М 103211

НА ДОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н. Э. Баумана

Е. И. Микулин

ИССЛЕДОВАНИЕ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ЦИКЛОВ КРИОГЕННЫХ СИСТЕМ

(Специальность № 05.194. Холодильные машины, машины и аппараты глубокого охлаждения и кондиционирования)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Москва 1970

Работа выполнена в Проблемной лаборатории глубокого холода (кафедра Э-4) МВТУ им. Н. Э. Баумана.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Аксельрод Л. С.

доктор технических наук Данилов И. Б.

доктор технических наук, профессор Леонтьев А. И.

Ведущее предприятие — ВНИИКриогенМАШ.

Автореферат разослан « . . . » . . . . . 1970 г.

Защита диссертации состоится « . . . » . . . . . 1970 г.

на заседании Ученого Совета факультета «Энергомашиностроение» МВТУ им. Н. Э. Баумана по адресу: Лефортовск... ...орпус.

...есу: Москва, Б-5,
2... ...й Совет.

...иблиотеке МВТУ.

У...

Фролов Е. С.

М103211

Л... Зак. 754. Тир. 200

1103211
Микулин Е.И. Исследование

ВВЕДЕНИЕ

Темпы прогресса низкотемпературной техники постоянно возрастают, причем за последние годы в развитии этого направления произошли серьезные изменения количественного и качественного характера.

Наиболее примечательным является тот факт, что весьма низкие температуры (в интервале от 80 до 4°К) стали находить все большее применение в самых различных отраслях современной науки и техники. Этот интервал низких температур, называемый криогенной областью, сравнительно недавно представлял интерес лишь для исследователей, работавших в сфере "чистой науки". В настоящее время известны многочисленные примеры технического использования весьма низких температур; в обиход вошли криогенные установки, работающие на уровне температур жидкого водорода и гелия.

М103ДИ

Повышенное внимание к криогенным системам вызвано прежде всего тем обстоятельством, что низкие температуры позволяют во многих случаях успешно решать такие задачи и осуществлять такие процессы, которые неосуществимы при иных условиях. Криогенная техника в первую очередь связана с новыми, наиболее перспективными отраслями промышленности, развитие которых во многом определяет успешное решение задачи об ускорении технического прогресса в нашей стране. По этой причине интенсивное развитие криогенной техники в значительной мере способствует делу экономического подъема в СССР.

При переходе к промышленным масштабам во многом изменился облик криогенных систем, если ранее существовали установки только лабораторного типа, то сейчас они нередко создаются в виде больших промышленных объектов. Производительность гелиевых и особенно водородных ожижителей возросла в десятки и сотни раз; энергопотребление последних измеряется десятками тысяч квтч.

Помимо увеличения масштабов в низкотемпературной технике происходят и серьезные качественные сдвиги. Появились и заняли прочные позиции газовые холодильные машины, представляющие собой новый тип криогенных устройств. Большое развитие получает микрокриогенная техника, в рамках этого направления также был разработан ряд новых криогенных систем. Широко стали при-

меняться рефрижераторные циклы, начали использоваться новые рабочие вещества.

При решении новых задач классические, хорошо изученные низкотемпературные циклы нередко оказываются недостаточно эффективными. Для удовлетворения возросших потребностей разрабатываются и используются новые более сложные, но более рациональные криогенные системы, в основе которых лежат многоступенчатые циклы. Эти циклы, как правило, еще недостаточно изучены, хотя они нередко получают широкое распространение. Необходимость принятия того или иного цикла нуждается в четком обосновании. Такая же необходимость существует и в совершенствовании методов расчета и анализа сложных многоступенчатых циклов. Целью этих методов является нахождения наиболее выгодного сочетания всех параметров цикла, что обеспечивает его наибольшую термодинамическую эффективность. Обоснованный выбор цикла и его параметров во многом определяет успех при разработке и создании низкотемпературных установок.

Круг вопросов, связанных с расчетом и исследованием сложных многоступенчатых циклов криогенных систем, составляет главное содержание данной работы.

Цель и задачи исследования

Основная цель работы - развитие методов расчета и анализа многоступенчатых циклов криогенных систем. В качестве объекта исследования рассматриваются три группы низкотемпературных циклов, а именно: ожижительные циклы, рефрижераторные циклы, циклы газовых холодильных машин. Конкретные задачи данной работы заключаются в следующем.

Развитие теории расчета многоступенчатых ожижительных циклов с целью получения универсальных зависимостей для определения тепловых и материальных потоков. Разработка метода определения важнейших параметров этих циклов, таких как число ступеней охлаждения, температурные уровни и давления потоков.

Построение методики расчета рефрижераторных циклов с тем, чтобы дать обоснование применению каскадных схем в этих циклах, а также установить зависимости для вычисления тепловых и материальных потоков, температурных уровней и давлений.

Проведение теоретического анализа рабочего цикла двухступенчатой газовой холодильной машины Стирлинг-Филипс. Определе-

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

МВТУ
им. Н. Э. Баум
БИБЛИОТЕКА

ние величины температуры охлаждения, при которой обязателен переход к двухступенчатой машине. Экспериментальное исследование газовой холодильной машины и проверка основных выводов теоретического анализа рабочего цикла.

Дальнейшее развитие метода термодинамического анализа применительно к многоступенчатым криогенным системам. Проведение энтропийного анализа отдельных типовых ступеней охлаждения, а также некоторых рефрижераторных и ожижительных циклов, в широком интервале изменения параметров состояния.

Диссертация состоит из введения и 5 глав. В первой главе дан обзор литературы, рассмотрены пути развития низкотемпературной техники, а также методов расчета и анализа циклов. Основное содержание остальных глав приведено ниже.

МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ ОЖИЖИТЕЛЬНЫЕ ЦИКЛЫ И ОСНОВЫ ИХ РАСЧЕТА

Циклы ожижительных криогенных установок многочислены и разнообразны, следовательно рассматривать все конкретные варианты таких циклов не представляется возможным. Наиболее рациональным является в данном случае общий подход.

Любой сложный цикл может быть представлен в виде последовательной совокупности отдельных типовых ступеней, на каждой из которых охлаждение осуществляется с помощью того или иного низкотемпературного процесса. Несмотря на разнообразие циклов, число ступеней, из которых они обычно состоят, невелико. Наиболее распространены следующие типы отдельных ступеней:

а) Ступени с внешними источниками охлаждения; в качестве внешних источников чаще всего применяют ожиженные газы или внешние генераторы холода – газовые холодильные машины.

б) Ступени с детандерами, в этом случае часть основного потока расширяется в детандере и обеспечивает необходимую холодопроизводительность. Возможен и другой вариант этой ступени с расширением всего потока до промежуточного давления.

в) Ступени с дросселированием также применяются в двух вариантах – дросселирование всего потока до промежуточного давления и дросселирование до конечного давления.

г) Ступени использующие процесс выхлопа из постоянного объема. Этот способ охлаждения применяется редко, но включен

в общую схему расчета как возможный вариант. Из этих ступеней могут быть образованы практически все типы охихительных циклов.

Материальные и тепловые потоки. Нахождение потоков тепла и массы – одна из основных задач расчета цикла. Уравнение энергетического баланса для любой ступени может быть представлено в виде

$$Q_i = x(i_{1'} - i_{5'})_i + G_i q_{\Sigma i} \qquad (1)$$

Правая часть этой формулы одинакова для всех типов ступеней и состоит из двух слагаемых: $x(i_{1'} - i_{5'})_i$ – полезная холодопроизводительность, или же тепло отводимое от охихаемой доли потока; $G_i\, q_{\Sigma i}$ – член, учитывающий потери и свойства реального газа.

