуперативные (витые поперечно-точные из гладких или оребренных трубок, а также пластинчатые).

В установках небольшой производительности (до  $\sim 100 \text{ м}^3/\text{час}$ ) высокоэффективные теплообменники из гладких, спаянных по всей длине трубок [1]. В последнее время начинают применять поперечно-точные теплообменники из оребренных трубок.

Более подробно о типах теплообменников, применяемых в технике низких температур, см. [1, 4, 9].

Методика расчета регенераторов, применяемых в воздухоразделительных установках, изложена в [3, 9].

Ниже рассматриваются схемы расчета некоторых наиболее распространенных теплообменников рекуперативного типа.

#### 4.1. Расчет поперечноточного теплообменника из гладких трубок

Схема рассчитываемого двухпоточного теплообменника показана на рис. 13. Теплообменивающиеся среды газ—газ.

Исходные данные для расчета.

1. Количества прямого и обратного потоков  $G_A$  и  $G_B$ .

2. Температуры  $T_1, T_2, T_3, T_4$ .

3. Тепловая нагрузка теплообменника  $Q_m$ .

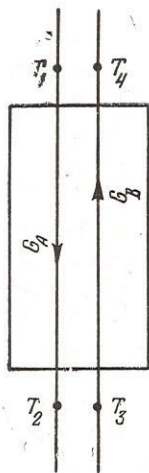


Рис. 13. Схема потоков в теплообменнике

4. Средние давления прямого и обратного потоков  $p_A$  и  $p_B$ .  
 Определяем средние значения параметров потоков, необходимые для расчета теплообмена.

*Прямой поток.*

1. Средняя температура

$$T_{cp} = \frac{T_1 + T_2}{2}. \quad (4-1)$$

2. Плотность

$$\gamma = \frac{1}{v}. \quad (4-2)$$

Значение  $v$  можно определить по диаграмме состояния по  $p_A$  и  $T_{cp}$  или с меньшей точностью по формуле

$$v = \frac{p_0 v_0 \cdot T_{cp}}{p_A \cdot T_0}, \quad (4-3)$$

где  $p_0$ ,  $v_0$ ,  $T_0$  — параметры газа при нормальных условиях.

Основные физические константы некоторых газов при нормальных условиях можно найти в [1]

3. Вязкость газа  $\eta$  при  $T_{cp}$

4. Теплоемкость  $c_p$  можно определить по диаграмме состояния как

$$c_p = \frac{i_1 - i_2}{T_1 - T_2}. \quad (4-4)$$

5. Теплопроводность  $\lambda$  при  $T_{cp}$  можно определить по формуле Сутерленда или графикам [1].

*Обратный поток.*

Значения величин  $T_{cp}$ ,  $\gamma$ ,  $\eta$ ,  $c_p$ ,  $\lambda$  определяются аналогично прямому потоку.

Расчет коэффициентов теплоотдачи.

*Прямой поток.*

1. Скорость газа в трубках

$$W = \frac{v}{3600 \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot n} \quad \text{м сек}, \quad (4-5)$$

где  $v$  — м<sup>3</sup>/час — количество газа при  $p_A$  и  $T_{cp}$ ;  
 $d_1$  — внутренний диаметр трубок, м;  
 $n$  — количество трубок.

Количество трубок  $n$  задается.

2. Критерий Рейнольдса.

$$Re = \frac{\omega \cdot d_1 \cdot \gamma}{\eta \cdot g}, \quad (4-6)$$

где  $\omega$  — м/сек;  
 $d_1$  — м;  
 $\gamma$  — кг/м<sup>3</sup>;  
 $\eta$  — кг/сек·м<sup>2</sup>;  
 $g$  — м/сек<sup>2</sup>.

3. Критерий Прандтля

$$Pr = \frac{c \cdot \eta \cdot g}{\lambda}. \quad (4-7)$$

4. Критерий Нуссельта:

а) при  $1 \cdot 10^4 < Re < 2 \cdot 10^6$

$$Nu = 0,024 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,35}, \quad (4-8)$$

б) при  $1 \cdot 10^4 > Re > 2,3 \cdot 10^3$

$$Nu \approx 3,66 \left( \frac{Re}{2300} \right)^{2,3+1g Pr} \quad (4-9)$$

при  $Re \cdot Pr \cdot \frac{D}{L} < 12$ ,

где  $D$  — диаметр трубки;

$L$  — ориентировочная длина трубки (величиной  $L$  предварительно задаются).

Если же  $Re \cdot Pr \cdot \frac{D}{L} > 12$ , то

$$Nu \approx 21 \left( Pr \cdot \frac{D}{L} \right)^{0,33} \left( \frac{Re}{2300} \right)^{1g \frac{L}{D}}; \quad (4-10)$$

в) при  $Re < 2,3 \cdot 10^3$ , если  $Re \cdot \frac{D}{L} > 12$

$$Nu = 1,61 \left( Re \cdot \frac{D}{L} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad (4-11)$$

где  $Re$  — критерий Пекле

$$Pe = \frac{v \cdot d_1 \cdot c \cdot \gamma}{\lambda}. \quad (4-12)$$

Если же  $Re \cdot \frac{D}{L} \leq 12$ , то  $\alpha_1 = 3,66 \frac{\lambda}{d_1}$ .

5. Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_1$

$$\alpha_1 = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_1}, \quad (4-13)$$

где  $d_1$  — внутренний диаметр трубы, м.  
*Обратный поток.*

1. Диаметр навивки теплообменника

$$D_n = D_c + 2 \cdot n \cdot d_2 + 2 \cdot n \cdot S, \quad (4-14)$$

где  $D_c$  — диаметр сердечника;  
 $n$  — принятое число слоев,  
 $d_2$  — наружный диаметр трубки;  
 $S$  — толщина прокладки.

По наружному слою трубок обычно прокладки не кладутся, а обечайка плотно натягивается на трубки.

2. Площадь межтрубного пространства

$$F = \pi \cdot \frac{D_c + D_n - 2d_2}{2} \cdot S \cdot n. \quad (4-15)$$

3. Скорость газа в межтрубном пространстве

$$W = \frac{v}{3600 \cdot F} \text{ м/сек}, \quad (4-16)$$

где  $v$  — объем газа при рабочих условиях ( $T_{cp}$  обратного потока и  $p_B$ ).

4. Критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{W \cdot d_2 \cdot \gamma}{\mu g}. \quad (4-17)$$

При  $Re < 1 \cdot 10^4$  можно также пользоваться уравнением

$$Nu = 0,0044 \cdot Re^{1,01} \quad (4-18)$$

и

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda}{d},$$

где  $d$  — наружный диаметр трубки.

