

М 158149

НА ДОМ
ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

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

И. В. МАРФЕНИНА

**ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ И ЦИКЛОВ
РЕФРИЖЕРАТОРНЫХ КРИОГЕННЫХ УСТАНОВОК
С ДЕТАНДЕРАМИ**

(Специальность 05.194—Холодильные машины, машины
и аппараты глубокого охлаждения и кондиционирования)

Диссертация написана на русском языке

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Работа выполнена в МВТУ им. Н. Э. Баумана.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор М. П. Малков,
доктор технических наук, профессор В. М. Бродянский,
доктор технических наук, профессор В. Д. Лубенец.

Ведущее предприятие — ВНИИКРИОГЕНМАШ.

Автореферат разослан «9» *мая* 1972 г.

Защита диссертации состоится «10» *апреля* 1972 г.
на заседании Совета факультета «Энергомашиностроение»
МВТУ им. Н. Э. Баумана по адресу: Лефортовская набереж-
ная, дом 1, лабораторный корпус.

Отзыв на авт.
рецензия, прос.
Бауманская ул.

о уч-
2-я

С диссертаци

ВТУ.

Ученый секр

д. т. н., до

М 158149



1158149

Марфенина И.В. Исследования

ВВЕДЕНИЕ

Последнее двадцатилетие характеризуется бурным развитием криогенной техники. Рост криогенной техники способствует развитию энергетики, металлургии, химии, приборостроения и других отраслей промышленности.

Ускорение научно-технического прогресса и повышение эффективности производства являются одними из главных задач, поставленных в решениях XXIV съезда КПСС. В свете выполнения этих задач с полным основанием можно считать, что дальнейшему развитию криогенной техники будет уделяться большое внимание.

64/185149
Возрастающее значение в различных областях техники приобретает применение криогенных установок с машинными циклами для получения низких температур охлаждения и большой холодопроизводительности, при этом предъявляются требования к улучшению технических и экономических показателей установок. Несмотря на создание новых типов машин в последние годы возрос интерес к применению ранее известных газовых рефрижераторных установок с детандерами, что объясняется возможностью использования новых хладагентов (неон, гелий и их смеси), а также возможностью применения эффективных машин и компактных теплообменных аппаратов.

В связи с использованием при охлаждении и термостатировании камер различных рефрижераторных систем возникает задача сравнения энергетических и технических характеристик систем и определения рациональных границ их использования. Низкотемпературные установки нуждаются в большом расходе высококачественной энергии, поэтому правильное определение их рабочих параметров является основным условием создания менее энергоемких агрегатов.

Несмотря на трудности прогноза при современном быстром развитии науки и техники можно с уверенностью считать, что в ближайшие годы установки с детандерами будут широко применяться для получения холода в больших количествах при температурах до $10 + 12^{\circ}\text{K}$, а при наличии дроссельной ступени охлаждения до 4°K и ниже.

При большом количестве опубликованных работ по расчетам криогенных циклов почти нет обобщающих работ по анализу различных газовых циклов рефрижераторных установок с детандерами и способам оптимизации их параметров. Несмотря на разнообразие циклов и слож-

ность современных рефрижераторных криогенных установок виды потерь и способы получения холода в них практически одинаковы, поэтому представляется возможным и целесообразным создание единой методики анализа и расчета для различных групп циклов.

Определенный вклад в дело создания и исследования газовых низкотемпературных установок с турбодетандерами внесен работами лаборатории Глубокого холода МВТУ им. Н.Э.Баумана, начатыми в 1956 году под руководством доктора технических наук, профессора С.Я.Герша. С этого времени под руководством и при участии автора диссертации выполнялись теоретические и экспериментальные исследования газовых рефрижераторных установок с детандерами, результаты исследования представлены в настоящей работе. Диссертация состоит из введения и 5 глав.

ГЛАВА I. ГАЗОВЫЕ РЕФРИЖЕРАТОРНЫЕ УСТАНОВКИ С ДЕТАНДЕРАМИ. КЛАССИФИКАЦИЯ. ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ.

В главе рассмотрены различные циклы и схемы установок для получения низкотемпературного холода, дан анализ состояния вопроса. На основе проведенного анализа сформулированы цель и задачи исследования рефрижераторных криогенных циклов, различающихся между собой количеством рабочих тел, числом ступеней охлаждения и способами получения холода в верхних каскадах. Для большей четкости постановки и решения задачи исследования предложена классификация циклов и установок по следующим признакам: 1) назначение, 2) способ организации нижней ступени охлаждения, 3) количество рабочих тел в цикле, 4) особенности системы регенерации.

Цель и задачи исследования. Целью работы является исследование и создание единой методики расчета газовых рефрижераторных циклов и установок для термостатирования камер и охлаждения систем на уровнях температур $180 + 12^{\circ}\text{K}$.

Основные задачи работы следующие:

1. Систематизация и анализ рефрижераторных криогенных установок с детандерами и их циклов для разработки универсальной методики исследования.

2. Определение потерь холода и работы в элементах установки для оценки степени их термодинамического совершенства и нахождения условий минимизации потерь.

М В Т У
им. Н. Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

ОУЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКАЯ

3. Развитие теории и метода термодинамического исследования детандерных рефрижераторных криогенных циклов с целью получения оптимальных значений параметров проектируемых установок.

4. Создание единой методики расчета различных циклов при наиболее полном учете потерь холода и работы. Определение границ возможного отклонения рабочих параметров от оптимальных значений для упрощения конструкций машин и аппаратов без существенного уменьшения их эффективности.

5. Создание опытных низкотемпературных стендов и установок с турбодетандерами для экспериментального исследования и определения рациональных решений отдельных элементов установок и их циклов.

ГЛАВА II. АНАЛИЗ ПОТЕРЬ ХОЛОДА И РАБОТЫ В КРИОГЕННЫХ УСТАНОВКАХ С ДЕТАНДЕРАМИ

В главе рассмотрены идеальные рефрижераторные циклы и определены минимальные расходы энергии при низкотемпературном термостатировании и охлаждении систем. Выполнен анализ потерь, возникающих в реальных циклах вследствие внешней необратимости при взаимодействии системы с окружающей средой и внутренней необратимости процессов цикла.

Потери холода и работы зависят от большого числа параметров, поэтому для упрощения задачи использован метод уменьшения числа переменных величин с помощью введения специальных характеристик (коэффициентов). Потери в машинах оценены с помощью к.п.д.

Потери холода в теплообменных аппаратах выражены через эквивалентные разности температур. Для i -той ступени охлаждения разность температур, эквивалентная потерям холода, равна

$$\Delta t_{\pi i} = \Delta t_{xi} - \Delta t_{m(i+1)} \quad (1),$$

где $\Delta t_{m(i+1)}$ - разность температур на теплом конце теплообменника последующего каскада (если он отсутствует, то $\Delta t_{\pi i} = \Delta t_{xi}$);

Δt_{xi} - разность температур на холодном конце аппарата.

В общем случае разность температур Δt_{xi} равна:

$$\Delta t_{xi} = \eta T_{\pi i} + \left[\frac{\bar{q}_0 - \bar{q}_y}{\bar{q}_0(1 - \alpha_y)} + \frac{\alpha_y}{1 - \alpha_y} + \frac{\bar{q}_0 m}{\bar{q}_0(1 - \alpha_y)} \right] (T_{\pi i} - T_{xi}) \quad (2),$$

где (α_y) - отношение обратного и прямого потоков при утечке рабочего тела в детандере, $\bar{q}_y$, $\bar{q}_0$ - средние удельные теплоты потоков, η - коэффициент недорекуперации, равный

$(\Delta t_{mi}/T_{Ti})$; T_{Ti} , T_{Ki} - температуры рабочего тела на концах теплообменника.

Для учета притока тепла из окружающей среды принят коэффициент m :

$$m = \frac{\lambda_u}{\delta_u K_i} \cdot \frac{T_0 - T_{cp}}{\Delta t} \varphi_H / \beta_c \quad (3),$$

где Δt - температурный напор в теплообменнике; λ_u , δ_u - теплопроводность и толщина изоляции, β_c - коэффициент учета притока тепла по тепловым мостам.

Гидравлические сопротивления определяются с помощью предложенных коэффициентов θ и θ_0 :

$$\theta = \frac{1 + \frac{\Delta p}{P}}{1 - \frac{\Delta P_0}{P_0}}, \quad \theta_0 = \frac{1}{1 - \frac{\Delta P_0}{P_0}} \quad (4),$$

где p и p_0 - давления прямого и обратного потоков.