Здесь G_i – поток, проходящий через данную ступень,

$q_{\Sigma i}$ – комплекс, определяемый теплопритоком, разностью дроссельэффектов и недорекуперацией на верхнем и нижнем температурном уровнях ступени

$$q_{\Sigma i} = \left[(\Delta i_{т.н.} - \Delta i_{т.в}) + c_p(\Delta t_в - \Delta t_н) + q_з\right]_i \qquad (2)$$

Левая часть $Q_i = D_i q_i$ находится в зависимости от способа охлаждения, применяемого на данной ступени. Расчет сложного цикла сводится к решению системы, число уравнений которой равно числу ступеней охлаждения

$$\left.\begin{array}{l} Q_1 = x(i_{1'} - i_{5'})_1 + G_1 q_{\Sigma 1} \\ \text{“} \quad \text{“} \quad \text{“} \\ Q_i = x(i_{1'} - i_{5'})_i + G_i q_{\Sigma i} \\ \text{“} \quad \text{“} \quad \text{“} \\ Q_n = x(i_{1'} - i_{5'})_n \end{array}\right\} \qquad (3)$$

Решение этой системы в общем виде, совместно с уравнением материального баланса приводит к следующим выражениям, позволяющим определять любой поток D_i и коэффициент охихения x

$$D_i = C_i X \quad , \tag{4}$$

$$X = \frac{1 - \frac{q_{\Sigma 1}}{q_{1'}}}{C_1 + C_2 + \ldots + C_n} \quad . \tag{5}$$

Величина C_i определяется с помощью термодинамических диаграмм. В работе показаны способы вычисления C_i для конкретных циклов и рассмотрены отдельные примеры использования полученных зависимостей. Так, например, для трехступенчатого цикла с двумя детандерами и дросселированием коэффициент охижения

$$X = \frac{1 - \frac{q_{\Sigma 1}}{(h_\zeta - \Sigma q)_{1'}}}{\frac{(i_{1'} - i_{5'})_1}{(h_\zeta - \Sigma q)_{1'}} + \frac{(i_{1'} - i_{5'})_2}{(h_\zeta - \Sigma q)_2} + \frac{(i_{1'} - i_{5'})_3}{(\Delta i_T - \Sigma q)_3}\left[1 + \frac{q_{\Sigma 2}}{(h_\zeta - \Sigma q)_2}\right]} \tag{6}$$

где h_ζ – изменение энтальпии при расширении в детандере,

Σq – комплекс, учитывающий потери.

Общие зависимости (4) и (5) могут быть использованы для вычисления материальных и тепловых потоков в самых разнообразных многоступенчатых циклах.

Количество ступеней охлаждения. Выбор целесообразного числа ступеней охлаждения в сложном цикле должен быть произведен достаточно обоснованно, с тем чтобы обеспечить приемлемую эффективность цикла и в тоже время чрезмерно не усложнять его. Известно, что для осуществления наиболее экономичного идеального цикла ожижения требуется бесконечно большое число ступеней охлаждения.

В работе рассмотрен теоретический каскадный ожижительный цикл, состоящий из конечного числа ступеней охлаждения. Для этой теоретической каскадной схемы, предусматривающей отвод тепла от ожижаемого потока с помощью цикла Карно на каждой ступени, получено следующее выражение, позволяющее определять

затрату работы при охижении газа

$$\ell_{\Sigma} = c_p T_1 \left(\sqrt[n]{\frac{T_1}{T_0}} - 1\right) \sum_{i=1}^{i=n} \left[1 - \sqrt[n]{\left(\frac{T_0}{T_i}\right)^i}\right] + z\left(\frac{T_1}{T_0} - 1\right). \qquad (7)$$

В этой формуле T_1 и T_0 - температура окружающей среды и температура конденсации газа, c_p - теплоемкость, z - теплота испарения, n - число ступеней охлаждения.

Проведенный анализ величины ℓ_{Σ} в зависимости от T_0 и n показал, что при $T_0 > 120^0 \div 150^0$К нет необходимости применять многоступенчатые циклы. При охижении воздуха ($T_0 \approx 80^0$К) целесообразное число ступеней $n = 2$. При более низких температурах необходимое число ступеней n существенно увеличивается. Так для гелия работа затраченная на охижение в одноступенчатом цикле составляет ℓ_I =374м дж/моль, в двухступенчатом ℓ_{II} = 87 м дж/моль, в трехступенчатом ℓ_{III} = 57,5 м дж/моль, в четырехступенчатом ℓ_{IV} =47,5мдж/моль и т.д.

Рассмотрен также другой вариант теоретического каскадного охижительного цикла с использованием процесса расширения в детандерах на каждой ступени. В этом случае учтены потери в детандерах и данный цикл ближе к реальным схемам. Затрата работы в этом цикле определяется так

$$\ell_{\Sigma} = \left(\sqrt[n]{\frac{T_1}{T_0}} - 1\right)\left(\kappa n \frac{\ell n \sigma}{\alpha} - \Sigma c_{\partial}\right) + z\left(\frac{T_1}{T_0} - 1\right), \qquad (8)$$

где $K = \frac{RT_1}{\rho_{us}}$, c_{∂} - член, учитывающий работу возвращаемую детандером, $\sigma = P_2/P_1$ - отношение давлений. Параметр α - определяет перепад энтальпий в детандере

$$\alpha = \frac{\eta\left[1 - \left(\frac{1}{\sigma}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]}{1 - \eta\left[1 - \left(\frac{1}{\sigma}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]}. \qquad (9)$$

Результаты расчета по формуле (8) свидетельствуют о том, что в этом цикле абсолютные значения ℓ_{Σ} возросли, однако рекомендации о рациональном числе ступеней охлаждения сохранились прежними.

Проведенный анализ показал, что увеличение числа ступеней выше определенного предела существенного улучшения не дает, а лишь приводит к неоправданным усложнениям. Это в первую очередь касается охладителей небольшой производительности, при создании которых предпочтение отдается максимальной простоте и надежности. В тоже время при создании крупных установок, где вопросы экономичности играют определяющую роль, необходимо использовать более сложные, но более эффективные циклы с большим числом ступеней.

Температурные уровни. При расчете многоступенчатого цикла весьма важным является вопрос о выборе наиболее выгодного значения температур на каждой ступени каскада. Вначале известны обычно два значения температур - температура потока, поступающего в цикл из компрессора T_1 и температура конденсации T_0. Промежуточные температуры T_i не могут выбираться произвольно, их значения должны удовлетворять оптимальным термодинамическим характеристикам цикла.

В настоящее время для нахождения T_i чаще всего используется формула П.Капицы, полученная для цикла с каскадным включением детандеров

$$T_i = \sqrt[n]{T_1^{n-i} \cdot T_0^{\,i} \, \frac{(\alpha_1 \alpha_2 \ldots \alpha_n)^i}{(\alpha_1 \alpha_2 \ldots \alpha_i)^n}} \quad , \qquad (10)$$

где α_i ; для каждой ступени находится по формуле (9). Нередко формула (10) применяется в более простом ее виде, соответствующем условию $\alpha = const$. В работе показано, что формулу (10) можно распространить на другие типы каскадных циклов, в частности на циклы с внешними источниками охлаждения. При этом в выражение (10), вместо α_i входит соответствующий коэффициент ρ_i , принимающий разные значения, в зависимости от способа охлаждения. Так при применении внешнего источника охлаждения - охлажденного газа (рассмотрен наболее простой случай, когда используется только теплота испарения r) $\rho_i = const$ и эта величина исключается из формулы (10). В том случае, когда применяется внешний генератор холода - газовая холодильная машина, работающая по циклу Стирлинга, в формулу (10) вместо α_i , следует подставить величину относительного термодинамического к.п.д. этой машины $\rho_i = \zeta_{T_i}$.