7. Общий коэффициент теплопередачи для цилиндрической трубки (на единицу длины)

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_n}{d_{n+1}} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}. \quad (4-19)$$



В технике низких температур величиной  $\sum \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_n}{d_{n+1}}$  для гладких трубок обычно пренебрегают ввиду ее малости. Тогда

$$k' = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} \quad (4-20)$$

8. Общее количество передаваемого тепла

$$Q_m = k' \cdot L \cdot \Delta T_{cp} \cdot n, \quad (4-21)$$

где  $Q_m$  — тепловая нагрузка теплообменника;

$L$  — длина одной трубки;

$n$  — число трубок;

$\Delta T_{cp}$  — средний температурный напор при теплообмене.  
Откуда

$$L = \frac{Q_m}{k' \Delta T_{cp} \cdot n} \quad (4-22)$$

Если в процессе теплообмена теплоемкости прямого и обратного потоков не меняются или меняются незначительно, то  $\Delta T_{cp}$  можно вычислить так:

$$\Delta T_{cp} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{2,3 \lg \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}, \quad (4-23)$$

где  $\Delta T_1$  и  $\Delta T_2$  — разности температур на концах теплообменника.

В низкотемпературных установках часто теплоемкости сжатых газов при охлаждении значительно изменяются. В этом случае необходимо пользоваться среднеинтегральной разностью температур.

Один из методов подсчета среднеинтегральной разности температур состоит в следующем [1, 2]. С использованием диаграмм состояния теплообмениваемых газов строят график  $Q-T$  протекания температур между потоками в рассчитываемом теплообменнике (рис. 13). Для построения этого графика можно пользоваться следующей зависимостью:

$$\Delta i_A = \frac{G_B}{G_A} \Delta i_B - \frac{Q_{о с т}}{\Delta i_{B 3-4}} \Delta i_B = \alpha \cdot \Delta i_B, \quad (4-24)$$

Таблица навивки теплообменника.  
(составляется после определения  $L$ )

№ ряда	Диаметр ряда $D$	Направление навивки	Число витков $z$	$\frac{1}{z}$	Число заходов $\beta$	Принятое число заходов $\beta_d$	Принятое число витков $z_d$	Длина трубки в навитой части	Высота навивки
1	$D_1$								
2	$D_2$	(правая, левая)							
3	$D_3$								
и т. д.	и т. д.								

1. Диаметр первого ряда  $D_1 = D_c + 2\delta + d$ ,

где  $\delta$  — толщина прокладки;

$d$  — диаметр трубки.

2. Диаметр второго ряда  $D_2 = D_1 + 2\delta + 2d$ .

3. Диаметр третьего ряда  $D_3 = D_2 + 2\delta + 2d$  и т. д.

4. Число витков  $z = \frac{1}{\pi D}$ , где  $D$  — диаметр ряда.

5. Число заходов  $\beta = \frac{\frac{1}{z} n}{\sum \frac{1}{z}}$ , где  $n$  — число трубок.

где

$$\alpha = \frac{G_B}{G_A} = \frac{Q_{от}}{\Delta i_{B3-4}} \quad (4-25)$$

$G_A$  — количество охлаждаемого потока;

$G_B$  — количество нагреваемого потока.

Задавая значениями температуры  $T_B$  от  $T_{B3}$  до  $T_{B4}$  на диаграмме состояния для каждого участка определяем значение  $\Delta i_B$ , а затем по выражению (4-24) определяют соответствующие значения  $\Delta i_A$ .

По величине  $\Delta i_A$  определяют величины  $i_A$  и  $T_A$ , используя диаграмму состояния потока А. Результаты подсчетов сводят в таблицу.

№ участка	$T_B$	$i_B$	$\Delta i_B$	$\Delta i_A = \alpha \Delta i_B$	$i_A$	$T_A$

По данным таблицы строят график  $Q-T$ .

Разделив общее количество передаваемого тепла  $Q_m$  на  $n$  равных частей, определяют для каждого участка  $\Delta T_{cp}$  и

$$\frac{\Delta T_{cp}}{1}$$

Тогда среднюю интегральную разность температур можно вычислить по следующему выражению:

$$\Delta T_{инт} = \frac{n}{\sum \frac{1}{\Delta T_{cp}}}, \quad (4-26)$$

где  $n$  — число участков.

Расчет теплообменника заканчивается составлением таблицы навивки (см. табл.).

#### 4-2. Расчет теплообменников типа «труба в трубе» с оребренной внутренней трубкой и продольным обтеканием

Элемент теплообменника изображен на рис. 14.

В промышленности довольно часто применяются теплообменники такого типа. Теплоносители внутри оребренной

трубки и в кольцевом пространстве обычно направляют противотоком. Если нет каких-либо специальных требований, то со стороны оребренной поверхности направляют поток с меньшим значением коэффициента теплоотдачи  $\alpha$ .

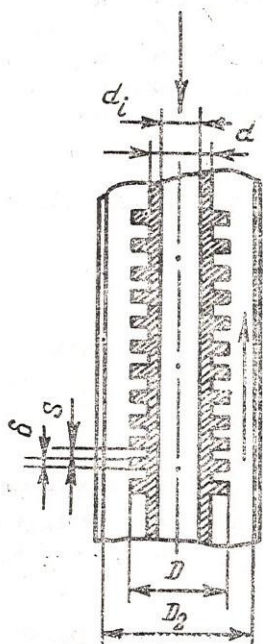


Рис. 14. Схема теплообменника «Труба в трубе»

Для расчета теплообменников такого типа необходимо знать помимо исходных данных, аналогичных при расчете витых теплообменников, также геометрию оребренной трубки. Для трубок с геометрическими размерами, указанными в табл. 1, критерий  $Nu$  в кольцевом пространстве можно определить из следующего выражения:

$$Nu = 0,039 \cdot Re^{0,87} \cdot Pr^{0,4} \left( \frac{S}{D_s} \right)^{0,4} \cdot \left( \frac{h}{D_s} \right)^{-0,19}, \quad (4-27)$$

где  $D_s = D_2 - D$  — эквивалентный диаметр.

Выражение (4-27) справедливо при  $Re = 800 \div 73000$ .



Скорость потока при определении  $Re$  вычисляют в пространстве между диаметрами  $D_2$  и  $D$

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_3} \quad (4-28)$$

Значение коэффициента теплоотдачи  $\alpha_1$  от потока к внутренней стенке оребренной трубки вычисляется в зависимости от  $Re$  по формулам (4-5 ÷ 4-13).

Величины  $k$  и  $\Delta T_{cp}$  вычисляются так же, как и для витых теплообменников.

В теплообменниках, применяющихся для ожижения гелия скорость потока внутри оребренной трубки составляет 1 ÷ 5 м/сек, а в кольцевом пространстве 15 ÷ 25 м/сек [1].