В главе выполнен анализ потерь, рассмотрена задача о приращении энтропии и определены узлы установок с наибольшими потерями. Установлены зависимости для криогенных циклов с идеальным рабочим телом, отличающиеся большей полнотой учета потерь при сохранении общности анализа. Основные из них следующие: а) приращение энтропии при сжатии и отводе тепла в компрессоре:

$$\sum \Delta S_K = C_p \left(\frac{T_1}{T_0 \eta_{из}} - 1 \right) \ln G_K^x - \frac{\Delta t_m^2}{2 T_1^2} \quad (5),$$

где $\eta_{из}$ - изотермный к.п.д. компрессора, G_K - степень сжатия; T_0 , T_1 - температуры окружающей среды и условного "изотермного" сжатия.

При анализе потерь в компрессоре показано, что они практически не зависят от величины недорекуперации (возможная ошибка менее 0,2%).

б) Приращение энтропии при расширении в детандере:

$$\sum \Delta S_d = C_p \left\{ \ln \left[\eta_0 + (1 - \eta_0) E^x \right] + \frac{\eta_0 T_d}{T_0} (1 - E^{-x}) / (1 - \eta_n) \right\} \quad (6),$$

где η_0 - адиабатный к.п.д. детандера, η_n - коэффициент использования работы расширения, $E = P/\rho_0$ - отношение давлений до и после детандера, T_d - температура перед детандером.

в) Приращение энтропии в процессе теплообмена при одинаковом количестве прямого и обратного потоков:

$$\sum \Delta S_T = C_p \left[\ln \frac{\theta^x (1 - \frac{\Delta t_m}{T_r})}{1 - \frac{\Delta t_x}{T_x}} - \frac{\Delta t_c}{T_0} \right] \quad (7).$$

г) Приращение энтропии при отводе тепла из изотермном термостатировании в холодильной камере:

$$\sum \Delta S_{\text{кач}} = \varphi \ln \left\{ \frac{(T_g - \Delta t_k) E^x}{T_g [\eta_0 + (1 - \eta_0) E^x]} \right\} - \varphi \frac{\eta_0 T_g (1 - E^{-x}) - \Delta t_k}{T_g - \Delta t_k + \Delta t_k} \quad (8),$$

где Δt_k - разность между температурами камеры и уходящего из нее рабочего тела, $x = (\kappa - 1)/\kappa$.

б) Приращение энтропии при использовании газовой холодильной машины (ГХМ):

$$\sum \Delta S_{\text{ГХМ}} = \alpha \frac{\varphi (T_{\text{вх}} - T_{\text{вых}})}{T_1} \left[\frac{1}{\varepsilon_{\text{КФ}} \eta_{\text{Ф}}} - \frac{T_1}{T_{\text{вх}} - T_{\text{вых}}} \ln \frac{T_{\text{вх}}}{T_{\text{вых}}} + 1 \right] \quad (9),$$

где α - доля рабочего тела, охлаждаемого в ГХМ.

В работе получены зависимости для определения приращения энтропии в процессе теплообмена в ванне с жидким хладагентом, при изобарном смешивании потоков с различной температурой и в других процессах, происходящих в узлах установок.

Общее приращение энтропии системы равно:

$$\Delta S_{\text{ц}} = \sum_{i=1}^{i=N} \Delta S_i. \quad (10)$$

Для простого цикла с детандером получено:

$$\Delta S_{\text{ц}} = \varphi \left[\frac{1}{\eta_{\text{вз}}} \ln \frac{\eta_0 T_g \theta^x}{\eta_0 T_g - \Delta t_g - \Delta t_k} - \Delta t_g \left(\frac{1}{T_k} - \frac{1 - \eta_0}{T_0} \right) - \frac{\eta_0 \Delta t_k}{T_0} - \frac{\Delta t_m^2}{2 T_0^2 \eta_{\text{вз}}} \right] \quad (11),$$

где Δt_g - разность температур, эквивалентная полезной холодопроизводительности, T_k - температура рабочего тела после камеры.

Кроме того в работе определены приращения энтропии в цикле с двумя детандерами и в циклах холодильных установок для получения жидкого и охлаждения газообразного хладагентов. Показано, что наименьшей величине потерь соответствует минимум безразмерной функции ω_S :

$$\omega_S = \frac{T_0 \sum_{i=1}^{i=N} \Delta S_i}{\varphi \cdot \Delta t_0} \varepsilon_{\text{ц}} \quad (12),$$

где $\varepsilon_{\text{ц}}$ - холодильный коэффициент идеального цикла.

Для определения термодинамического совершенства цикла и узлов установки использованы коэффициенты эксергетических потерь $S_{\text{ц}}$. Получена зависимость потерь от степени сжатия σ_k и коэффициента недорекуперации η . Показано, что при неизменном значении η с увеличением степени сжатия коэффициенты эксергетических потерь всех узлов установки, кроме компрессора, изменяются: коэффициент

Ω_T теплообменника убывает, а Ω_d детандера и $\Omega_{\text{кам}}$ холодильной камеры возрастают. В результате сумма $\sum \Omega_i$ имеет минимум при определенном значении σ_K , соответствующий локальному максимуму степени термодинамического совершенства цикла $\eta_t = 1 - \sum \Omega_i$. Кроме того, выполнено исследование потерь при увеличении n и одновременном изменении степени сжатия до оптимального значения с учетом уравнения связи между гидравлическими потерями и температурным напором в теплообменнике. Получено, что в этом случае коэффициент эксергетической потери компрессора Ω_K практически не изменяется, $\Omega_{\text{кам}}$ холодильной камеры убывает, Ω_d детандера возрастает, Ω_T теплообменника имеет минимум при определенном значении $n = n'$.

Установлено, что в общем случае минимуму суммы $\sum \Omega_i$ и минимуму коэффициента эксергетической потери теплообменника Ω_T соответствуют разные значения коэффициентов недорекуперации $n(n^* < n')$ и оптимальных степеней сжатия ($\sigma_K^* < \sigma_K'$). Показано, что функция $\sum \Omega_i$ имеет пологий минимум при изменении коэффициента n и оптимальной степени сжатия σ_K , и минимуму функции $\sum \Omega_i$ практически соответствует минимум σ_K .

При исследовании циклов определено, что основная доля потерь имеет место в машинах, главным образом в компрессоре и "нижнем" детандере, в которых $(\Omega_K + \Omega_d) > 0,65$; однако при использовании машин с высокими к.п.д. доля потерь в них уменьшается, а в теплообменниках возрастает и составляет более 25%. Поэтому в работе решена задача минимизации потерь в процессе рекуперативного теплообмена в аппаратах, включенных в установки с одно- и двухкаскадными циклами. Подробно рассмотрены потери в пластинчатых аппаратах, как наиболее перспективных для крупных установок низкого давления. Рекомендована методика приближенного определения коэффициента n , соответствующего минимуму суммы затрат работы на перемещение рабочего тела $\ell_1 (Ap)$ и передачу тепла $\ell_2 (dt)$ в теплообменнике согласно условию:

$$\frac{d\ell_1}{dn} + \frac{d\ell_2}{dn} = 0 \quad (13),$$

где $\ell_1 = -\frac{RT_1}{n\alpha_3} \ln(1 - \frac{Ap_0}{P_0})$; ℓ_2 - затрата работы, определяемая разностью температур Δt и характеристикой источника холода. Например, при использовании в качестве источника холода детандера имеем:

$$\ell_2 = \frac{RT_1}{\eta_{43}} \ell_n \left[\frac{\eta_0 (T_k + nT_1 + \Delta t_c)}{\eta_0 (T_k + nT_1 + \Delta t_c) - nT_1 - \Delta t_c} \right]^{1/x} \quad (14),$$

при использовании установки для получения жидкого хладагента:

$$\ell_2 = \frac{C_p (n_1 T_1 - \Delta t_m'') \ell_0}{\gamma} \quad (15),$$

здесь в (15) приток тепла из окружающей среды не учитывается ($\Delta t_c' = 0$), ℓ_0 - удельный расход энергии на получение жидкого хладагента.

Для приближенного определения коэффициента n в работе получены для теплообменников различных циклов уравнения второго и более высоких порядков, которые при сохранении достаточной для инженерных расчетов точности могут быть заменены квадратными:

$$a_i n^2 + b_i n + c_i = 0. \quad (16)$$

Получены зависимости для определения коэффициентов уравнений

a_i , b_i и c_i и сформулированы условия выбора решения, имеющего физический смысл. Установлено, что значение n , определяемое уравнением (16), близко к значению n^* , соответствующему максимуму функции η_c .