Наконец, при использовании "теплового насоса" Мак-Магона-Джиффорда в качестве внешнего генератора холода имеем следующее значение коэффициента ρ_i

$$\rho_i = \frac{\frac{\kappa-1}{\kappa}\left(1-\frac{P_1}{P_2}\right)\cdot \eta_{Bi}}{1-\frac{\kappa-1}{\kappa}\left(1-\frac{P_1}{P_2}\right)\cdot \eta_{Bi}} \qquad (II)$$

В этой формуле $\frac{P_2}{P_1}$ – отношение давлений в цикле "теплового насоса", η_{Bi} – термодинамический к.п.д. "теплового насоса".

При использовании газовых холодильных машин значения ρ_i для смежных ступеней отличаются значительно больше, чем значения α_i в цикле с каскадом детандеров. По этой причине оптимальные значения T_i для этих двух групп циклов различаются весьма существенно.

Формула (II) непригодна для определения температурных уровней ступеней, использующих процесс дросселирования, поскольку удельная холодопроизводительность при дросселировании по иному зависит от температуры, чем, например, холодопроизводительности процесса расширения в детандере. Между тем, почти все охлитительные циклы включают нижнюю ступень с дросселированием, поэтому определение температурного уровня данной ступени составляет необходимый этап расчета.

В работе рассмотрена задача, об определении T_i для дроссельной ступени и установлена соответствующая зависимость

$$T_i \approx \sqrt[4]{\frac{T_1}{3C_p}\cdot\frac{a_T}{\rho_1}} \qquad (I2)$$

где T_1 – верхний температурный уровень ступени, смежной с дроссельной;

a_T кдж град^2/кг – коэффициент, зависящий от свойств реального газа. Так для гелия при $P = 25$ кг/см^2 в интервале 18 ÷ 9^{0}К можно принять $a_T = 26 \cdot 10^2$, для водорода ($P = 120$ кг/см^2, 80 ÷ 40^{0}К) $a_T = 9{,}2 \cdot 10^5$.

Формула (I2) является приближенной, однако дает результаты достаточно близкие к действительным значениям T_i, найденным методом просчета вариантов.

Давления потоков. Рациональный выбор давлений прямого и обратного потока в значительной степени определяет термодинамическую эффективность цикла. В работе изложена методика, позволяющая находить отношение давлений потоков σ, причем в качестве определяющего критерия принят максимум холодильного коэффициента ε и термодинамического к.п.д. $\eta_т$.

Используя общее выражение для холодильного коэффициента любого охлаждающего цикла и определяя условие его максимума $\frac{\partial \varepsilon}{\partial \sigma} = 0$, можно получить выражение, позволяющее вычислять искомое отношение давлений

$$\ln \sigma = \frac{x\left[1 \pm \sigma\left(\frac{\partial L'}{\partial \sigma}\right)\right]}{\sigma\left(\frac{\partial x}{\partial \sigma}\right)} \mp L'_д \quad , \qquad (13)$$

где $L'_д$ – величина, характеризующая дополнительную затрату работы (помимо компрессора), или же долю, возвращаемую детандером. Аналогичная зависимость установлена и для отдельных ступеней сложного цикла. Уравнение (13) обычно решается графически, причем x находится по формуле (5), формулы для нахождения $L'_д$ приведены в диссертации.

Рассмотрен ряд конкретных примеров вычисления величины σ. Проведен анализ детандерной ступени, определено значение $\sigma_{опт}$ и рассмотрено влияние на σ таких факторов как тепловые потери и гидравлические сопротивления. Для отдельной детандерной ступени формула (13) приводится к виду

$$\ln \sigma = \frac{\alpha_i - \beta_i}{\sigma\left(\frac{\partial \alpha_i}{\partial \sigma} - \frac{\partial \beta_i}{\partial \sigma}\right)} \quad , \qquad (14)$$

где β_i – безразмерный комплекс, учитывающий потери от недорекуперации, теплоприток, свойства реального газа.

Влияние гидравлических сопротивлений по прямому потоку Δp_1 и по обратному Δp_2 может быть учтено с помощью множителя $\gamma_i = \left(\frac{1 - \Delta p_2 / p_2}{1 + \Delta p_1 / p_1}\right)$. Этот множитель вводится в формулу для вычисления α_i

$$\alpha_i = \frac{\eta_i\left[1 - \left(\frac{1}{\sigma \gamma_i}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]}{1 - \eta_i\left[1 - \left(\frac{1}{\sigma \gamma_i}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]} \quad . \qquad (15)$$

Рассмотрена также отдельная ступень с дросселированием, установлено, что отношение давлений σ в этом случае вычисляется по формуле

$$\ell n \sigma = \frac{\Delta i_T - \Sigma q}{\sigma \frac{\partial \Delta i_T}{\partial \sigma}} \qquad (16)$$

Показано, что для этого процесса величина $\sigma(\rho_2)$, соответствующая ε_{max}, всегда близка к ρ инверсии; причем это правило соблюдается также и тогда, когда применяется предварительное охлаждение.

По данной методике проведено вычисление σ для комбинированного трехступенчатого гелиевого ожижительного цикла с предварительным охлаждением жидким азотом, детандером и дросселированием. Установлена определяющая роль дроссельной ступени, найдено, что, при принятых коэффициентах и параметрах цикла, искомое значение отношения давлений $\sigma \approx 25$.

Рефрижераторные циклы, их расчет и анализ

В этой главе рассматриваются рефрижераторные циклы, построенные по тому же принципу, что и ожижительные, то есть циклы, состоящие из разобщенных элементов - машин и теплообменных аппаратов.

Применение каскадных рефрижераторных циклов. В рефрижераторных циклах, как правило, вся полезная тепловая нагрузка отводится от охлаждаемого объекта на самом нижнем температурном уровне T_o. Это обстоятельство позволяет в качестве идеального рефрижераторного цикла рассматривать цикл Карно. В таком случае нет необходимости использовать многоступенчатые циклы, однако на практике их нередко применяют. Применение многоступенчатых схем позволяет компенсировать значительную часть потерь холода q_Σ при более высоких температурах, чем T_o, что термодинамически более целесообразно.

Исходя из этого обстоятельства можно для рефрижераторных циклов, как и для ожижительных, определить рациональное число ступеней n в зависимости от величины потерь q_Σ и температуры охлаждения T_o. В работе рассмотрен теоретический каскадный рефрижераторный цикл, предусматривающий компенсацию потерь на ряде температурных уровней T_i и обеспечивающий полезную нагрузку на нижнем уровне T_o. Установлено, что сум-

марная затрата работы в теоретическом каскадном рефрижераторном цикле может быть вычислена по формуле

$$\ell_{\Sigma} = \frac{1}{\xi} \sum_{i=1}^{i=n} \frac{(T_1 - T_i)}{\sum_{i=1}^{i=n} T_i} + \left(\frac{T_1}{T_0} - 1\right), \qquad (17)$$

где T_1 – температуры окружающей среды; $\xi = \frac{q_0}{q_\Sigma}$ (q_0 – полезная тепловая нагрузка).

Расчеты, выполненные по формуле (17), показывают, что при малых значениях ξ и T_0 применение многоступенчатых схем в рефрижераторных системах необходимо. Так, например, при $T_0 = 5^0$К и $\xi = \frac{1}{5}$ (q_0 = I кдж) затрата работы в одноступенчатом цикле ℓ_I = 357 кдж, в двухступенчатом ℓ_{II} = I22,6 кдж, в трехступенчатом ℓ_{III} = 98,5 кдж.

Результаты анализа свидетельствуют также о том, что для рефрижераторных систем следует принимать циклы с меньшим числом ступеней, чем для окижительных. При окончательном выборе числа ступеней необходимо учитывать назначение установки и величину холодопроизводительности.