Таблица 1

	Наименование	Единица измерения	Оребренные трубки			
			№ 1	№ 2	№ 3	№ 4
	Число ребер на 1 пог. м	шт.	446	156	320	165
$D$	Наружный диаметр ребер	мм	19,3	26,7	26,2	31,6
$d$	Наружный диаметр трубки, несущей оребрение	мм	15,8	16,8	16,5	16,6
$\delta$	Толщина ребра	мм	0,62	0,74	0,66	0,61
$S$	Расстояние между ребрами в свету	мм	1,63	5,65	2,49	5,45
$h$	Высота ребра	мм	1,71	4,9	4,86	7,45
$E$	Удельная наружная поверхность трубки	м <sup>2</sup> /пог. м	0,134	0,158	0,262	0,237
$d_i$	Внутренний диаметр оребренной трубки	мм	12,9	13,1	12,9	13,0
$D_3$	Эквивалентный диаметр	мм	37,7	30,3	30,8	25,4
$S_1/D_3$	Относительное расстояние между ребрами	—	0,0432	0,186	0,081	0,214
$h/D_3$	Относительная высота ребра	—	0,0454	0,162	0,158	0,293
$v \cdot 10^3$	Объем зазоров между ребрами	м <sup>3</sup> /пог. м	0,266	0,521	0,471	0,725

### 4-3. Расчет поперечноточного теплообменника из оребренных трубок

В витых теплообменниках при одинаковых теплоносителях прямого и обратного потоков коэффициент теплоотдачи внутри трубок (со стороны высокого давления) всегда больше, чем в межтрубном пространстве.

Поскольку наружная поверхность гладких трубок превышает внутреннюю всего на 15—30% (в зависимости от диаметра и толщины стенки), решающее значение при определении коэффициента теплопередачи имеет величина  $\alpha_2$  в межтрубном пространстве теплообменника. Для частичной компенсации относительно небольшого значения  $\alpha_2$  со стороны обратного потока стремятся развить большую поверхность теплообмена. В этом случае теплообменник навивают из трубок с внешним оребрением. Скорость газа в межтрубном пространстве таких теплообменников принимают равной  $10 \div 15$  м/сек.

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_1$  в трубном пространстве определяется по формулам (4-5 ÷ 4-13).

До настоящего времени нет обобщенной формулы для подсчета  $\alpha_2$  в межтрубном пространстве теплообменников из оребренных трубок. Полученные эмпирические формулы являются частными, справедливыми для трубок определенных (не любых геометрических размеров). Так для трубок № 1, с геометрическими размерами, указанными в таблице 2 экспериментально получено следующее значение критерия Nu:

$$Nu = 0,133 \cdot Re^{0,89} \quad (4-29)$$

или

$$\alpha = 0,133 \frac{\lambda}{d} \left( \frac{wd}{\nu} \right)^{0,89} \quad (4-30)$$

Для трубок № 2 соответственно

$$Nu = 0,093 \cdot Re^{0,89} \quad (4-31)$$

и для трубок № 3

$$Nu = 0,148 \cdot Re^{0,89} \quad (4-32)$$

где  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи на стороне оребренной поверхности, условно отнесенной к наружной поверхности гладкой трубки диаметром  $d$ , несущей оребрение,  $вт/м^2 \cdot град$ ,

$W$  — скорость потока в среднем сечении, м/сек.

Среднее поперечное сечение теплообменника можно определить по следующему уравнению:

$$S = \frac{v - v_{тр}}{H}, \quad (4-33)$$

где  $v$  — объем кольцевого пространства между обечайкой и сердечником на один виток трубки,  $м^3$ ;

$v_{тр}$  — объем, занятый трубками одного витка по их наружному контуру;

$H$  — высота навивки одного витка.

Уравнение (4-30) справедливо для  $Re = 1 \cdot 10^3 \div 1 \cdot 10^4$ .

Коэффициент теплопередачи  $k$  и средняя разность температур  $\Delta T_{ср}$  подсчитываются по формулам (4-20) и (4-23).

Таблица 2

Характеристики медных оребренных трубок

Наименование	Обозначения	Единицы размерности	Оребренные трубки		
			№ 1	№ 2	№ 3
Внутренний диаметр трубки	$d_{вн}$	мм	4,7	7	8
Диаметр в основании ребер	$d$	мм	6,1	9	10
Наружный диаметр ребер	$D$	мм	10,7	13	18
Средняя толщина ребра	$\delta$	мм	0,38	0,34	0,40
Высота ребра	$h$	мм	2,3	2,0	2,5
Шаг между вершинами ребер	$t$	мм	1,6	2,0	2,5
Число ребер на 1 пог. м.	$n$	шт.	625	500	400
Удельная наружная поверхность трубки	$A$	$м^2/пог. м$	0,0965	0,0996	0,1764
Коэффициент оребрения ( $A_{гт}$ — поверхность гладкой трубки диаметром $d$ )	$\varphi$	$A/A_{гт}$	5,05	3,53	5,61
Вес трубки	$G$	кг/пог. м	0,215	0,328	0,500

#### 4-4. Расчет змеевикового теплообменника, погруженного в кипящую жидкость

Такие теплообменники часто применяют в технике низких температур для охлаждения газа прямого потока другим хладагентом (например, для охлаждения гелия жидкими



азотом и водородом, охлаждения сжатого воздуха в кубе ректификационной колонны и др.)

Если конденсации потока газа в трубе не происходит, то величина коэффициента теплоотдачи прямого потока подсчитывается по методу и уравнениям, описанным в разд. 4-1. Если же происходит на определенном участке трубы конденсация газа, то необходимо прямой поток рассчитывать по участкам. Формулы для определения  $\alpha$  при конденсации приводятся в разд. 4-5.

При кипении жидкости в большом объеме коэффициент теплоотдачи может быть вычислен по формуле, предложенной Крутилиным

$$\alpha = 6,9 \cdot 10^{-3} \left( \frac{\gamma \cdot r}{\gamma - \gamma'} \right)^{0,033} \left( \frac{\gamma}{\sigma} \right)^{0,73} \frac{\lambda^{0,75} \cdot q^{0,7}}{\eta^{0,45} c^{0,117} T_s^{0,37}} \quad (4-34)$$

Критическая тепловая нагрузка может быть вычислена по уравнению

$$q_{кр} = 1,7 \cdot 10^4 \frac{\lambda^{0,5} (\gamma - \gamma')^{0,54} (\gamma \cdot r \cdot T_s)^{0,33} \sigma^{0,042}}{\gamma^{0,45} c^{0,167}} \quad (4-35)$$

или по формуле Мак-Нелли

$$\frac{h_{кин}}{k} = 0,225 \cdot \left( \frac{c_p \mu}{k} \right)^{0,69} \left( \frac{Q \cdot d}{A \cdot l \cdot \mu \cdot g} \right)^{0,69} \left( \frac{P \cdot d}{\rho \cdot g} \right)^{0,31} \left( \frac{\rho_{ж}}{\rho_n} - 1 \right)^{0,33} \quad (4-36)$$

Необходимо отметить, что по приведенным уравнениям можно только ориентировочно вычислить коэффициент теплоотдачи. Мак-Нелли показал, что, в зависимости от качества поверхности, коэффициенты теплоотдачи при кипении, например, жидкого азота могут отличаться на порядок. Очевидно те же закономерности наблюдаются и при кипении других криогенных жидкостей. Поэтому если имеются экспериментальные данные по величинам  $\alpha$  для конструкций аппаратов, аналогичных рассчитываемому, следует пользоваться ими.