Из анализа результатов исследования следует, что при скоростях потоков, обычно применяемых в теплообменниках, и средних значениях к.п.д. источников холода оптимальные значения коэффициента недорекуперации n^* невелики и составляют величины порядка 0,007 + 0,01. При увеличении удельного массового расхода и к.п.д. источников холода оптимальные величины n^* возрастают. При исследовании двухкаскадных циклов получено, что основные гидравлические потери имеют место в верхнем теплообменнике. Показано, что линейному закону изменения разности температур на теплых концах теплообменников соответствует большее значение удельного массового расхода G_m в нижнем аппарате, если размеры каналов в аппаратах одинаковы и приток тепла из окружающей среды отсутствует. В установке с двумя последовательно включенными деталями, изоэнтروпийн и к.п.д. которых одинаковы, при линейном законе изменения оптимальных разностей температур на теплых концах пластинчатых теплообменников возможно увеличение в 1,2 + 1,5 раза удельного массового расхода в нижнем аппарате, в результате которого коэффициент теплоотдачи возрастет и объем теплообменника уменьшится.

Из анализа работы теплообменников, включенных в установку с простым детандерным циклом, следует, что с увеличением удельного массового расхода G_M объем изоляции $V_{\text{и}}$ уменьшается медленнее, чем объем теплообменника $V_{\text{т}}$, при этом растут гидравлические потери θ и оптимальная степень сжатия σ_K . При одинаковых удельном массовом расходе G_M и холодопроизводительности Q_0 увеличение давления обратного потока p_0 вызывает небольшое увеличение объема теплообменника, так как возрастает оптимальное количество циркулирующего рабочего тела G .

В работе проведено исследование компенсации потерь в каскадных циклах с одним и двумя рабочими телами. Рассмотрены способы включения детандеров в схему, получены зависимости для определения температур рабочего тела перед детандерами из условия минимума расхода энергии для компенсации потерь.

Для цикла с N детандерами, включенными последовательно, температура рабочего тела перед i -тым детандером равна:

$$T_{i+1} = \sqrt[N]{\frac{T_1^{N-i} \cdot T_{N+1}^i (\alpha_1 \alpha_2 \dots \alpha_N)^i}{(\alpha_1 \alpha_2 \dots \alpha_i)^N}} \quad (17)$$

Равенство (17) совпадает с формулой академика П.Л.Капицы для охладительного цикла установки с параллельно включенными детандерами, но значения безразмерных величин α_i другие. Здесь величины

$\alpha_i = \eta_i + m/n$ для $i = [1, 2, \dots, (N-1)]$ и $\alpha_N = \eta_N + m$.

Из анализа следует, что при $T_{N+1} < 60^\circ\text{K}$ увеличение числа детандеров от одного до двух вызывает заметное понижение общей степени сжатия. Включение последующего детандера приводит к меньшему эффекту, поэтому рефрижераторные схемы с тремя детандерами для получения холода на самом низком уровне температур целесообразны при температурах ниже 30°K .

Выполнен анализ компенсации потерь холода в двухкаскадных циклах с двумя рабочими телами. Рассмотрены различные схемы с жидким и газообразным хладагентами, решена задача и предложены зависимости для определения оптимальных параметров таких схем при условии минимального удельного расхода энергии на компенсацию потерь холода.

ГЛАВА III. РЕАЛЬНЫЕ ЦИКЛЫ РЕФРИЖЕРАТОРНЫХ КРИОГЕННЫХ УСТАНОВОК С ДЕТАНДЕРАМИ

Получение холода при низких температурах осуществляется в установках с каскадными циклами, при исследовании которых требу-

ется оценить влияние многих величин на характеристики цикла. Поэтому до сих пор применяются трудоемкие вариантные расчеты, лишаящие исследование общности при анализе различных схем и сопоставлении их между собой. Предлагаемая методика исследования обеспечивает определение основных оптимальных параметров с помощью зависимостей, справедливых для различных рефрижераторных циклов и удобных для проведения сравнительного анализа и установления рациональных границ значений параметров. При этом принято допущение о независимости оптимальных параметров установки от некоторых характеристик, что согласуется с физической картиной процесса.

Основные характеристики, используемые при исследовании и расчете циклов следующие: η_t - степень термодинамического совершенства цикла или ε и ψ - холодильный коэффициент и обратная ему величина, названная коэффициентом затраты работы. Аналитическое исследование выполнено при допущении, что рабочее тело удовлетворяет модели идеального газа. В работе проводится оценка ошибки при этом допущении и выполнен анализ циклов с учетом свойств реального рабочего тела.

При анализе рефрижераторных циклов заданными величинами являются полезная холодопроизводительность Q_0 и температура T_K в системе потребления холода. Для обоснованного определения оптимальных параметров цикла вопросы оптимизации и расчета решаются совместно. Определяемыми величинами с учетом уравнений связи между ними являются: потоки рабочего тела, тепловые нагрузки, температуры промежуточного охлаждения, степени сжатия компрессора и отношение давлений в детандере, температурные напоры и гидравлические сопротивления в теплообменниках, объемы теплообменников и изоляции для них, холодопроизводительности промежуточных каскадов и расходы энергии в отдельных каскадах и установке. Кроме того, с помощью предложенной методики можно найти интервалы значений перечисленных выше величин, несколько отличных от оптимальных, при которых цикл еще достаточно эффективен при достаточно простой конструкции агрегатов.

При исследовании, кроме холодопроизводительности Q_0 и температуры T_K , принимаются следующие начальные параметры, характеризующие систему и рабочее тело: 1) температуры окружающей среды T_0 , рабочего тела после камеры T_c (при $\Delta t_K = 0$, $T_c = T_K$), рабочего тела после холодильника компрессора T_f ; 2) давление рабочего тела по линии обратного потока p_0 ; 3) безразмерный коэффи-

коэффициент притока тепла из окружающей среды m ; 4) к.п.д. машин; 5) геометрические, тепловые и газодинамические характеристики поверхности теплообменных аппаратов. В ряде задач приняты следующие дополнительные уравнения связи: 1) удельная полезная холодопроизводительность пропорциональна потерям холода, безразмерный коэффициент пропорциональности ξ назван коэффициентом нагрузки по холоду; 2) приток тепла из окружающей среды пропорционален тепловой нагрузке теплообменника (выполнение условия обеспечивается изменением качества или толщины изоляции); 3) разности температур Δt_{mi} пропорциональны температуре T_i ; 4) гидравлические потери в теплообменнике подчиняются уравнению связи $\theta = \theta(n, m, A_1, \dots, A_n)$. В результате количество независимых переменных величин при решении поставленных задач составляет не более трех.

Из анализа данных по выполненным установкам получено, что коэффициенты n и m , характеризующие потери холода, изменяются в пределах: $n \approx 0,05 + 0,01$; $m \approx 0,008 + 0,08$; коэффициент гидравлических потерь θ изменяется примерно от 1,05 до 1,3.

Проведено исследование рефрижераторных циклов с нижней детандерной ступенью, различными источниками холода на промежуточных уровнях температур и числом рабочих тел. Разработаны методики анализа и упрощенного расчета многокаскадных циклов с использованием графических способов и построенных автором номограмм. В качестве объекта исследования рассмотрен обобщенный многокаскадный цикл, включающий $(N-1)$ каскад с любыми источниками холода и нижний (N) -ый каскад с детандером. Решена задача оптимизации такого цикла при известных температурах промежуточного охлаждения и предложены зависимости для определения его характеристик при условии локального минимума коэффициента затраты работы ψ . Коэффициент ψ определяется выражением:

$$\psi = \frac{\ell_k - \ell_0}{q \Delta t_0} + \sum_{i=1}^{N-1} \frac{\ell_i}{q \Delta t_0} \quad (18),$$

где ℓ_i - удельная работа, необходимая для компенсации потерь холода в i -том каскаде.

При изотермном термостатировании в холодильной камере и выбранных значениях коэффициентов потерь n , m и θ оптимальные параметры цикла должны удовлетворять системе из N уравнений:

$$\left(\frac{\partial \psi}{\partial \Delta t_0} \right)_{T_{i+1}} = 0; \quad \left(\frac{\partial \psi}{\partial T_{i+1}} \right) = 0 \quad \text{при } i = [1, 2, \dots, (N-1)] \quad (19)$$

При известных температурах промежуточного охлаждения T_{i+1} (например, при использовании жидких хладагентов, ГХМ и т.п.) вместо системы (19) остается одно уравнение, в результате преобразования которого получается:

$$-(1-y_n) \ln(1-y_n) - (1+\alpha_0) y_n - (x_{0n} + \alpha_0) \quad (20),$$

где $y_n = (\Delta t_{nn} + \Delta t_{0n}) / \eta_n T_{n+1}$ - безразмерная функция холодопроизводительности нижней детандерной ступени, $x_0 = \Delta t_{nn} / \eta_n T_{n+1}$ - безразмерная функция потерь нижней детандерной ступени, включающая различные виды потерь.