Материальные и тепловые потоки. Рефрижераторные циклы, как и окижительные, целесообразно рассматривать в виде комплексов, состоящих из последовательной совокупности отдельных ступеней охлаждения. Структура этих двух групп циклов в принципе одинакова; некоторое отличие имеет место лишь для нижних ступеней, замыкающих цикл, где наряду с дросселированием используется процесс расширения в детандере. Используя подход, ранее принятый для окижительных циклов, можно разработать общую, методологию расчета рефрижераторных циклов.

Тепловые и материальные потоки в любом цикле могут быть определены из энергетических балансов отдельных ступеней (формула (I)), при этом коэффициент окижения $\chi = 0$. Расчетная система уравнений аналогична системе (3), причем для нижней ступени $Q_n = Q_0 + G_n q_{\Sigma n}$, где Q_0 – полезная холодопроизводительность цикла. Решение системы, позволяющее найти любой поток D_i и полезную холодопроизводительность Q_0, записывается так

$$D_i = c_i Q_0 \qquad (18)$$

$$Q_o = \frac{1 - q_{\Sigma 1}/q_{1'}}{c_2 + c_3 + \ldots + c_n} \qquad (19)$$

Безразмерные параметры c_i определяются по термодинамическим диаграммам, но имеют несколько иную структуру, чем подобные параметры для охлажительных циклов.

В диссертации рассмотрен ряд конкретных примеров, определены потоки тепла и массы для некоторых многоступенчатых циклов. Так, например, для трехступенчатого цикла с двумя детандерами и дросселированием на нижней ступени холодопроизводительность

$$Q_o = \frac{1 - \dfrac{q_{\Sigma 1}}{(h\zeta - \Sigma q)_{1'}}}{\dfrac{1}{(\Delta i_\tau - \Sigma q)_3}\left[1 + \dfrac{q_{\Sigma 2}}{(h\zeta - \Sigma q)_2}\right]} \qquad (20)$$

В эту формулу входят величины, характеризующие удельную холодопроизводительность процесса в детандере $h\zeta$, процесса дросселирования Δi_τ, а также потери Σq. Удобство использования общей зависимости (19) заключается в том, что она позволяет сразу находить холодопроизводительность Q_o без составления и решения системы уравнений; кроме того это выражение удобно для проведения анализа цикла. Принятый метод определения потоков в охлажительных и рефрижераторных циклах отличается универсальностью и пригоден для любых многоступенчатых схем.

Температурные уровни. При расчете каскадного рефрижераторного цикла необходимо установить закон распределения температур T_i по ступеням. Для решения этой задачи в работе рассмотрен общий случай, а именно каскадный рефрижераторный цикл с различными источниками охлаждения.

В качестве исходной предпосылки для вычисления T_i использовано условие минимума суммы всех потоков при $Q_o = const$ Установлено, что соблюдение этого условия сводится к требованию

$$\frac{\partial \sum_n c_i}{\partial T_i} = 0 \quad .$$

Для решения этого уравнения необходимо иметь функциональную зависимость от температуры T_i таких величин, как удельная холодопроизводительность q_i и потери $q_{\Sigma i}$. С этой целью приняты некоторые допущения, в частности линейный закон изменения недорекуперации от температуры $\Delta t_i = aT_i + b$, влияние свойств реального газа не учитывается. В результате, для цикла с каскадным включением детандеров установлена следующая закономерность

$$\frac{\alpha_i T_{i-1} - \Delta t_{i-1} + \frac{\alpha_i q_{\Sigma i}}{a \cdot c_p}}{(T_i - \Delta t_{i-1})^2} = \frac{\alpha_{i+1} T_i - \Delta t_{i+1} + \frac{q_{\Sigma i+1}}{c_p}}{(\alpha_{i+1} \cdot T_{i+1} - \Delta t_i)^2} \quad . \quad (2I)$$

Для нахождения ряда промежуточных температур необходимо составить систему уравнений, записав выражение (2I) для каждой пары смежных ступеней.

В работе предлагается упрощенный вариант формулы (2I), а также показано, что для циклов с каскадом детандеров и с внешними источниками охлаждения применима формула (I0), полученная для ожижительных циклов. При использовании каскада детандеров в эту формулу входят величины α_i, а в случае внешних источников охлаждения соответствующие коэффициенты ρ_i, значения которых приведены выше. Проведенный анализ показал, что формула (I0) дает результаты достаточно близкие к более точной зависимости (2I) и может быть рекомендована для расчетов. Таким образом установлено, что формула (I0) пригодна, как для ожижительных, так и для рефрижераторных циклов, при этом необходимо учитывать соответствующие значения коэффициентов $\rho_i(\alpha_i)$.

Давления потоков. Для группы рефрижераторных циклов задача сводится к выбору наиболее рациональных значений σ, соответствующих максимуму холодильного коэффициента ε. При заданном температурном уровне охлаждения T_o эта величина σ соответствует также максимуму термодинамического к.п.д. η_T. Исходным для анализа является общее выражение холодильного коэффициента

$$\varepsilon = \frac{Q_o}{\frac{RT_1}{\eta_{из}} \cdot \ln\sigma \pm L_д} \quad (22)$$

Искомое отношение давлений нетрудно установить, используя условие $\frac{\partial \mathcal{E}}{\partial \sigma} = 0$, что приводит к следующему соотношению

$$\ell_n \sigma = \frac{Q_o\left[1 \pm \sigma\left(\frac{\partial L_д'}{\partial \sigma}\right)\right]}{\sigma\left(\frac{\partial Q_o}{\partial \sigma}\right)} \mp L_д' , \qquad (23)$$

где $L_д' = \frac{\gamma_{из}}{R T_1} \cdot L_д$

Для решения этого уравнения используется зависимость $Q = f(\sigma)$, которая для любых циклов находится по формуле (19). Во многих случаях можно принять $L_д \neq f(\sigma)$, однако, при необходимости, эта связь может быть также установлена.

В работе рассмотрен ряд примеров нахождения σ для некоторых рефрижераторных циклов. Так для простейшего одноступенчатого газового адиабатно-изотермного цикла формула (23) принимает вид

$$\ell_n \sigma = \frac{\alpha_o - \beta_o}{\sigma\left(\frac{\partial \alpha_o}{\partial \sigma}\right)} , \qquad (24)$$

где величина $\alpha_o = \gamma\left(1 - \frac{1}{\sigma^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}\right)$ определяет перепад энтальпий в детандере;

$\beta_i = \frac{\Sigma q}{c_p T_o}$ - безразмерный коэффициент потерь.

Предлагаемый метод вычисления σ позволяет учитывать гидравлические сопротивления с помощью соответствующего множителя γ. Комплекс β_o, характеризующий относительные потери, очень существенно влияет на величину σ; установлено, что влияние гидросопротивлений также весьма велико. Определено значение σ для более сложного двухступенчатого газового цикла с детандерами. Верхняя ступень предназначена для компенсации потерь, нижняя обеспечивает полезную нагрузку Q_o. Сопоставление результатов для двух рассмотренных циклов показывает, что при низких значениях T_o оптимальное отношение давлений σ в одноступенчатом цикле значительно больше, чем в двухступенчатом. Проведен анализ трехступенчатого

цикла с предварительным охлаждением, детандером и дросселированием. Применение процесса дросселирования, является причиной того, что оптимальное σ для трехступенчатого рефрижераторного цикла примерно такое же, как и для подобного охлитительного цикла.

Рабочие циклы многоступенчатых газовых холодильных машин

Газовые холодильные машины (ГХМ) представляют собой самостоятельную группу низкотемпературных устройств, хотя в принципе относятся к классу рефрижераторных систем. Отличие между этими двумя группами циклов определяется конструктивными особенностями ГХМ, в которых составные элементы цикла расположены в одном общем объеме - мертвом объеме поршневой машины. Вследствии этого имеет место нестационарный режим работы встроенных теплообменных аппаратов и всего устройства в целом. Существующие способы расчета газовых холодильных машин менее точны по сравнению с расчетом обычных рефрижераторных систем. Причиной этого являются наши недостаточные сведения о внутреннем рабочем процессе ГХМ. Данное обстоятельство становится особенно существенным когда речь идет о таких сложных устройствах как многоступенчатые ГХМ.