#### 4-5. Расчет конденсаторов-испарителей

При расчете вертикальных трубчатых конденсаторов можно пользоваться преобразованной формулой Нуссельта, в которой исключено  $\Delta T$ . Тогда коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующегося пара при ламинарном течении конденсата подсчитывается по уравнению

$$\alpha = 21,4 \times \sqrt[3]{\frac{\lambda^2 \gamma^2 r \cdot n \cdot d}{\eta \cdot Q_n}} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град} \quad (4-37)$$



или

$$\alpha = 21,4 \times \sqrt[3]{\frac{\lambda^2 \gamma^2 \cdot \pi d}{\eta \cdot G}} \text{ ккал} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}, \quad (4-38)$$

где  $d$  — диаметр трубки, на котором происходит конденсация.

С некоторой высоты течение конденсата становится турбулентным.

Критическое значение  $Re$  для этого случая равно  $Re_{кр} = 100$ .

Критерий Рейнольдса для пленки конденсата подсчитывается по уравнению

$$Re = \frac{G}{3600 \cdot g \cdot \eta} = \frac{g \cdot L}{3600 \cdot g \cdot \mu \cdot r}, \quad (4-39)$$

где  $G$  — количество конденсата, протекающего через сечение пленки на ширине 1 м, кг/м·час;

для вертикальной стенки высотой  $L$  м и при средней тепловой нагрузке  $q$  ккал/м<sup>2</sup>·час  $G = \frac{q \cdot L}{r}$ .

При турбулентном течении пленки по вертикальной стенке величина  $\alpha$  определяется из уравнения

$$\alpha = \lambda \left( \frac{q}{\gamma^2} \right)^{1/3} \frac{0,16 Pr^{1/3} \cdot Re}{Re - 100 + 63 Pr^{1/3}} \text{ ккал} / \text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}. \quad (4-40)$$

Определение коэффициента теплоотдачи от трубки конденсатора к кипящей жидкости производится по уравнению (4-34).

#### 4-6. Расчет пластинчатых теплообменников

Одним из перспективных видов теплообменников, применяемых в криогенной технике, являются различные конструкции пластинчатых аппаратов. Сильно развитая поверхность теплообмена позволяет выполнить аппарат малогабаритным, что во многих случаях оказывает решающее влияние на выбор конструкции.

На рис. 15 изображена расчетная схема пластинчатого аппарата с прямоугольными гофрами. Исходные данные для расчета принимаются те же, что и в разд. 4-1.

Для расчетов коэффициентов теплоотдачи необходимо задаться геометрией аппарата. Обычно задаются значениями  $H, B, L, d$  (рис. 15).

Далее расчет проводят в таком порядке.

1. Общее число секций аппарата  $N = \frac{B-a}{h+a}$  (4-41)

Найденное число секций разбивают по потокам (выбирают количество секций для прямого и обратного потоков).

2. Количество ячеек для прохода газа

$$n = \frac{H}{b}. \quad (4-42)$$

3. Площадь одной ячейки,  $m^2$

$$F_{\text{яч}} = (b-\delta)(h-\delta) \quad (4-43)$$

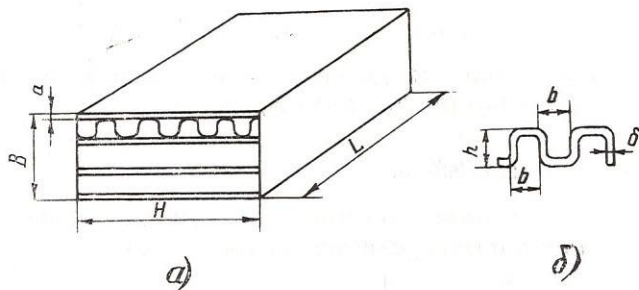


Рис. 15. Схема теплообменных элементов пластинчатого теплообменника:

а) габариты теплообменника; б) геометрия гофра

4. Проходное сечение,  $m^2$

$$F = F_{\text{яч}} \cdot n \cdot N. \quad (4-44)$$

5. Скорость газа,  $m/\text{сек}$

$$\omega = \frac{V_m}{F \cdot 3600}. \quad (4-45)$$

6. Периметр одной ячейки,  $m$

$$p = 2(b+h-2\delta). \quad (4-46)$$

7. Поверхность теплообмена,  $m^2$

$$S = p \cdot n \cdot N \cdot L. \quad (4-47)$$

8. Отношение поверхностей

$$\psi = \frac{S^{\text{обп}}}{S^{\text{нр}}}. \quad (4-48)$$

9. Эквивалентный (гидравлический) диаметр, м

$$d_g = \frac{4F_{\text{яч}}}{p_{\text{яч}}}. \quad (4-49)$$

10. Критерий Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d_g}{\eta \cdot \nu}. \quad (4-50)$$

11. Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{d_g}. \quad (4-51)$$

12. Коэффициент теплопередачи, отнесенный к обратному потоку

$$k = \frac{\alpha_{\text{нр}} \cdot \alpha_{\text{обр}}}{\alpha_{\text{нр}} + \psi \cdot \alpha_{\text{обр}}}. \quad (4-52)$$

13. Необходимая поверхность теплообмена, м<sup>2</sup>

$$S = \frac{Q}{k \cdot \Delta T_{\text{лог}}}. \quad (4-53)$$

14. Длина секции, м

$$L' = \frac{S}{p \cdot n \cdot N}. \quad (4-54)$$

Полученную длину секции  $L'$  обычно увеличивают (для запаса) на 25 процентов.

Тогда принятая длина секции составляет

$$L = 1,25 \cdot L'. \quad (4-55)$$

15. Потеря давления в секции

$$\Delta p = \xi \frac{w^2}{2\nu} \cdot \frac{L}{d_g}, \quad \text{где} \quad (4-56)$$

$$\xi = \frac{64}{\text{Re}}.$$

#### 4-7. Расчет микротеплообменников

В криогенной технике широко используются микроустановки, объемная скорость газа в которых составляет десятые доли нормального кубометра в час.

Широко известные типы теплообменников для таких случаев являются мало пригодными из-за их невысокой эффективности. В практике микрокриогенных установок получили широкое распространение теплообменники типа

«труба — в трубе» теплообменники Линде и витые теплообменники Хемпсона. Такие теплообменники применяются в различных устройствах, работающих при температурах вплоть до гелиевых, причем аппараты часто монтируются совместно с охлаждаемым объектом. Для примера можно привести следующие габариты наиболее распространенных витых микротеплообменников: диаметр аппарата  $5 \div 20$  мм, высота  $15 \div 80$  мм, диаметр трубок  $0,31 \div 0,65$  мм. Для обрешетки наружного диаметра таких трубок применяется проволока диаметром  $0,08 \div 0,25$  мм.