Функция α_0 зависит от величины гидравлических потерь $\alpha_i = \alpha_i(\theta)$ и расхода энергии в промежуточных ступенях охлаждения $\alpha_{i+1} = \alpha_{i+1}(t)$:

$$\alpha_i = \ln \theta^x - \frac{\eta_{uz} \eta_{nn} \Delta t_{nn}}{T_i}; \quad \alpha_0 = \alpha_i + \sum_{i=1}^{i=N-1} \alpha_{i+1} \quad (21)$$

Безразмерный комплекс α_{i+1} определяется зависимостью

$$\alpha_{i+1} = \frac{\eta_{uz} \ell_i}{\varphi T_i} \quad \text{при} \quad i = [1, 2 \dots (N-1)] \quad (22),$$

которая для различных типов промежуточных источников холода может быть представлена следующими выражениями:

№ п.п.	Тип промежуточного источника холода	α_{i+1}
1.	Детандер ($i = I$)	$x \ln E_i$
2.	Ванна с жидким хладагентом	$\frac{\Delta t_{ni} \ell_0 \eta_{uz}}{\gamma T_i}$
3.	ГХМ	$\frac{\Delta t_{ni} \eta_{uz}}{T_i \varepsilon_{\text{нп}} \eta_{\varphi}}$
4.	Газовый холодильный цикл с детандером	$\frac{\Delta t_{ni} \eta_{uz}}{\Delta t_{0i} \eta_{uzi}} \ln(\sigma_{\kappa i})^{x_i}$

Таким образом уравнение (20) является общим для самых различных рефрижераторных циклов с нижней детандерной ступенью и может быть использовано, как для определения оптимальных параметров, так и для сравнения циклов между собой. При одинаковых безразмерных комплексах x_{0n} и α_0 оптимальное отношение давлений в нижнем детандере в различных циклах одинаково и не зависит от значений отдельных параметров, входящих в каждый из комплексов, в том числе от температуры в холодильной камере и типа промежуточной ступени охлаждения.

Для двухкаскадных циклов с различными источниками холода выполнено исследование с использованием методики комплексного теплового и гидравлического расчета теплообменных аппаратов. Такие циклы могут применяться для получения холода до температур $12 + 15^{\circ}\text{K}$. Исследованы следующие группы циклов с нижней детандерной ступенью: А) детандерные циклы с одним рабочим телом, В) циклы с двумя рабочими телами и нижней детандерной ступенью.

А. Детандерные циклы с одним рабочим телом. Проведено исследование циклов установок с одним и двумя последовательно включенными детандерами и предложена методика расчета.

1) Простой цикл (с одним детандером) может быть рекомендован для получения холода на уровнях температур 60°K и выше. При исследовании установлено, что эффективность цикла существенно зависит от уровня температуры в холодильной камере: наиболее эффективен цикл в интервале температур $T_{\text{K}} = 50 + 80^{\circ}\text{K}$ и несколько менее при температурах $40 + 50^{\circ}\text{K}$ и $80 + 120^{\circ}\text{K}$. Показано, что оптимальная степень сжатия уменьшается при возвращении работы расширения в цикл. Однако изменение σ_{K} составляет менее 2% и для упрощения расчетов влияние возвращения работы расширения на степень сжатия можно не учитывать. При использовании работы расширения степень термодинамического совершенства цикла несколько возрастает, для приближенной оценки целесообразности использования работы расширения рекомендуется формула:

$$\psi' - \psi \approx 1 \quad (23),$$

где ψ' и ψ - коэффициенты затраты работы в циклах при коэффициенте η_{K} равном нулю и единице.

Если величина $\psi' \leq 20$, то эффект возвращения работы расширения достаточно заметен (условию $\psi' < 20$ обычно соответствуют температуры охлаждения $T_{\text{K}} > 60^{\circ}\text{K}$).

Установлено, что благодаря пологому максимуму холодильного коэффициента цикла при проектировании установок для упрощения конструкции оборудования или повышения к.п.д. его целесообразно отклонение от оптимальных значений. Способ уменьшения степени сжатия при одновременном повышении к.п.д. машин удачно использован в известной оригинальной турбохолодильной машине ТХМ-300, построенной в Советском Союзе. В работе получено уравнение для определения интервала отклонений степени сжатия при ограничении снижения холодильного коэффициента от его максимального значения.

Установлено, что при уменьшении холодильного коэффициента на 10% можно снизить отношение давлений E в детандере в 1,4 + 1,8 раза, а в некоторых случаях и более.

При исследовании циклов с учетом комплексного теплового и гидравлического расчета теплообменников предложены зависимости для определения основных оптимальных величин: E^* , G_k^* , ξ^* , n^* , θ^* . Метод исследования состоит в следующем: для каждого конкретного значения потерь, выраженных через безразмерные коэффициенты n и m и соответствующую им по уравнению связи величину коэффициента гидравлических потерь θ , определяются значения коэффициента нагрузки ξ или безразмерной функции холодопроизводительности y при условии локального минимума функции ψ . При анализе результатов, полученных для различных значений коэффициента n , находятся оптимальные параметры цикла, соответствующие минимуму функции ψ для принятых начальных условий. Так как функция ψ имеет пологий минимум, то такой способ решения инженерных задач обеспечивает достаточную точность. Для определения величины ξ получено уравнение:

$$\frac{1}{\xi} \ln[1 - (1 + \xi)x_0] + \frac{x_0}{1 - (1 + \xi)x_0} = \frac{x}{\xi} \ln \theta - x \left(\frac{\partial \ln \theta}{\partial \xi} \right)_{n, m} \quad (24),$$

где $x_0 = \Delta t_n / \eta_0 T_3$.

Коэффициент гидравлических потерь θ , входящий в выражение (24), определяется равенством:

$$\theta = \theta_0 \{ 1 + \omega_r [1 - (1 + \xi)x_0]^{2/x} \} \quad (25)$$

Для пластинчатых теплообменников, если не учитывать дополнительные гидравлические потери вследствие ускорения потоков в теплообменнике, безразмерная величина ω_r равна:

$$\omega_r = \frac{R G_M^3 \varphi (\eta_{hx}^2 - \eta_{mx}^2) \beta_r}{4 \rho_0^2 \Delta t_A K_r} \beta_r (1 + \varphi_k) \quad (26),$$

где β_r — коэффициент сопротивления, β_r — коэффициент запаса поверхности теплообмена, K_r — коэффициент теплопередачи.

В результате исследования оптимизирующее уравнение (24) приведено к следующему виду:

$$\ln \frac{\theta_0^x [1 + \omega_r (1 - y)^{2/x}]^x}{1 - y} = (y - x_0) \frac{1 - \omega_r (1 - y)^{2/x}}{(1 - y) [1 + \omega_r (1 - y)^{2/x}]} \quad (27)$$

Определяемой величиной в уравнении (27) является безразмерная холодопроизводительность y , с помощью которой могут быть получены другие основные величины, в том числе:

$$\varepsilon = \frac{y_{opt}}{x_0} - 1, \quad E_{opt} = (1 - y_{opt})^{-\delta}, \quad (\sigma_K)_{opt} = \delta E_{opt} \quad (28)$$

Расчеты параметров циклов выполнены с помощью ЭВМ, их результаты приведены в работе. В простом цикле при увеличении коэффициента n ($n > n^*$) практически только одна величина при заданной холодопроизводительности Q_0 изменяется сравнительно мало, это — оптимальное количество циркулирующего рабочего тела. При этом возрастают следующие величины: мощность установки, степень сжатия компрессора и отношение давлений в детандере, а эффективность цикла, гидравлические потери и объём теплообменника уменьшаются. В работе приведены оптимальные характеристики гелиевого цикла, полученные для различных температур T_K в холодильной камере (от 40 до 80°K) и средних значениях к.п.д. машин ($\eta_0 = 0,7$, $\eta_{из} = 0,6$). Основные из них следующие: степень термодинамического совершенства η_t равна $18,8 \pm 18,3\%$ ($\eta_{tmax} \approx 19\%$ при $T_K \approx 50^\circ K$), степень сжатия $8,5 \pm 5,1$, число единиц переноса тепла NTU $84,3 \pm 56,5$, изменение температуры рабочего тела в холодильной камере Δt_0 $12,4 \pm 21,8^\circ$. Оптимальные значения коэффициента гидравлических потерь изменяются от 1,25 до 1,17 и величины n^* от 0,007 до 0,01 в этом же интервале температур. Повышение эффективности цикла в первую очередь возможно при увеличении к.п.д. машин, которому одновременно соответствует уменьшение оптимальной степени сжатия и увеличение оптимального коэффициента недорекуперации n^* .

2) Цикл с двумя последовательно включенными детандерами. Цикл можно рекомендовать для получения холода при температурах до $12^\circ K$. По сравнению с простым циклом степень термодинамического совершенства цикла выше, степень сжатия компрессора меньше и характер изменения функции η_t при низких температурах более пологий.