Каскадные циклы в газовых холодильных машинах. Известно, что оптимальный интервал температур охлаждения для одноступенчатой ГХМ Стирлинг-Филипс примерно составляет 180 ÷ 70°К. При дальнейшем понижении температуры удельный вес потерь сильно возрастает и полезная холодопроизводительность стремится к нулю при 25 ÷ 35°К. Для газовых холодильных машин, работающих при весьма низких температурах, преодолеть эту трудность можно лишь путем перехода к многоступенчатым циклам. Многоступенчатые ГХМ применяются достаточно широко, однако четких рекомендаций о необходимости увеличения числа ступеней нет.

В настоящей работе предлагается метод определения температуры охлаждения, ниже которой переход от одноступенчатой машины к двухступенчатой является обязательным. В качестве характеристики, определяющей целесообразность увеличения числа ступеней, принята величина термодинамического к.п.д. η_T . Разработан метод вычисления величины к.п.д. η_T в зависимости от различных потерь, таких как недорекуперация, теплоприток, потери

давления. Определены конкретные значения термодинамического к.п.д. η_T в зависимости от температуры T_o для одноступенчатой машины с $W = 1{,}65$, а также для двухступенчатой машины с $W = 4$. Максимум к.п.д. двухступенчатой машины $\eta_{T_{II}}$ лежит в интервале температур 20 ÷ 50°К. Точка пересечения кривых $\eta_{T_I} = f(T_o)$ и $\eta_{T_{II}} = f(T_o)$ соответствует 50°К. Ниже этой температуры η_{T_I} резко убывает, стремясь к нулю при 35°К, тогда как величина $\eta_{T_{II}}$ остается достаточно высокой вплоть до 15°К. Для машин, параметры которых приняты в расчетах, температура 50°К представляет границу перехода от одноступенчатых циклов к двухступенчатым.

Цикл каскадных ГХМ с учетом переменных температур в рабочих полостях. Рассмотрен рабочий цикл ГХМ Стирлинг-Филипс с учетом температурных колебаний в различных полостях машины. Такой подход точнее отражает протекание реального рабочего процесса по сравнению с классической теорией, в которой процесс принят изотермическим. Задача поставлена в общем виде, с тем чтобы полученные результаты могли быть использованы для машин с любым числом ступеней. Все рабочие полости газовой холодильной машины подразделяются на три основные группы:

а) полости расширения (сжатия),

б) полости регенераторов,

в) полости теплообменников.

В каждом из этих объемов происходят определенные процессы, протекающие циклически с переменной массой, давлением и температурой. Процессы в каждой полости рассмотрены при следующих допущениях: рабочая среда - идеальный газ, потери давления и теплоприток отсутствуют, коэффициенты теплоотдачи в теплообменных аппаратах велики $\alpha \longrightarrow \infty$.

В объеме расширения (сжатия) V_e изменение состояния газа описывается следующими уравнениями

$$\left.\begin{aligned} T_\tau \frac{dT_e}{T} &= \left(T_\tau - \frac{T_e}{K}\right)\frac{dp}{p} + (T_\tau - T_e)\frac{dV_e}{V_e} \\ T_e &= T_{e\alpha}\left(\frac{p}{p_\alpha}\right)^{\frac{K-1}{K}} \end{aligned}\right\} \qquad (25)$$

Первое уравнение характеризует изменение температуры T_e при заполнении рабочего объема газом, входящим с постоянной температурой $T_т$. Этот процесс сопровождается изменением давления в системе. Второе уравнение характеризует адиабатный процесс выталкивания газа из этого объема.

В объеме регенератора $V_р$ процесс теплообмена также происходит при переменных давлениях и массовых расходах. Для процесса в регенераторе имеем следующее соотношение

$$c_н G_н dT_н + \frac{1}{\kappa - 1} V_р dp = c_р T_г dm_г - c_р T_х dm_х \quad . \qquad (26)$$

Индекс "$н$" относится к насадке регенератора, индексы "$г$" и "$х$" к теплому и холодному концу регенератора; m - масса потока.

В объеме теплообменника $V_т$ происходят сложные процессы, которые могут быть описаны уравнением, аналогичным (26). В дальнейшем, при проведении конкретных расчетов, для полости теплообменника принимается более простое условие

$$T_т = const \quad . \qquad (27)$$

Помимо приведенных выше уравнений необходимо также знать законы изменения массы газа m_i в каждой полости. Соответствующие уравнения для объемов расширения (сжатия), регенератора и теплообменника могут быть записаны так

$$\left.\begin{aligned} dm_e &= \frac{V_e}{RT_e} dp + \frac{p}{RT_e} dV_e - \frac{pV_e}{RT_e^2} dT_e \\ dm_р &= \frac{V_р}{R\Delta T_р} \left(\ln \frac{T_{нг}}{T_{нх}} dp - \frac{p \cdot \Delta T_р}{T_{нг} \cdot T_{нх}} dT_н \right) \\ dm_т &= \frac{V_т}{R T_т} dp \end{aligned}\right\} \qquad (28)$$

Связь между параметрами состояния в отдельных полостях и давлением устанавливается при рассмотрении полного рабочего объема машины в целом, откуда следует

$$p = \frac{mR}{\sum_n \frac{V_i}{T_i}} \qquad (29)$$

МВТУ им. Н. Э. Баумана БИБЛИОТЕКА

М 10321

где V_i – объём, T_i – температура отдельной полости в каждый момент времени.

Совокупность уравнений (25 ÷ 29) вместе с известными законами изменения объемов полностью характеризует рабочий цикл газовой холодильной машины.

В диссертации детально рассмотрен рабочий процесс двухступенчатой ГХМ Стирлинг-Филипс. Эта машина имеет семь рабочих полостей – три полости расширения (сжатия), два регенератора и два теплообменника. На основе соотношений (25 ÷ 29) составлена система из I6 уравнений, позволяющая определять следующие функции, характеризующие рабочий процесс

$$p = f(\alpha)\ ;\quad T_i = \varphi(\alpha)\ ;\quad m_i = \psi(\alpha)$$

Изменение всех величин находится в зависимости угла поворота коленчатого вала α. После того как найден закон изменения давления p определяется холодопроизводительность и затрата работы в теоретическом цикле.

Анализ цикла и экспериментальная проверка теории. Система уравнений может быть решена только численными методами. Были произведены расчеты циклов для 2-х вариантов двухступенчатых ГХМ, одна машина с $W = 1{,}65$, другая с $W = 4$. Расчеты выполнялись методом последовательных приближений с помощью ЭВМ.

В результате расчетов установлены законы изменения всех переменных величин в различных объемах этих машин. Сопоставление полученных результатов с данными классической теории показывает, что при учете переменных температур отношение давлений в машине возрастает. Колебания температур в объеме второй ступени V_{E_2}, первой V_{E_1}, и в компрессорной полости V_c могут достигать значительной величины. По отношению к средней температуре в каждой полости максимальная величина этих колебаний составляет около 20%. Закон изменения температур имеет сложный характер, переход от одной стадии цикла к другой (заполнение и выталкивание) сопровождается скачком температур. Достаточно велики колебания температур и на концах регенератора, здесь они меньше, но все же достигают I2%.

Учет переменных температур привел к существенной корректировке величины массовой скорости на теплых и холодных концах регенераторов и в других сечениях рабочего объема машины.

Разработанная теория позволила уточнить значения скоростей потоков, причем различие может превышать 25%. Теоретическая холодопроизводительность изменилась примерно на 15% (в сторону уменьшения) по сравнению с изотермическим процессом.