В аппаратах типа «труба—в трубе» часто применяются трубки с внутренним диаметром от 0,21 до 1,1 мм.

Порядок расчета теплообменника «труба — в трубе» такой же, как и поперечно-точного теплообменника (4-1).

Коэффициент теплоотдачи от газа высокого давления к стенке трубки определяется из выражения

$$\alpha_1 = \text{Nu} \cdot \frac{\lambda}{d_{\text{вн}}}, \quad (4-57)$$

где  $\text{Nu} = 0,024 \cdot \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4}$  (4-58)

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к газу низкого давления для турбулентного течения в кольцевой щели вычисляется через критерий Стантона

$$\text{St} = 0,015 \cdot \text{Pr}^{-0,6} \cdot \text{Re}^{-0,2} \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^{0,25}; \quad (4-59)$$

$$\alpha_2 = \text{St} \cdot v \cdot \rho \cdot c_p \quad (4-60)$$

В этой формуле в качестве определяющего размера вводится величина  $d_s = d_2 - d_1$ ,

где  $d_2$  — внутренний диаметр наружной трубки;

$d_1$  — наружный диаметр внутренней трубки.

В некоторых случаях необходимо проверять критическое значение числа

$$\text{Re}_{\text{кр}} = 2300 + 10500 \left( \frac{d}{R} \right)^{0,3}, \quad (4-61)$$

где  $d$  — диаметр наружной трубы;

$R$  — радиус кривизны змеевика.

В змеевиках наблюдается запаздывание перехода от ламинарного течения к турбулентному. Для винтовых (спиральных) змеевиков должно соблюдаться условие  $\left( 3 < \frac{R}{d} < 12 \right)$ .



Коэффициент теплоотдачи может быть определен по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \frac{d_n}{d_{gn}} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (4-62)$$

Поверхность теплообмена  $F$  определяется из уравнения

$$F = \frac{Q_m}{k \cdot \Delta T}, \text{ м}^2. \quad (4-63)$$

Полученную расчетным путем поверхность теплообмена необходимо увеличить в 1,2÷1,5 раза, учитывая технологические трудности изготовления аппаратов.

По величине  $F$  находят необходимую длину трубок

$$l = \frac{F}{\pi d_n}, \text{ м}. \quad (4-64)$$

## Глава пятая

### ОЦЕНКА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ УСТАНОВОК

В первых трех главах дается методика оптимизации низкотемпературных ожижительных и рефрижераторных установок, основанная на определении минимального расхода энергии. На основе этой методики можно лишь сделать заключение, что та или иная установка работает с большей термодинамической обратимостью, чем сопоставляемые ей установки.

Этот метод расчета является вполне достаточным, чтобы оптимизировать схему, но не дает ответа на вопрос о том, насколько совершенна сама установка, как далеко отклоняется она от идеальной. Он не дает также ответа на вопрос о количественном изменении удельного расхода энергии при работе оптимизируемой установки на других температурных уровнях. Поэтому для каждого конкретного случая необходимо иметь эталон, с которым можно было бы сравнивать эффективность разрабатываемой установки.

Таким эталоном для ожижительных и рефрижераторных установок может служить работа, затраченная соответственно на ожижение газа или на отвод тепла от охлаждаемого объекта в обратимых процессах. Тогда эффективность разрабатываемой установки будет выражаться с помощью к.п.д., представляющего отношения работ в идеальном и реальном процессах. Сказанное выше справедливо также и в отношении отдельных аппаратов и машин установки.

Рассмотрим с этой точки зрения оценку термодинамической эффективности ожижительных и рефрижераторных установок и наиболее важных узлов их схем.

### 5-1. Установки, предназначенные для ожижения газов или газовых смесей

Существуют бесконечно большое число путей [2] перевода хладагента, имеющего  $T_{1,р} < T_{0,с}$  из газообразного в жидкое состояние. В идеальных процессах они дают одинаковую величину работы, затраченной на ожижение газа.

Рассмотрим один из этих путей [1, 2].

Схема изобарного охлаждения и ожижения газа показана на рис. 16.

Для того, чтобы ожижить газ, находящийся в состоянии 1 (перевести его в состояние, обозначаемое точкой 0), необходимо отвести от него количество тепла, равное

$$Q = i_1 - i_0. \quad (5-1)$$

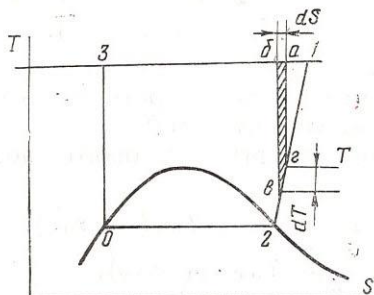


Рис. 16. Схема изобарного охлаждения и ожижения газа

Отвод тепла от охлаждаемого газа можно осуществить, например, с помощью бесконечно большого числа обратных циклов Карно с переменными температурами холодного источника.

Для промежуточного состояния газа с температурой  $T$  (рис. 16) количество тепла, отведенного с помощью элементарного цикла Карно ( $a b в z$ ), будет характеризоваться выражением

$$\delta Q = c_p \cdot dT. \quad (5-2)$$

При этом затраченная работа будет равна

$$\delta l = -\delta Q \frac{T_1 - T}{T} = -c_p \left( \frac{T_1}{T} - 1 \right) dT. \quad (5-3)$$

принимать среднее значение температуры термостатируемого объекта.

На рис. 17 изображен обратимый процесс термостатирования (обратный цикл Карно), состоящий из двух изотерм и двух адиабат.

Газ состояния 1 изотермически сжимается компрессором до состояния 2. При этом совершается работа, равная

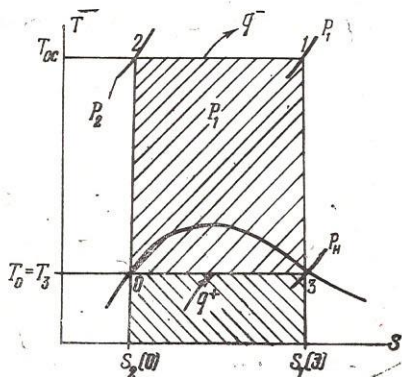


Рис. 17. Схема идеального процесса термостатирования

$l_{1-2} = -T_{0c}(s_2 - s_1)$ . Далее газ изэнтропно расширяется от состояния 2 до 0 с отдачей внешней работы  $l_{ад}^{расш}$ . От состояния 0 до 3 газ расширяется изотермически с подводом тепла  $q_0^i$  от охлаждаемого объекта. При расширении отдается газом работа, равная  $l_{0-3} = T_0(s_3 - s_0)$ . Далее газ изэнтропно сжимается от состояния 3 до 1. При этом затрачивается работа  $l_{ад}^{сжат}$ . Количество тепла, отведенное от охлаждаемого объекта равно  $q_0 = T_0(s_3 - s_0)$ . Поскольку в обратимых процессах  $l_{ад}^{расш} = l_{ад}^{сжат}$ , суммарная затрата работы для отвода  $q_0$  равна

$$l = l_{1-2} - l_{0-3} = (T_0 - T_{0c})\Delta s_{3-0}. \quad (5-7)$$

Тогда удельная величина работы в обратимом процессе для отвода тепла от охлаждаемого объекта будет равна

$$\tau_e = \frac{l}{q_0} = \frac{T_0 - T_{0c}}{T_0}. \quad (5-8)$$

Следовательно, величиной  $\tau_e$  определяется минимальная работа, необходимая для отвода единицы тепла от охлаж-



даемого объекта в обратном процессе. Для отвода тепла  $Q_0$  от охлаждаемого объекта требуется затрата работы в обратном процессе, равная  $Q_0 \cdot \tau_e$ .