Минимуму потерь в цикле при $n = const$ и $m = const$ соответствует система из двух уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial}{\partial T_0} \left(\sum_{i=1}^{i=N} \frac{\Delta S_i}{\varphi} \right) \Delta t_0 &= 0 \\ \Delta t_0 \frac{\partial}{\partial \Delta t_0} \left(\sum_{i=1}^{i=N} \frac{\Delta S_i}{\varphi} \right) - \sum_{i=1}^{i=N} \frac{\Delta S_i}{\varphi} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (29)$$

Для определения оптимальных значений температуры T_6 перед верхним детандером и разности температур Δt_0 рабочего тела в холодильной камере выполнено исследование цикла при $\theta = 1,0$. В результате получена система уравнений, соответствующая локальному минимуму функции ψ :

$$\left(\frac{\partial \psi}{\partial T_6}\right)_{\Delta t_0} = 0, \quad \left(\frac{\partial \psi}{\partial \Delta t_0}\right)_{T_6} = 0 \quad (30)$$

После преобразования с учетом ограничений, вытекающих из физических условий задачи, система (30) приводится к следующему виду:

$$\left. \begin{aligned} \ln \frac{\eta_1 T_2 T_6 T_3}{(\eta_1 T_6 - \Delta t_n')(\eta_2 T_3 - \Delta t_0 - \Delta t_n'')} &= \frac{\Delta t_0}{\eta_2 T_3 - \Delta t_0 - \Delta t_n''} \\ \Delta t_0 &= \frac{T_1 T_3 (\eta_2 T_3 - \Delta t_n'') - T_6 T_6 (\eta_1 T_6 - \Delta t_n')}{T_1 T_3 - T_6 (\eta_1 T_6 - \Delta t_n')} \end{aligned} \right\} \quad (31),$$

где разности $\Delta t_n'$ и $\Delta t_n''$, эквивалентные потерям холода, и температура T_3 перед нижним детандером являются линейными функциями температуры T_6 .

Если разность температур Δt_0 отлична от оптимальной, то значение температуры T_6 , соответствующее минимальному расходу энергии в цикле, удовлетворяет квадратному уравнению:

$$a T_6^2 - b T_6 - c = 0 \quad (32),$$

$$\begin{aligned} a &= (\eta_1 + m + n)(T_K - \Delta t_0) + (m + n)^2(1 - \eta_2)T_1, \\ b &= 2(m + n)[T_K(\eta_2 + m - m\eta_2) - \Delta t_0]T_1, \\ c &= (1 - m)[T_K(\eta_2 + m - m\eta_2) - \Delta t_0]T_1 T_K. \end{aligned}$$

В работе приведены результаты расчета цикла, полученные на ЭВМ. Определено, что при увеличении потерь холода оптимальное значение величины Δt_0 возрастает, а температура T_6 практически не изменяется. Предложена формула для приближенного определения температуры T_6 :

$$T_6 \leq \sqrt{\frac{\eta_2}{\eta_1} T_1 T_K} \quad (33)$$

В работе получены зависимости для определения достаточности условий (31) существования минимума функции ψ и показано их выполнение. При исследовании цикла определено, что оптимальная степень сжатия для $T_K < 60^\circ\text{K}$ существенно ниже, чем в простом

цикле. При к.п.д. детандеров $\eta_1 = \eta_2 = 0,7$ цикл наиболее эффективен в интервале температур $28 + 60^\circ\text{К}$, где функция $\eta_e \approx 0,21$. При $T_k = 20^\circ\text{К}$ оптимальное значение температуры $T_e \approx 74^\circ\text{К}$ и $E_{\text{анн}} \approx 8,4$. Если отношение давлений E в 1,7 раза меньше оптимального значения, то функция η_e уменьшается всего в 1,05 раза. Если полезного холода в цикле не производится ($\Delta t_o = 0$), оптимальная температура T_e , соответствующая минимуму расхода энергии на компенсацию потерь холода выше и равна 82°К , ее значение должно удовлетворять неравенству:

$$(T_e)_{\Delta t_o=0} > \sqrt{\frac{\eta_2}{\eta_1} T_1 T_k}. \quad (34)$$

В работе приведены характеристики цикла для температур T_k от 70°К до 15°К .

В. Циклы с двумя рабочими телами. В работе рассмотрены циклы с жидким, газообразным хладагентами или ГХМ в качестве внешних источников холода на промежуточных уровнях температур.

1) Цикл с жидким хладагентом. Цикл широко применяется в криогенных установках, поэтому его исследование представляет практический интерес. Методика исследования цикла несколько упрощается, так как температура промежуточного охлаждения известна. Показано, что для определения локальных оптимальных характеристик цикла может быть использовано уравнение (20). При учете внутренних функциональных связей между параметрами цикла, в частности между гидравлическими потерями и температурным напором в теплообменнике, получено обобщенное оптимизирующее уравнение, мало отличающееся от (27) и по-существу справедливое для различных рефрижераторных циклов с нижней детандерной ступенью. Благодаря одинаковому виду обобщенных оптимизирующих уравнений упрощаются сравнение и анализ параметров различных циклов между собой и становится возможным выполнение анализа не только при вариантных расчетах, но и в общем виде.

Вид обобщенного оптимизирующего уравнения следующий:

$$\ln \left\{ \frac{\theta_0^x [1 + B_p (1-y)^{2/x}]^x}{1-y} \right\} = \frac{(y - x_{\text{ан}}) [1 - B_p (1-y)^{2/x}]}{(1-y) [1 + B_p (1-y)^{2/x}]} - A_2 \quad (35),$$

где $A_2 = \frac{\Delta t_o^i f_0 \eta_2}{T_1}$ для цикла с жидким хладагентом, для других источников холода значение функции A_2 может быть принято из приведенной выше таблицы при $i = 1$ и $N = 2$;

$y = x_{\text{ан}} + t_o$; t_o - безразмерная функция, характеризующая по-

лезную холодопроизводительность в цикле; ℓ_0 - удельный расход энергии в установке для получения жидкого хладагента; γ - теплота испарения хладагента; $B_p = \omega_p' (T_i + T_g + \Delta t_A' - \Delta t_n'') + \omega_p'' (T_s + T_g)$ - безразмерная функция, зависящая от газодинамических, тепловых и геометрических характеристик теплообменника.

Показано, что оптимизирующее уравнение (20) является частным случаем уравнения (35) и может быть получено из него при $\theta = 1$ и $i = 1$.

15181149

Определено, что при одинаковых удельных массовых расходах рабочего тела основная величина гидравлических потерь приходится на верхний теплообменник, при этом в пластинчатом теплообменнике с одинаковыми каналами по линиям прямого и обратного потоков и отношении давлений $E \approx 3,5$ величина коэффициента гидравлических потерь θ практически равна θ_0 , и, следовательно, основное значение имеют потери в обратном потоке. В работе приведены результаты анализа цикла установки с пластинчатыми теплообменниками и показано, что при больших скоростях рабочего тела в теплообменниках гидравлические потери существенно влияют на характеристики цикла. Так, для режима работы при $T_K = 30^\circ\text{K}$ и увеличении удельного массового расхода G_M в 3 раза (с 5,55 до 16,65 кг/м²сек) оптимальная величина недорекуперации возрастает в 3,1 раза, холодильный коэффициент уменьшается в 1,43 раза, отношение давлений E увеличивается в 2,35 раза. При средних значениях G_M оптимальная величина n^* мала: при $G_M \leq 5,55$ кг/м²сек $n^* \leq 0,008$.

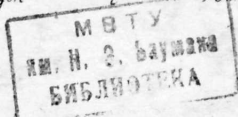
В работе выполнено сравнение различных циклов для генерирования холода на уровнях температуры 15 + 60°K и определены оптимальные схемы установок. Сопоставлены циклы с азотным охлаждением и с детандером на промежуточных уровнях температур путем рассмотрения процессов только с различными эксергетическими потерями.

В цикле с детандером, включенном на промежуточном уровне температур, учтены суммарные эксергетические потери в детандере и дополнительные потери в компрессоре:

$$T_0 \sum \Delta S_{\text{ген}} = \sum \Pi_{\text{ген}} \approx \varphi T_0 \left\{ \ln [\eta_1 + (1 - \eta_1) E_1^x] + \right. \\ \left. + \frac{\eta_1 T_0}{T_0} (1 - E_1^{-x}) (1 - \eta_{n1}) + \left(\frac{1}{\eta_{n3}} - 1 \right) \ln E_1^x \right\} \quad (36)$$

Эксергетические потери в азотной установке и ванне с жидким азотом равны

$$T_0 \sum \Delta S_{\text{ген}}^{(N_2)} = \sum \Pi_{\text{ген}}^{(N_2)} \approx \frac{\varphi \Delta t_n' \ell_0}{\gamma} - (\ell_0)_{\text{охл}} \quad (37),$$



где $(\ell_u)_{идл}$ - удельная идеальная работа, необходимая для охлаждения рабочего тела на промежуточном уровне температур.