Для подтверждения достоверности полученных результатов была произведена экспериментальная проверка расчетных данных. Объектом эксперимента являлась двухступенчатая машина с $W = 1{,}65$, созданная на базе модели PLA -100. Экспериментальный стенд позволял определять параметры состояния рабочей среды при быстро изменяющихся процессах и низких температурах. Мгновенные значения температур фиксировались в основных рабочих полостях машины с помощью малоинерционных платиновых и вольфрамовых термометров сопротивления. Для измерения давлений использовались высокочувствительные пьезоэлектрические датчики ВНИХИ.

В результате эксперимента установлены законы изменения температур и давлений в различных полостях машины. Эксперимент подтвердил теоретические выводы о значительном колебании температур в полостях расширения (сжатия) и в объемых регенераторов машины. Получено хорошее качественное и удовлетворительное количественное соответствие эксперимента с расчетом, свидетельствующее о том, что теоретическая модель рабочего процесса достаточно полно отражает действительную ситуацию.

Результаты измерения давлений в 3-х основных полостях расширения (сжатия) свидетельствуют о наличии значительных гидравлических сопротивлений в машине. В результате отношение давлений в объеме компрессорной полости V_c отличает от этой величины в объеме II-ой ступени V_{ε_2} примерно на 30%. Анализ экспериментальных данных свидетельствует о том, что величина гидравлических потерь ΔP изменяется по гармоническому закону и прямо пропорциональна разности $P - P_{cp}$, где P - текущее давление, P_{cp} - среднеинтегральное давление в цикле.

Таким образом, теоретический анализ, дополнейный экспериментом, позволил дать достаточно точное описание внутреннего рабочего процесса машины. В результате установлено, что величина температурных колебаний значительна и пренебрегать ею в расчетах не следует. Особенно важно учитывать переменные

температуры при расчете теплообменных аппаратов, встроенных в рабочий объем машины. При вычислении теоретической холодопроизводительности учет переменных температур не обязателен, поскольку определяющим фактором в данном случае являются потери холода.

Термодинамический анализ процессов многоступенчатых низкотемпературных циклов

Классические методы расчета циклов не дают информации о том каково термодинамическое совершенство отдельных процессов и элементов низкотемпературных систем. Они также не указывают путей, которые могут обеспечить наиболее благоприятные термодинамические показатели и улучшить существующие схемы установок. Для этой цели используют метод термодинамического анализа, позволяющий определять потери от необратимости при протекании реальных процессов. Из существующих двух разновидностей метода термодинамического анализа энтропийного и эксергетического в настоящей работе принят энтропийный метод. Этот метод имеет свои определенные преимущества, но в расчетах он применяется недостаточно широко. Дальнейшее развитие энтропийного метода, применительно к исследованию многоступенчатых циклов криогенных установок, представляет собой актуальную задачу.

Изменение энтропии в отдельных процессах. В основе энтропийного метода анализа лежит известное соотношение, позволяющее вычислять потери пригодной энергии (эксергии)

$$П = T_{о.с.} \Sigma \Delta S \,, \qquad (30)$$

где $T_{о.с.}$ - температура окружающей среды;

$\Sigma \Delta S$ - сумма изменений энтропии всех тел, участвующих в процессе. При проведении энтропийного анализа удобно воспользоваться системой коэффициентов эксергетических потерь Ω. Для отдельного процесса

$$\Omega_i = \frac{П_i}{L_э} \,, \qquad (31)$$

где $L_э$ - превратимая энергия, вводимая в установку.

Для цикла, состоящего из n - процессов

$$\Omega = \frac{\sum_n \Pi_i}{L_a} = \sum_n \Omega_i \quad . \qquad (32)$$

Связь между коэффициентами эксергетических потерь Ω_i и термодинамическим к.п.д. ζ_T устанавливается соотношением

$$\zeta_T = 1 - \sum_n \Omega_i \qquad (33)$$

Формулы (30-33) являются исходными выражениями, на основе которых строится метод энтропийного анализа. Влияние необратимости каждого отдельного процесса учитывается коэффициентами Ω_i. Необратимость цикла в целом оценивается полным коэффициентом Ω. Соотношение (33) позволяет определять влияние отдельных потерь Π_i на величину термодинамического к.п.д. ζ_T. При проведении анализа наибольшие трудности связаны с вычислением величины $\sum \Delta S$.

Как правило термодинамический анализ проводится для какого либо одного, заранее принятого состояния системы, при постоянных значениях всех параметров цикла. Такой способ расчета ограничивает широту и гибкость данного метода. Представляется целесообразным проводить термодинамический анализ в широком интервале изменения параметров состояния. Это позволяет исследовать характер изменения коэффициентов потерь в отдельных процессах Ω_i, а также их влияние на структуру и оптимальное значение термодинамического к.п.д. ζ_T в зависимости от большого числа переменных величин.

Для проведения такого анализа целесообразно применять способ аналитического подсчета изменения энтропии в отдельных процессах. Аналитический способ вычисления $\sum \Delta S$ возможен лишь при определенных упрощениях и неприменим вблизи области критического состояния, где учет свойств реального газа необходим.

В работе рассмотрены некоторые аналитические соотношения, позволяющие вычислять изменение энтропии в отдельных процессах, наиболее широко применяемых в низкотемпературных установках. Так при сжатии газа в компрессоре

$$\Sigma \Delta S_к = \left(\frac{1}{\eta_{из}} - 1\right) R \ln \sigma , \qquad (34)$$

где $\eta_{из}$ – изотермический к.п.д. компрессора.
При расширении в детандере

$$\Sigma \Delta S_д = \frac{2 c_p \left(\sigma^{\frac{к-1}{к}} - 1\right)}{\left(\sigma^{\frac{к-1}{к}} + \frac{1+\eta_д}{1-\eta_д}\right)} , \qquad (35)$$

где $\eta_д$ – адиабатный к.п.д. детандера.
В процессе теплообмена между потоками G_i и G_{i-x}

$$\Sigma \Delta S_{т.о} = G_i c_p \ln \left[\frac{1 - \frac{\Delta t_в}{T_{вх}}}{1 - \frac{\Delta t_н}{T_{вых}}}\right] - x c_p \ln \frac{T_{вх}}{T_{вых}} \left[\frac{1 - \frac{\Delta t_в}{T_{вх}}}{1 - \frac{\Delta t_н}{T_{вых}}}\right] , \qquad (36)$$

где $\Delta t_в$ и $\Delta t_н$ – недорекуперации на теплом и холодном концах теплообменника, $T_{вх}$ и $T_{вых}$ – температуры входа и выхода прямого потока.

В процессе отвода тепла к внешнему источнику охлаждения

$$\Sigma \Delta S_в = c_p \left[\frac{Q_в}{c_p T_о} - \ln\left(1 + \frac{Q_в}{c_p T_о}\right)\right] \qquad (37)$$

где $Q_в$ – отводимое количество тепла, $T_о$ – температурный уровень охлаждения.
Приводятся такие формулы для вычисления $\Sigma \Delta S$ для других низкотемпературных процессов, в частности: при отводе полезной тепловой нагрузки от охлаждаемого объекта, при дросселировании сжатого газа, при использовании ожиженного газа и ГХМ в качестве внешних источников охлаждения, при наличии теплопритока из окружающей среды. Все эти соотношения используются для определения эксергетических потерь Π_i и коэффициентов потерь Ω_i в отдельных процессах, из которых формируются любые низкотемпературные циклы.

Энтропийный анализ отдельных ступеней охлаждения.

В качестве объекта анализа приняты отдельные ступени охлаждения, являющиеся типовыми структурными элементами сложных многоступенчатых циклов. Анализ проведен для наиболее распространенных вариантов ступеней, рассмотренных в начале данной работы.