Выражение  $Q_0 \cdot \tau_e$  называют приведенной холодопроизводительностью установки, а  $\tau_e$  — эксергетической температурой [8].

Коэффициент полезного действия рефрижераторной установки выражается так же, как и для ожижителей, отношением работ идеального и реального процессов

$$\tau_{рефр} = \frac{Q \cdot \tau_l}{L_{реальн}} \quad (5-9)$$

---

Определение работы изотермического сжатия по номограммам [10]

На рис. 1—5 приводятся номограммы, в которых построены шкалы эксергии при  $T_{0c}=230, 250, 270, 290, 310, 330, 350^\circ\text{K}$  и линии  $e=\text{idem}$  для воздуха, кислорода, аргона, водорода и гелия. Шкала давлений в номограмме логарифмическая и разделена на две части: левая от 0,1 до 10 бар, ей соответствуют сплошные линии  $e=\text{const}$ , правая от 10 до 1000 бар — штриховые линии  $e=\text{const}$ .

Номограмма, связывающая значения:  $e-T_{0c}-p_H-p_K$ , позволяет определить работу изотермического сжатия реального газа для любых давлений в начале и конце процесса от 0,2 до 1000 бар без расчета по формуле (1-6).

Работа изотермического сжатия находится по номограмме  $e-T_{0c}-p_H-p_K$  как разность начального и конечного значений эксергий, которая равна отрезку на эксергетической шкале, соответствующей температуре сжатия.

Отрицательная величина эксергии для газа под давлением ниже атмосферного объясняется тем, что для обратного приведения газа к состоянию равновесия с окружающей средой его необходимо сжать до давления  $p_{0c}$ , т.е. затратить работу, в то время как газ, находящийся при избыточном давлении, при переходе в равновесие с окружающей средой может отдавать работу.

Примеры расчета удельной работы изотермического сжатия по номограмме  $e-T_{0c}-p_H-p_K$  (рис. 1).

Пример 1.  $p_H=15$  бар;  $p_K=200$  бар; температура окружающей среды  $T_{0c}=310^\circ\text{K}$ . Удельная работа изотермического сжатия соответствует отрезку  $1-1'$ .

$$\Delta l'_{1-1} = e_1' - e_1 = 465 - 240 = 225 \text{ кдж/кг.}$$

Пример 2.  $p_H=6$  бар;  $p_K=12$  бар;  $T_{0c}=310\text{K}$ . Работа определяется суммой отрезков  $2-2'$  и  $3'-3$ .

$$\Delta l_{3-2} = e_3 - e_2 = 219 - 160 = 59 \text{ кдж/кг.}$$

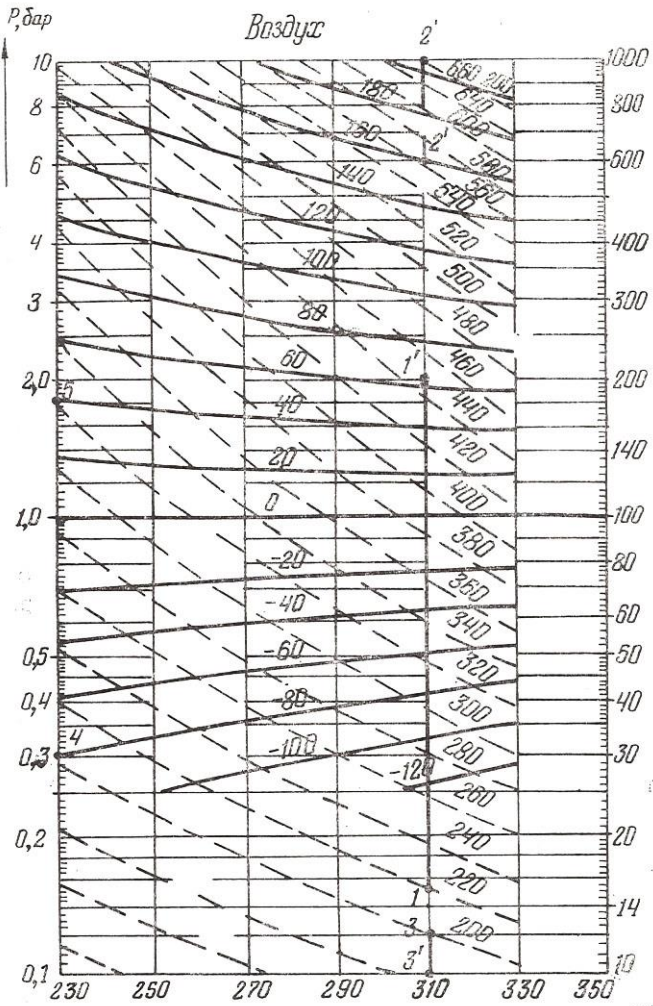


Рис. 4

Эксергия  $e_2$  соответствует давлению  $p_H = 6$  бар, отложенному на левой шкале давлений, эксергия  $e_3$  — давлению  $p_K$  на правой шкале.

Пример 3.  $p_H = 0,3$  бар;  $p_K = 1,8$  бар;  $T_{0c} = 230^\circ\text{K}$   $l_{из}$  определяется отрезком 4—5 на шкале эксергии при  $T_{0c} = 230^\circ\text{K}$ .

$$\Delta l_{4-5} = e_5 - e_4 = e_5 - (-e_4) = e_5 + e_4 = 40 - (-80) = 120 \text{ кдж/кг}$$

Таблица П1

Потери холода через изоляцию в воздухоразделительных установках [1]

№ п/п.	Количество перерабатываемого воздуха, $\text{м}^3/\text{час}$	Величина потери холода, $\text{вт}/\text{м}^3$ воздуха
1	< 2000	2,3 ÷ 3,5
2	5000 ÷ 10000	1,75 ÷ 1,16
3	> 10000	1,4 ÷ 0,93

Таблица П2

Потери холода через изоляцию в установках для получения жидких водорода и гелия [3]