Разность между потерями $\Delta = \sum \Pi_{дел}^{(N_2)} - \sum \Pi_{дел}$ при одинаковой эффективности циклов равна нулю. Определено, что если удельный расход энергии для получения жидкого азота составляет около 0,8 квтч на I кг, а к.п.д. детандеров $\eta_0 > 0,55$ и отсутствуют потери холода с перетечкой рабочего тела, то детандерный цикл эффективнее цикла с азотным охлаждением на промежуточном уровне температур. В установке с двумя детандерами не требуется специального оборудования, кроме дополнительного детандера, который может быть включен на любом уровне температур с учетом оптимальности параметров цикла. Недостатками детандерного цикла являются более высокая степень сжатия (примерно в E , раз), большие трудности при пуске установки и необходимость почти абсолютной герметичности низкотемпературных турбодетандеров.

2) Циклы с газообразным хладагентом. В работе исследованы различные циклы с газообразным хладагентом. Вид оптимизирующих уравнений остается тот же, эффективность таких циклов в первую очередь определяется к.п.д. машин. Степень термодинамического совершенства цикла является функцией трех величин:

$$\eta_t = \eta(\Delta t_0, \Delta t_{01}, T_n) \quad (38),$$

где Δt_0 , Δt_{01} - разности температур, эквивалентные удельным холодопроизводительностям в холодильной камере и на промежуточном уровне температуры T_n .

Предварительно определяется приближенное значение температуры T_n , для уточнения которого достаточно нескольких последовательных расчетов. Остальные оптимальные параметры, удовлетворяющие локальному максимуму функции η_t , могут быть найдены с помощью уравнений, полученных при условии $T_n = const$ и имеющих следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} (1-y_1) \ell_n \frac{\theta^x}{1-y_1} &= y_1 - x_1 \\ - (1-y_2) \ell_n (1-y_2) &= (1+a_0) y_2 - (x_2'' + a_0) \end{aligned} \right\} \quad (39),$$

$$\text{где } y_1 = \frac{\Delta t_n + \Delta t_{01}}{\eta_1 T_{12}}, \quad x_1 = \frac{\Delta t_n}{\eta_1 T_{12}},$$

$$y_2 = \frac{\Delta t_n'' + \Delta t_0}{\eta_2 T_5}, \quad x_2'' = \frac{\Delta t_n''}{\eta_2 T_5},$$

$$a_0 = \ell_n \theta_2^x + \frac{\eta_{u32} \Delta t_n'}{\eta_{u31} \Delta t_{01}} \ell_n (\theta_1 E_1)^{x_1}$$

Установки с двумя рабочими телами сложнее установок с двумя последовательно включенными детандерами. В некоторых случаях они могут оказаться предпочтительными по следующим причинам:

1) в верхнем каскаде можно использовать более дешевый и распространенный хладагент, 2) в основной установке можно применить более простое оборудование и уменьшить степень сжатия, 3) принять параметры в соответствии с оптимальными значениями как всей установки, так и каждого каскада.

3) Циклы с газовой холодильной машиной (ГХМ). В работе рассмотрены различные варианты включения ГХМ на промежуточном уровне температур. Вследствие более высокого значения степени термодинамического совершенства ГХМ установки с ними эффективнее, чем с азотным охлаждением. Больше внимание в работе уделено анализу цикла с малым расходом рабочего тела через теплообменник ГХМ: при создании крупных установок это условие допускает некоторое упрощение конструкции теплообменника, размещенного на "холодной головке" машины. Оптимизирующее уравнение с учетом связи между гидравлическими потерями и температурным напором в аппаратах имеет вид (35), входящие в него функции, характеризующие гидравлические потери, определяются выражениями:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\Delta P_0}{P_0} &= \omega'_x (T_1 + T_4 - \Delta t_m' - \Delta t_m'') + \omega''_x (T_4 + T_{10} - \Delta t_m''), \\ \frac{\Delta P}{P} &= \frac{B_P}{E^2}, \quad B_P = \omega'_p (T_1 + T_4) + \omega''_p (T_4 + T_{10} + \Delta t_x''), \\ \omega_i &= \frac{R}{4} \beta_F (1 + \varphi_{\kappa i}) \frac{G_{\kappa i}^2}{P_0^2} f_i \frac{F_i}{f_{ci}} \end{aligned} \right\} \quad (40)$$

Проведено исследование цикла с учетом изменения коэффициента термодинамического совершенства η_{φ} ГХМ при изменении температуры T_{φ} рабочего тела за машиной и определено, что при $T_{\kappa} = 18^{\circ}\text{K}$ оптимальное значение температуры $T_{\varphi} \approx 100^{\circ}\text{K}$, хотя при ее изменении от 100 до 75°K эффективность цикла меняется незначительно. Степень термодинамического совершенства цикла равна $\eta_{\kappa} \approx 0,2$ при степени сжатия $G_{\kappa} \approx 9,8$ (к.п.д. машин $\eta_0 = 0,75$ и $\eta_{03} = 0,6$). При уменьшении G_{κ} в 1,96 раза ($G_{\kappa} = 5$) функция η_{κ} уменьшается всего в 1,06 раза; снижение G_{κ} от 4 и далее вызывает резкое падение величины η_{κ} . Следовательно, и в данном случае величина η_{κ}

в определенном интервале значений σ_k изменяется незначительно.

При сравнении цикла с ГХМ и детандерного цикла определено, что они достаточно эффективны при температурах $T_k \approx 30 + 15^\circ\text{K}$. При $\eta_0 \leq 0,7$ и $T_{cp} > 80^\circ\text{K}$ цикл с газовой холодильной машиной эффективнее цикла с двумя последовательно включенными детандерами при средних потерях холода в цикле $(m+n) \approx 0,028$. При $\eta_0 = 0,7$ и $T_{cp} \approx 70 + 60^\circ\text{K}$ цикл с двумя детандерами несколько эффективнее, так как к.п.д. одноступенчатой газовой холодильной машины с понижением температуры уменьшается.

В диссертации проведено исследование некоторых частных задач. Наибольший интерес из них представляет анализ влияния утечки рабочего тела в турбодетандерах на оптимальные параметры простого цикла. Установлено снижение эффективности цикла вследствие утечки холодного газа и показана необходимость практически полной герметичности турбодетандеров низкотемпературных установок при $T_k < 40^\circ\text{K}$. Потери холода вследствие утечки холодного газа приводят к изменению оптимальных параметров цикла и, в первую очередь, к увеличению степени сжатия, особенно при низкой температуре T_k . Оптимальная величина безразмерной холодопроизводительности y при выбранных потерях холода (n, m, θ) и удельной утечке рабочего тела α_y может быть определена с помощью уравнения (20), в котором функции y и x_0 следует заменить на y_y и x_y :

$$y_y = \frac{\Delta t_D}{t_0 T_3} + x_y, \quad x_y = \frac{\Delta t_y}{t_0 T_3}. \quad (41)$$

Из анализа результатов числовых расчетов, приведенных в работе, следует, что утечка холодного газа в количестве $\alpha_y = 0,005$ от расхода при $T_k = 40^\circ\text{K}$ приводит к понижению η_c в 1,06 раза с одновременным увеличением оптимальной степени сжатия в 1,22 раза, при $T_k = 30^\circ\text{K}$ соответственно имеем 1,07 и 1,38. Если степень сжатия сохранить той же, что и при условии $\alpha_y = 0$, то функция η_c понизится значительно больше.

Для графического исследования влияния параметров на характеристики циклов предложены две номограммы. Показано, что с их помощью можно решить уравнение (20) и наглядно проследить изменение характеристик циклов при изменении к.п.д. машин, температуры рабочего тела перед детандером, комплексов x_0 и a_0 и других величин.

ГЛАВА IV. РАБОЧИЕ ТЕЛА (ГАЗЫ И ИХ СМЕСИ) И ВЛИЯНИЕ ИХ СВОЙСТВ НА ПАРАМЕТРЫ РЕФРИЖЕРАТОРНЫХ КРИОГЕННЫХ УСТАНОВОК

В диссертации рассмотрены возможные рабочие тела для рефрижераторных криогенных установок с детандерами, систематизированы и сравнены их свойства. Главное значение могут иметь воздух, азот, неон, неон-гелиевая смесь и гелий.