Ступень с использованием внешнего источника охлаждения (ожиженного газа) включает основной теплообменник и ванну с охлаждающей жидкостью. Помимо этих двух элементов имеют место потери при производстве охлаждающей жидкости и вследствии теплопритока. Анализ отдельных составляющих этих потерь в зависимости от давления прямого потока P_2 для водородного ожижительного цикла показал, что основная потеря вызвана необратимостью процесса ожижения азота, идущего на предварительное охлаждение. Соответствующий коэффициент потерь составляет $\Omega_o = 83\%$. Потеря в основном теплообменнике меняется в пределах 10 ÷ 13%, потеря в ванне-испарителе не превышает 2,5%, влияние теплопритока очень мало. В результате термодинамический к.п.д. ступени η_I составляет $\sim 4\%$, что свидетельствует о ее низкой термодинамической эффективности, обусловленной большими потерями при производстве охлаждающей жидкости.

Ступень с использованием газовой холодильной машины Стирлинг-Филипс в качестве внешнего источника охлаждения также имеет 4 вида потерь: в двух теплообменниках, при работе ГХМ и от теплопритока. Анализ отдельных коэффициентов Ω_i проведен для водородной ожижительной ступени в зависимости от давления потока P_2 и от величины нижнего температурного уровня T_4. Основная потеря имеет место при работе ГХМ, (принято $\eta_{I.\,гхм.} = 0{,}36$), соответствующий коэффициент потерь $\Omega_{гхм.} = 0{,}64$ ($T_4 = 80^0$К) и меняется в пределах $\Omega_{гхм.} = 0{,}84 \div 0{,}61$ при изменении T_4 от 50 до 100^{0}К ($P_2 = 120$ кг/см^2). Величина $\Sigma \Omega_i$ имеет минимум в интервале значений 85 ÷ 75^{0}К. Термодинамический к.п.д. данной ступени тоже невелик и составляет около 5%. Одна из основных причин низкой эффективности этой ступени состоит в том, что все тепло отводится только на самом низком температурном уровне T_4.

Детандерная ступень имеет два основных элемента – детандер и сдвоенный теплообменник; необходимо также учесть потери

в компрессоре, эквивалентные доле расширяющегося потока и теплопритоки. Анализ этой ступени проведен применительно к гелиевому ожижительному циклу ($T_{вх} = 80^0К$, $T_{вых} = 12^0К$) в зависимости от давления прямого потока P_2. Установлено существенное возрастание потерь в теплообменнике при уменьшении P_2 (с 25% до 40%); основная потеря имеет место в компрессоре, коэффициент $\Omega_к = 0,4 = const$. Показано, что при линейном законе изменения недорекуперации потери в теплообменнике минимальны. Установлено большое влияние отношения температур $\tau = T_{вх}/T_{вых}$ на эффективность данной ступени. Для рассмотренного примера ($\tau = 6,7$; $\eta_э = 0,7$) термодинамический к.п.д. ступени составляет 7%, но может быть существенно повышен при снижении τ и увеличении $\eta_э$. Минимум потерь $\Sigma\Omega_i$ имеет место при $P_2 \approx 25$ кг/см^2.

Ступень с дросселированием включает теплообменник и дроссель, кроме того следует учесть потери в компрессоре и от теплопритока. Анализ этой ступени требует обязательного применения термодинамических диаграмм. В работе проведен анализ дроссельных ступеней, в которых весь поток расширяется до конечного давления, рассмотрены ступени водородного и гелиевого ожижительных циклов в зависимости от давления P_2 и верхнего температурного уровня. Наибольшие потери имеют место в компрессоре и при дросселировании. В целом ступени данного типа отличаются сравнительно высокой термодинамической эффективностью. Так при ожижении водорода $\eta_{т.max} = 13\%$ (при $80^0К$) и $\eta_{т.max} = 21\%$ (при $65^0К$); понижение температуры существенно уменьшает сумму потерь $\Sigma\Omega_i$. Для гелия $\eta_{т.max} \approx 20\%$ (при $12^0К$); во всех случаях минимум $\Sigma\Omega_i$ имеет место вблизи давления инверсии. Отличительной чертой данных ступеней является сравнительно высокая эффективность процесса теплообмена, поскольку разности температур в аппаратах малы.

Проведенный анализ отдельных ступеней сложных циклов приводит к выводу, что наибольшей необратимостью обладают верхние ступени, в то время как нижняя (дроссельная) ступень имеет более высокий термодинамический к.п.д.. Малая эффективность верхних ступеней, на которых в принципе легче осуществлять процесс охлаждения, свидетельствует о том, что улучшение каскадных циклов следует начинать именно с этих ступеней, поскольку здесь имеются неиспользованные резервы. В частности замена предвари-

тельного охлаждения детандерной ступенью с высоким адиабатным к.п.д. детандера $\eta_д$ и с малым τ дает существенную выгоду для цикла в целом. Анализ отдельных ступеней может служить основой для исследования сложных циклов.

Энтропийный анализ некоторых циклов. Сформулированные выше общие соотношения типа (34-37) использованы для анализа некоторых низкотемпературных циклов.

Подробно рассмотрен одноступенчатый адиабатно-изотермный газовый регенеративный цикл. Суммарная потеря в данном цикле $\Sigma \Pi_i$ включает 5 составляющих: потери в компрессоре, в теплообменнике, в детандере, при отводе тепла от охлаждаемого объекта и потери от теплопритока. Термодинамический к.п.д. этого цикла

$$\eta_т = 1 - (\Omega_к + \Omega_{т.о} + \Omega_д + \Omega_н + \Omega_т) . \qquad (38)$$

Определено изменение коэффициентов Ω_i в зависимости от отношения давлений σ и температуры охлаждаемого объекта $T_к$. Установлено, что при $T_к = const$ наиболее резко изменяется величина $\Omega_{т.о} = f(\sigma)$, которая составляет 10% при $\sigma = 20$ и повышается до 50% при $\sigma = 2$ ($T_к = 30^0$К). $\Omega_д$ возрастает от 20% до 28% в интервале $\sigma = 2 \div 40$. $\Omega_к \approx 40 \div 43\%$ и меняется мало, остальные потери невелики. Минимум $\Sigma \Omega_i$ имеет место при $\sigma \approx 20$ ($T_к = 30^0$К) и $\sigma = 4$ ($T_к = 80^0$К). Исследование цикла при $\sigma = const$ показало, что минимум $\Sigma \Omega_i$ имеет место при $40 \div 80^0$К, причем наиболее резко по-прежнему изменяется коэффициент потерь в теплообменнике $\Omega_{т.о} = f(T_к)$.

Проведен энтропийный анализ двухступенчатого адиабатно-изотермного газового регенеративного цикла. Детандеры включены последовательно с расширением всей массы потока в каждой машине. Данный цикл включает 6 основных элементов: компрессор, два детандера, три теплообменника. Таким образом, вместе с теплопритоком имеет место семь источников эксергетических потерь

$$\eta_т = 1 + (\Omega_к + \Omega_{д.I} + \Omega_{д.II} + \Omega_{т.о.I} + \Omega_{т.о.II} + \Omega_н + \Omega_т) . \qquad (39)$$

Проведенный анализ каждой составляющей потерь Ω_i в зависимости от σ и $T_к$ показал, что при применении двухступенчатой схемы сумма $\Sigma\Omega_i$ заметно меньше по сравнению с одноступенчатой в области температур 20 ÷ 40°К. В данном цикле отношение давлений на верхней ступени невелико и вследствии этого все резервы увеличения эффективности относятся к элементам нижней ступени. Установлено, что увеличение адиабатного к.п.д. нижнего детандера $\eta_{д\,\bar{y}}$ с 0,7 до 0,8 позволяет на 20% увеличить термодинамический к.п.д. цикла $\eta_т$.