№ п/п.	Наименование	Производит. $\text{л}/\text{час}$	Величина потерь $\text{вт}/\text{л}$	Примечание
1	Водородные установки с вакуумной изоляцией и экраном, охлаждаемым жидким азотом	2 ÷ 10	1,35 ÷ 1,25	Холодопотери от экрана и аппаратов выше азотного уровня составляют около 1 $\text{вт}/\text{л}$ , теплоприток по тепловым мостам ~ 0,2 $\text{вт}/\text{л}$ . Теплоприток к заэкранированным аппаратам составляет ~ 0,05 $\text{вт}/\text{л}$
2	Гелиевые ожижители с вакуумной изоляцией и охлаждаемым экраном	5 ÷ 20	35 ÷ 40	Теплоприток к экрану и аппаратам выше азотного уровня составляет 34,9—40 $\text{вт}/\text{л}$ Теплоприток к аппаратам и оборудованию ниже экрана составляет 0,125



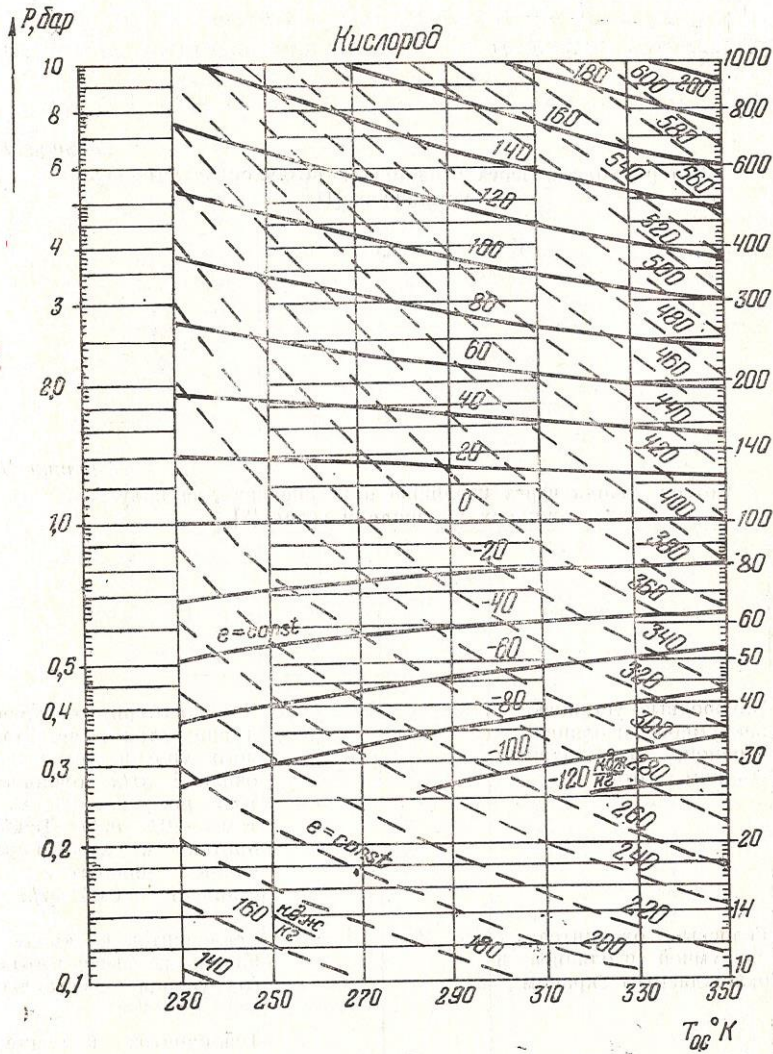


Рис. 2

Таблица ПЗ

Теплота конверсии ортоводорода в параводород [5] и концентрация параводорода в равновесной смеси [6]

Температура К	10	20	20,39	30	90	150	300
Теплота конверсии, $вт/кг$	197	197	197	197	187	120,5	10,3
Концентрация параводорода в равновесной смеси, $c\%$	100	100	99,8	97	44	31	25