Неон и неон-гелиевая смесь являются весьма перспективными агентами для турбохолодильных установок и в ближайшие годы должны найти большее применение для получения холода на уровнях температур до 30°K . Поскольку ранее имелись сравнительно ограниченные и несистематизированные данные о физических свойствах неона, а для исследования криогенных циклов знание их было необходимо, то автору пришлось выполнить работу по систематизации имеющихся в литературе сведений, составлению термодинамических диаграмм и определению точек инверсии неона. Результаты работы опубликованы. При определении точек инверсии применено три расчетных метода: 1) по $p - V - T$ данным с помощью введения дополнительной вспомогательной функции $\beta = RT/pV - 1$, 2) по экстремальным значениям коэффициента сжимаемости, 3) с помощью второго вириального коэффициента и построения приближенной линии инверсии в системе координат $p - T$. Определена верхняя температура инверсии и получено значение $T_{\text{ки}} = 235,8^{\circ}\text{K}$; обнаружено расхождение значений температур инверсии газообразного неона, полученных при обработке опубликованных данных.

В работе проведена оценка результатов исследования гелиевых, неоновых и воздушных рефрижераторных циклов для идеального и реального рабочих тел. Получено удовлетворительное совпадение характеристик гелиевого цикла при умеренных давлениях и температурах $T_{\text{к}} > 30^{\circ}\text{K}$. При исследовании неон-гелиевого цикла с температурами $T_{\text{к}} \geq 50^{\circ}\text{K}$ и давлениями до $1,52 \text{ Мн/м}^2$ определено, что отличие в значениях холодильных коэффициентов циклов с реальными ϵ_p и идеальными ϵ_u рабочими телами не превышает 4%; несколько большие изменения имеют место при давлении $2,03 \text{ Мн/м}^2$ и температуре $T_{\text{к}} = 50^{\circ}\text{K}$, которым соответствует отношение $\epsilon_u/\epsilon_p = 0,935$. Более существенны различия в оптимальной степени сжатия. Однако при уменьшении ϵ_p до величины ϵ_u значение холодильного коэффициента цикла с реальным газом почти не изменяется. Поэтому вели-

чина оптимального отношения давлений $E_{\text{оп}}$, полученная при расчете цикла с идеальным газом, во многих случаях может быть рекомендована для оценки эффективности цикла с реальным рабочим телом.

В работе приводятся корректирующие поправки для учета свойств реального рабочего тела. С их помощью можно определить изменения разности температур на холодном конце теплообменника, температурного к.п.д. детандера и функции потерь χ_0 .

Для температурного к.п.д. детандера получено выражение:

$$\eta_{\text{от}} = \eta_0 + (1 - \eta_0) \frac{\Delta T_u}{T_g(1 - E - \chi_{\text{от}})} \quad (42),$$

где ΔT_u - интегральный эффект Джоуля и Томсона.

При $\Delta T_u > 0$ температурный к.п.д. детандера $\eta_{\text{от}} > \eta_0$, температура перед детандером выше, разность температур Δt_n , эквивалентная потерям холода, больше, чем для идеального рабочего тела. Безразмерная функция потерь χ_0 , величина которой главным образом определяет оптимальное отношение давлений E^* , зависит от всех трех величин различным образом: $\chi_0 = \Delta t_n / \eta_{\text{от}} T_g$, поэтому несмотря на возрастание этих величин для реального рабочего тела, функция χ_0 меняется не столь значительно.

При исследовании и расчете гелиевых низкотемпературных циклов с $T_k \leq 30^\circ\text{K}$ и неоновых циклов с $T_k \leq 75^\circ\text{K}$ необходимо выполнить окончательный уточняющий расчет с учетом свойств реального рабочего тела по термодинамическим диаграммам или таблицам.

Получены зависимости для определения оптимального отношения давлений E в циклах с учетом свойств реального рабочего тела и выполнены отдельные расчеты. Для простого цикла установки с детандером при допущении, что дроссельэффект при температуре входа сжатого рабочего тела в теплообменник равен нулю (практически условие справедливо для гелия, неона и Ne-He смеси, если давления не очень высоки), получено следующее уравнение:

$$\frac{q_n}{\eta_0} = h_0 - E[\ln(BE) - \frac{\eta_n q_n}{a}] \left(\frac{\partial h_0}{\partial E} \right)_{i_5} \quad (43),$$

где q_n - удельные потери холода в цикле,

h_0 - изоэнтروпийный теплоперепад в детандере.

Разработанная в диссертации методика исследования и расчета циклов в определенной степени может быть использована при анализе рефрижераторных циклов с нижней дроссельной ступенью. При этом

необходимо иметь значения температуры и давления реального рабочего тела на входе в дроссельную ступень, которые могут быть определены с помощью известных методов расчета.

В работе выполнено исследование цикла с одним рабочим телом, включающего три детандерных и нижнюю дроссельную ступени. Получены формулы для определения оптимальных значений температур перед детандерами при линейном законе изменения разности температур на теплых концах теплообменников. При равных к.п.д. детандеров температура T_4 перед нижним детандером может быть определена из уравнения:

$$T_4 - T_5 = (m + n) \sqrt[3]{T_1 T_4^2} - m T_4 \quad (44),$$

где T_5 — температура обратного потока после дроссельной ступени. Общее отношение давлений в детандерах равно

$$E = \prod_{i=1}^{i=3} E_i = \prod_{i=1}^{i=3} (1 - x_{0i})^{-1/\alpha} \quad (45)$$

Оптимальному значению удельной полезной холодопроизводительности соответствует уравнение:

$$\frac{1}{q_0} \left(l_k + \sum_{i=1}^{i=3} l_i \right) = \left(\frac{\partial l_k}{\partial q_0} \right)_{T_5} \quad (46)$$

В работе рассмотрен сложный цикл с нижней дроссельной ступенью и тремя рабочими телами и получено, что определение его оптимальных параметров включает оптимизацию дополнительного холодильного цикла. Максимуму степени термодинамического совершенства цикла удовлетворяет следующая система уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \left(\frac{\partial \eta_{t2}}{\partial G_K} \right)_{G_{K1}} &= - \left(\frac{\partial l_u}{\partial G_K} \right)_{G_{K1}} \frac{\eta_{t2}^2 l_{u1}}{\eta_{t1} l_u^2} \\ \left(\frac{\partial \eta_{t1}}{\partial G_{K1}} \right)_{G_K} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (47)$$

Из анализа системы (47) вытекает, что оптимизация параметров дополнительных каскадов является частью общей задачи исследования циклов с нижней дроссельной ступенью и, следовательно, может быть выполнена с помощью методики, разработанной в диссертации.

ГЛАВА V. СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦИКЛОВ ГАЗОВЫХ РЕФРИЖЕРАТОРНЫХ КРИОГЕННЫХ УСТАНОВОК. ЭКСПЕ- РИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И ОПЫТНО-КОНСТРУКТОРСКИЕ РАЗРАБОТКИ

Во многих рефрижераторных циклах основное количество холода производится на самом низком температурном уровне. С помощью промежуточных источников холода компенсируются потери на более высоких уровнях температур. В работе выполнена оценка влияния эффективности промежуточных источников холода на характеристики цикла. Такой анализ имеет практическое значение, так как при уменьшении числа ступеней охлаждения упрощается схема установки, но одновременно увеличивается расход энергии. В работе получена формула для определения степени термодинамического совершенства сложного цикла с нижней детандерной ступенью, состоящего из двух самостоятельных циклов; вид формулы следующий:

$$\frac{1}{\eta_t} = \frac{1}{\eta_{t2}} + \frac{A}{\eta_{t1}} \quad (48),$$

где $A = \frac{l_{u1}}{l_u} = \frac{\varepsilon_{u1} \Delta t_n'}{\varepsilon_{u1} \Delta t_o}$;

l_{u1} , l_u - удельные идеальные работы, необходимые для получения холода в количествах q_n' и q_o на соответствующих уровнях температур; η_{t1} , η_{t2} - степени термодинамического совершенства дополнительного и основного циклов (без учета работы дополнительного цикла).

Параметр A в газовых рефрижераторных циклах с оптимальными характеристиками в большинстве случаев значительно меньше 1, поэтому влияние функции η_{t1} на эффективность сложного цикла при $T_n > 60^\circ\text{K}$ сравнительно мало. Величина A зависит от холодопроизводительности q_n' промежуточного источника холода и температур T_n' и T_k : при увеличении q_n' и уменьшении T_n' параметр A возрастает, в результате усиливается влияние на эффективность цикла функции η_{t1} .

Параметр A ожижительного цикла обычно больше, чем у рефрижераторного цикла, вследствие отбора части рабочего тела в жидком состоянии. Следовательно, в ожижительных циклах эффективность промежуточных ступеней охлаждения оказывает большее влияние на η_t , чем в рефрижераторных циклах.