Рассмотрен и проанализирован сложный трехступенчатый охижительный цикл с двумя детандерами и дросселированием; цикл предназначен для охижения гелия. Данный цикл включает компрессор, три теплообменника (из них два сдвоенных), два детандера и дроссель. Термодинамический к.п.д. цикла можно выразить так

$$\eta_т = 1 - (\Omega_к + \Omega_{д.I} + \Omega_{д.\bar{y}} + \Omega_{т.о\,I} + \Omega_{т.о\,\bar{y}} + \Omega_{т.о\,\bar{m}} + \Omega_{др} + \Omega_т) \qquad (40)$$

Система коэффициентов Ω_i отражает влияние всех потерь и определяет их взаимосвязь. Анализ проведен при различных отношениях давлений $\Omega_i = f(\sigma)$. Наибольшей, как и во многих других случаях, является потеря в компрессоре ($\Omega_к$ =40%), другие составляющие потерь изменяются в пределах от 10 до 3%. Наиболее совершенными элементами цикла являются нижний теплообменник и нижний детандер ($\eta_{д\,\bar{y}}$ = 0,8). Наибольший вклад в сумму потерь вносят элементы верхней ступени - сдвоенный теплообменник и детандер ($\eta_{д\,I}$ = 0,7). Показательно, что необратимость процесса расширения в верхнем детандере выше, чем в процессе дросселирования на нижней ступени. Минимум $\Sigma\Omega_i$ имеет место при σ = 20.

Проведенный термодинамический анализ позволил установить основные источники потерь и наметить пути их уменьшения. Эти примеры иллюстрируют широкие возможности энтропийного метода и его перспективность при исследовании сложных низкотемпературных циклов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящей работе рассмотрены вопросы расчета и анализа многоступенчатых циклов криогенных систем и развиты общие методы их исследования. Основные результаты работы сводятся к следующему:

Собраны и обобщены сведения по расчету сложных низкотемпературных циклов. Анализ состояния вопроса позволил выявить современные тенденции в развитии методов исследования этих циклов.

Разработан методологический прием, позволяющий на основе единой зависимости определять материальные и тепловые потоки для различных многоступенчатых ожижительных циклов. Данный метод построен на основе системы уравнений энергетического баланса для всех типовых ступеней охлаждения, применяемых в ожижительных циклах.

Показано, что при ожижении различных газов существует определенное целесообразное число ступеней отвода тепла от ожижаемого потока. Это число ступеней является функцией температуры конденсации и вычисляется по предложенным в работе зависимостям.

Развита и обощена задача П.Капицы об определении температурных уровней ступеней в каскадных ожижительных циклах. Полученные результаты позволяют вычислять температурные уровни для циклов, использующих газовые холодильные машины и сжиженные газы в качестве внешних источников охлаждения. Установлена зависимость для нахождения температурного уровня дроссельной ступени сложного цикла. Предложен способ определения отношения давлений потоков. Разработанный метод позволяет находить отношение давлений, соответствующее максимальному значению холодильного коэффициента и термодинамического к.п.д. Рассмотрены различные варианты отдельных ступеней охлаждения, а также ряд циклов, для которых определено отношение давлений потоков.

Рассмотрена группа рефрижераторных циклов, для них также обоснована необходимость применения многоступенчатых схем; установлено рациональное число ступеней отвода тепла в рефрижераторных циклах в зависимости от температуры охлаждаемого объекта.

Разработан метод, позволяющий вычислять все материальные

и тепловые потоки в каскадных рефрижераторных циклах на основе единой зависимости для различных схем. Предложенная методика расчета применена для ряда конкретных примеров.

Установлены общие зависимости для определения температурных уровней ступеней в каскадных рефрижераторных циклах. Показано, что при некоторых упрощающих допущениях общее решение сводится к известной формуле, применяемой для ожижительных циклов. Предложен способ определения отношений давлений потоков в рефрижераторных циклах и рассмотрены конкретные примеры. Данный способ определения давлений аналогичен способу, разработанному для ожижительных циклов.

Рассмотрены особенности рабочего цикла газовых холодильных машин, произведено сопоставления ГХМ с обычными рефрижераторными системами. Показано, что сложность протекающих процессов вызывает необходимость подробного изучения внутреннего рабочего цикла ГХМ.

Установлено значение температуры, при которой следует переходить от одноступенчатой к двухступенчатым схемам газовых холодильных машин.

Разработан метод теоретического описания рабочего процесса газовых холодильных машин с учетом переменных температур в полостях расширения (сжатия) и в регенераторах. Предложена система дифференциальных уравнений, описывающая рабочий процесс в машине с любым числом ступеней.

С помощью этого метода получены основные характеристики рабочего процесса двухступенчатой ГХМ. Установлены значительные колебания температур в полостях расширения (сжатия) и в регенераторах ГХМ, выяснено что это обстоятельство приводит к существенному изменению массовой скорости в различных полостях машины.

Произведено сопоставление результатов расчета с экспериментальными данными, полученными на специально созданном стенде. Получено хорошее качественное и удовлетворительное количественное подтверждение теории. В результате исследования двухступенчатой ГХМ определен характер влияния переменных температур на рабочий процесс и выявлена необходимость учета этих факторов при расчете машин.

Предпринято дальнейшее развитие метода термодинамического анализа применительно к многоступенчатым циклам криогенных систем. Приведены зависимости, позволяющие вычислять изменение

энтропии для процессов, наиболее широко применяемых в низкотемпературных установках.

Проведен энтропийный анализ отдельных типовых ступеней охлаждения, в результате этого анализа выявлены главные виды потерь и характер их изменения в зависимости от различных параметров процесса. Произведен термодинамический анализ некоторых циклов. Для рассмотренных примеров установлены имеющиеся резервы, использование которых позволит улучшить термодинамическую эффективность циклов.

Основные положения диссертации изложены в работах:

I. Микулин Е.И. Криогенная техника I7 п.л. Машиностроение I969г.

2. Марфенина И.В., Микулин Е.И. К анализу регенеративного газового холодильного цикла. "Химическое машиностроение" №2, I962г.

3. Микулин Е.И., Марфенина И.В. Термодинамические диаграммы неона и некоторые его свойства. "Инженерно-физический" журнал № I2, I963г.

4. Архаров А.М., Буткевич К.С., Головинцов А.Г., Кулаков В.М., Марфенина И.В., Микулин Е.И., Столпер М.Б. "Техника низких температур" 44 п.л. Энергоиздат, I964г.

5. Микулин Е.И., Горшков А.М., Даниленко Т.К. Исследование двухступенчатой регенеративной машины для получения холода на уровне 20°К. Труды МВТУ, вып. I24. I967г.

6. Микулин Е.И., Горшков А.М. Исследование рабочего процесса газовой холодильной машины. Известия ВУЗов "Энергетика", № 7 I968г.

7. Микулин Е.И. Энтропийный анализ некоторых низкотемпературных циклов. Труды МВТУ, вып.I32, I969г.

8. Микулин Е.И., Горшков А.М., Даниленко Т.К. Исследование рабочего процесса газовых холодильных машин. Труды МВТУ, вып.I32, I969г.

9. Горшков А.М., Микулин Е.И. Исследование потерь давления в холодильных газовых машинах. Известия ВУЗов "Машиностроение" (в печати).

I0. Микулин Е.И., Горшков А.М. Холодильно-газовая машина. Авторское свидетельство № I96903, I967г.

II. Тезисы докладов по теме диссертации опубликованы в сборниках: Конференции по итогам работы Проблемной лаборатории Глубокого холода, изд. МВТУ.

Юбилейной научной конференции факультета "Энергомашиностроение", 1967г. изд. МВТУ.

Всесоюзной конференции "Новые холодильные машины и области их применения" Изд. Маяк, Одесса, 1967г.