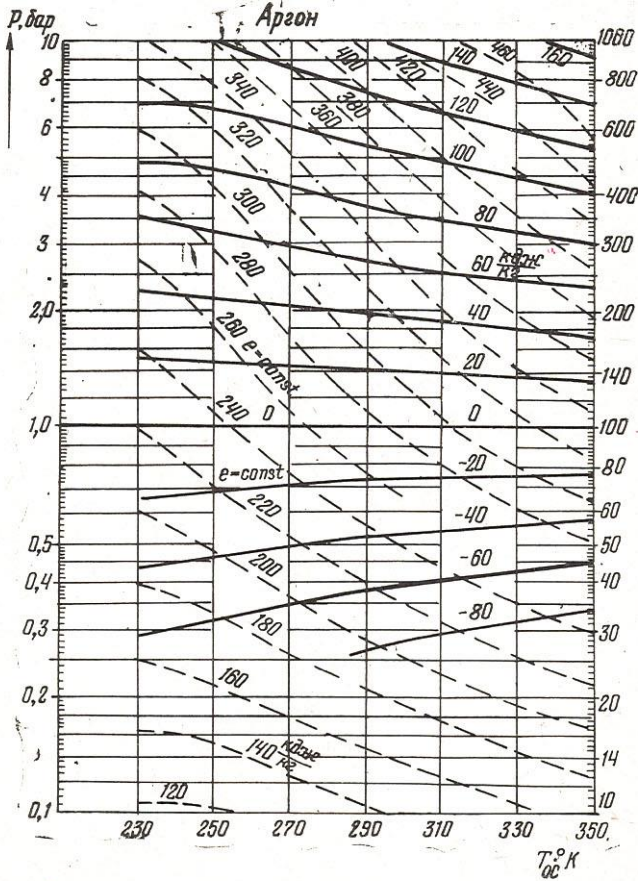


Рис. 3

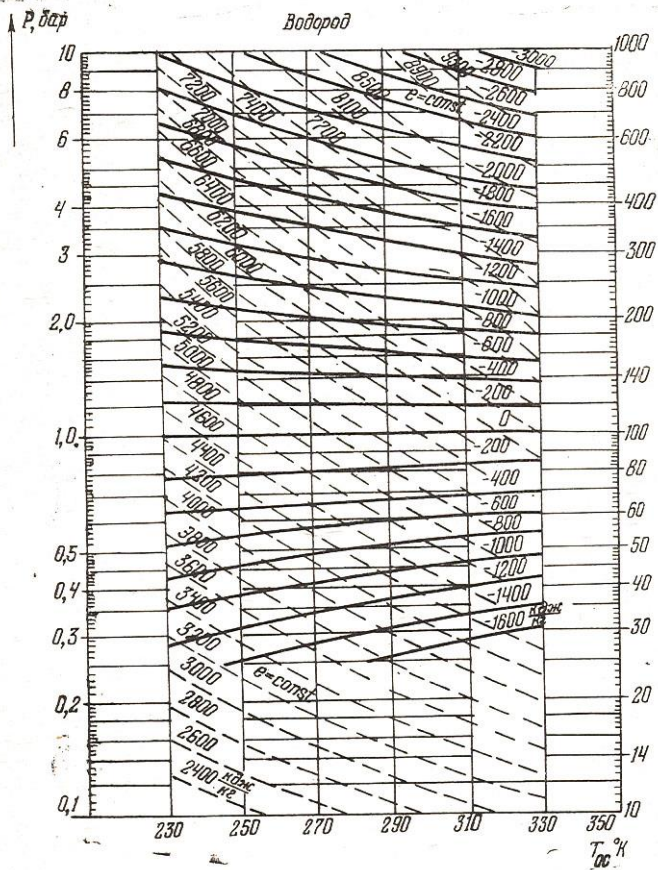


Рис. 4

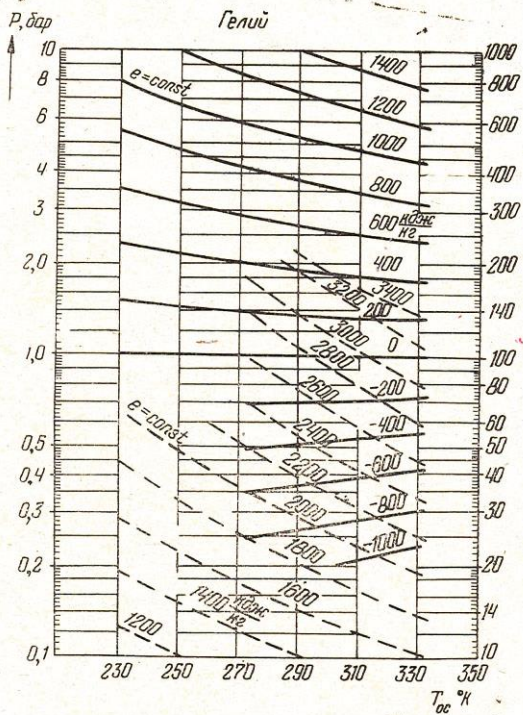


Рис. 5



Основные физические константы некоторых газов

Газ	Химическая формула	Плотность, $\frac{кг}{м^3}$ при $0^\circ C$ и $760 \text{ мм рт. ст}$	Атомн. или молекулярный вес	Газовая постоянная $\frac{кг \cdot м}{кг \cdot град}$	Теплоемкость при $20^\circ C$ и $1 \text{ атм}$		Температура кипения при $760 \text{ мм рт. ст}$	Температура тройной точки, $K$
					$c_p, \frac{дж}{моль}$	$c_v, \frac{дж}{моль}$		
Азот	$N_2$	1,25	28,016	30,26	29,3	20,9	77,36	63,15
Водород (нормальный)	$H_2$	0,0899	2,016	420,56	28,78	20,4	20,39	13,95
Воздух	—	1,293	28,96	29,27	29,12	20,8	78,8	—
Гелий	He	0,1785	4,004	212	21,2	12,7	4,215	—
Кислород	$O_2$	1,43	32	26,5	25,55	18,3	90,19	54,36
Неон	Ne	0,899	20,183	41,98	20,9	12,48	27,07	24,56

## ЛИТЕРАТУРА

1. М. П. Малков, И. Б. Данилов, А. Г. Зельдович, А. Б. Фрадков, Справочник по физико-техническим основам глубокого охлаждения, «Энергия», 1972.
  2. Е. Я. Соколов, В. М. Бродянский, Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения, «Энергия», 1968.
  3. С. С. Будневич, Процессы глубокого охлаждения, М.-Л., «Машиностроение», 1966.
  4. «Техника низких температур», под ред. Е. И. Микулина и И. В. Марфениной, «Энергия», 1964.
  5. И. В. Рожков, О. А. Алмазов, А. А. Ильинский, Получение жидкого водорода, М., «Химия», 1967.
  6. М. П. Малков, А. Г. Зельдович, А. Б. Фрадков, И. Б. Данилов, Выделение дейтерия из водорода методом глубокого охлаждения, М., Атомиздат, 1961.
  7. Chem. Eng. News, 43, № 36, 41, 1965.
  8. В. М. Бродянский, Термодинамический анализ низкотемпературных процессов, М., МЭИ, 1966.
  9. «Разделение воздуха методом глубокого охлаждения, под ред. В. И. Епифановой и Л. С. Аксельрода, т. 1, 2, М., «Машиностроение», 1964.
  10. Е. И. Калинина, Н. В. Калинин, «Промышленная энергетика», № 2, 1971.
  11. В. М. Бродянский, А. Г. Тащина, Методика расчета схем криогенных установок, М., МЭИ, 1972.
  12. В. М. Бродянский, А. К. Грезин и др., Химическое и нефтяное машиностроение, 12, 1971.
-

## ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Введение . . . . .	3
Условные обозначения . . . . .	5
Общие принципы расчета . . . . .	6
<b>Глава первая. Процессы ожижения газов, основанные на эффекте дросселирования</b>	
1-1. Ожижение газов по схеме Линде . . . . .	8
1-2. Ожижение газов по схеме с однократным дросселированием и предварительным охлаждением посторонним хладагентом . . . . .	11
1-3. Применение посторонних хладагентов для ожижения газа в схемах с внутренним тепловыделением . . . . .	20
<b>Глава вторая. Процессы ожижения газов, основанные на эффекте дросселирования и расширении части газа в детандерах</b>	
2-1. Ожижение газов по схеме Клода . . . . .	27
2-2. Ожижение газов по схеме Гейланда и Капицы . . . . .	
2-3. Ожижение газа с предварительным охлаждением посторонними хладагентами, расширением части прямого потока в детандере и однократным дросселированием . . . . .	35
2-4. Ожижение газа по схеме с каскадным включением детандеров . . . . .	38
<b>Глава третья. Рефрижераторные установки</b>	
3-1. Установки, работающие по схеме Линде с однократным дросселированием . . . . .	40
3-2. Установки, работающие по схеме с одним детандером и предварительным охлаждением посторонним хладагентом . . . . .	42
3-3. Установки, работающие по схеме с каскадным включением детандеров . . . . .	43
3-4. Установки, работающие по схеме Джиффорда и Мак-магона . . . . .	43
<b>Глава четвертая. Расчет теплообменной аппаратуры</b>	
4-1. Расчет поперечноточного теплообменника из гладких трубок . . . . .	49
4-2. Расчет теплообменников типа «труба в трубе» с оребренной внутренней трубкой и продольным обтеканием . . . . .	55
4-3. Расчет поперечноточного теплообменника из оребренных трубок . . . . .	58

4-4. Расчет змеевикового теплообменника, погруженного в кипящую жидкость . . . . .	59
4-5. Расчет конденсаторов-испарителей . . . . .	60
4-6. Расчет пластинчатых теплообменников . . . . .	61
4-7. Расчет микротеплообменников . . . . .	63

**Глава пятая. Оценка термодинамической эффективности  
низкотемпературных установок**

5-1. Установки, предназначенные для ожижения газов или газовых смесей . . . . .	67
5-2. Рефрижераторные установки . . . . .	68
Приложение . . . . .	71
Литература . . . . .	79