В работе выполнено сравнение простого и сложных каскадных циклов и даны следующие рекомендации по выбору числа каскадов: 1) при температурах выше 60°K достаточно эффективен простой цикл с возвращением работы расширения и с малой величиной недо-рекуперации ($\eta^* \leq \eta \leq 0,02$); 2) при температурах $30 + 60^{\circ}\text{K}$ применение двухкаскадных схем как правило предпочтительнее однокаскадных; 3) на уровнях температур $15 + 30^{\circ}\text{K}$ рекомендуется применение трех- или двухкаскадных циклов, которые по эффективности не уступают двухступенчатым газовым холодильным машинам; 4) ниже 15°K целесообразно использование трех- или четырехкаскадных гелиевых циклов с нижней дроссельной ступенью. Приведенные рекомендации не исключают отдельных случаев, когда возможно другое число каскадов с учетом назначения установки и величины холодопроизводительности.

При сравнении детандерных рефрижераторных установок с газовыми холодильными машинами (ГХМ) определены рациональные температурные границы использования детандерных установок. Во-первых, это - интервал температур от 40 до 10°K и при наличии дроссельной ступени до 4°K и ниже. При этих температурах рефрижераторные установки эффективнее других типов газовых холодильных машин. Во-вторых, это - интервал температур примерно от 100°K до 40°K , в котором эффективность рефрижераторных установок с детандерами максимальна. В-третьих, - интервал температур от 180°K до 100°K при получении большого количества холода, когда другие типы установок становятся громоздкими и малонадежными.

Успешное решение задачи создания эффективных рефрижераторных установок невозможно без выполнения экспериментального исследования на опытных образцах и, в первую очередь, на лабораторных и модельных установках.

Под руководством и при участии автора в лаборатории глубокого холода МВТУ им. Н.Э.Баумана была создана и испытана опытная воздушная холодильная установка отличающаяся от ранее выполненных тем, что в ней использован замкнутый цикл низкого давления с сухим и очищенным от двуокиси углерода воздухом для получения холода при температурах $100-123^{\circ}\text{K}$. Воздушная холодильная установка включает двухступенчатый ротационный компрессор с неметаллическими пластинами, спроектированный и построенный в МВТУ, высокооборотный турбодетандер типа ТДР-8 с масляной смазкой опор, змеевиковые теплообменники и различные контрольно-измерительные приборы. Полезная холодопроизводительность установки в опытах

изменялась от 1,9 до 3,5 квт при изменении температурного режима в камере от 100 до 123°K. Давление воздуха за компрессором равно 0,56-0,57 мн/м², расход воздуха изменялся от 600 до 680 кг/ч. пусковой период установки (время выхода на режим из теплого состояния) составлял 25-30 минут.

Экспериментально исследованы две схемы установки и дополнительно рассмотрена третья схема с использованием работы расширения в цикле. В окончательном варианте для упрощения регулировки принята схема, в которой энергия расширения воздуха в детандере передается в окружающую среду с помощью тормоза-нагнетателя, расположенного на одном валу с колесом детандера, регулирующего вентиля и водяного холодильника, составляющих вместе так называемое "тормозное кольцо". Оно заполнено тем же рабочим телом, что и другие узлы установки. Такое решение без принципиального изменения было использовано в гелиевых стендах, созданных в лаборатории.

Экспериментально исследованы и сравнены две схемы компенсации утечек из системы: 1) с помощью подачи части воздуха в линию обратного потока из "тормозного кольца", которое в этом варианте выполнялось полужамкнутым, 2) с помощью подачи сухого, очищенного воздуха в установку из специального баллона. Показано преимущество второй схемы, которая и была окончательно применена. Для уменьшения утечки воздуха сальники компрессора выполнены гидравлического типа, турбодетандер и тормоз-нагнетатель размещены в специальном герметичном кожухе. Утечка воздуха из системы составляла от 0,12 до 0,4% количества циркулирующего воздуха (в основном герметизация нарушалась в местах пайки труб).

По результатам эксперимента были определены коэффициенты потерь: $n = 0,014 \pm 0,02$, $m = 0,02 \pm 0,028$, $\theta = 1,23 \pm 1,99$. Потребляемая мощность на валу компрессора составляла примерно 70 квт, изотермный к.п.д. $0,4 \pm 0,42$. Изэнтропийный к.п.д. турбодетандера изменялся от 0,52 до 0,64 в зависимости от режима и длительности работы с начала изготовления машины.

Из сравнения опытных и расчетных данных, полученных с помощью разработанной методики для оптимальной степени сжатия, определено, что при $T_k \geq 117^\circ K$ значения действительного и оптимального холодильных коэффициентов близки $\varepsilon_{\text{д}} / \varepsilon_{\text{опт}} \geq 0,905$, хотя степень сжатия меньше оптимальной в 1,8-1,9 раза. При $T_k = 100^\circ K$ отличие в значениях экспериментального и расчетного оптимального холодильных коэффициентов возрастает: $\varepsilon_{\text{д}} / \varepsilon_{\text{опт}} \approx 0,745$.

По опытным данным и полученным в работе зависимостям определены коэффициенты эксергетических потерь: коэффициент потерь детандера ϵ_d изменяется в интервале $0,23 \pm 0,217$, сумма $(\epsilon_d + \epsilon_c)$, соответствующая потерям в компрессоре и детандере, примерно равна $0,79 \pm 0,815$ и сумма коэффициентов потерь теплообменника и камеры $(\epsilon_{\text{кам}} + \epsilon_T) \approx 0,130 \pm 0,13$. Коэффициенты эксергетических потерь были также определены по термодинамической диаграмме воздуха при опытных значениях температур и давлений. Относительное отличие в значениях коэффициента ϵ_d , определенного двумя способами, составляет менее $\pm 4\%$, значения ϵ_c других узлов отклоняются еще меньше. Небольшая неточность возможна при расчете и с помощью термодинамических диаграмм, кроме того в последнем случае теряется общность исследования и сравнения циклов. При анализе результатов теоретического и экспериментального исследований опытной воздушной холодильной установки найдены резервы повышения ее эффективности без увеличения степени сжатия.

Результаты исследования использованы при создании в лаборатории глубокого холода МВТУ им. Баумана гелиевых низкотемпературных опытных установок с турбодетандерами, проект такой опытной установки с турбодетандером был выполнен под руководством автора.

В созданной при непосредственном участии автора экспериментальной гелиевой установке - стенде для получения температур охлаждения ниже 70°K использован эффективный цикл с двумя последовательно включенными турбодетандерами с газовой смазкой опор. В результате изменения схемы установки, снижения уровня температуры охлаждения и использования гелия в качестве рабочего тела возникли новые существенные трудности даже на стадии поисковых экспериментальных работ. Из них в первую очередь можно отметить следующие: длительное время захлаживания вследствие работы турбодетандеров в нерасчетных режимах при пуске установки и значительные потери холода от перетечки гелия в турбодетандерах.

В опытах, проводимых на лабораторной гелиевой установке, степень сжатия изменялась от 3 до 8 при среднем расходе гелия 90 кг/ч , давление обратного потока примерно $1,5 \cdot 10^5 \text{ н/м}^2$. При испытании определялся суммарный приток тепла через изоляцию, по элементам конструкции и вследствие перетечки гелия в турбодетандерах (потери холода); прямыми измерениями определить величину каждой из перечисленных выше потерь не удалось. Для одного из режимов работы с наиболее низкой температурой порядка $50 \pm 45^\circ\text{K}$

эти суммарные потери холода составили около 83 кдж/кг. На основании выполненных расчетов можно считать, что около половины из них составляли потери холода при расширении газа в турбодетандерах и для создания эффективных рефрижераторных криогенных установок необходимы конструкции машин с практически полной герметичностью. Даже при наиболее удовлетворительном режиме работы, если перетечка гелия в нижнем детандере составляет величину около 0,049 от расхода гелия в установке, то вся полученная холодопроизводительность расходуется на компенсацию потерь холода только с перетечкой газа.

Влияние включения верхнего турбодетандера на характеристики цикла экспериментально определено по времени захлаживания установки и уровню достигнутой температуры. Сделан вывод о целесообразности включения "верхнего" турбодетандера при получении холода на уровнях температур ниже 60°K .

При анализе экспериментальных данных с помощью разработанной методики определены резервы повышения эффективности установок такого типа и даны рекомендации по их улучшению.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе проведены теоретическое и экспериментальное исследования газовых циклов и схем рефрижераторных криогенных установок с детандерами. Основные результаты работы следующие:

1. Выполнен анализ циклов криогенных установок с детандерами. Рассмотрены пути повышения их эффективности. Выявлено влияние различных параметров на характеристики циклов. Предложена классификация рефрижераторных криогенных циклов и установок.

2. При сравнении крупных рефрижераторных криогенных машин и установок различных типов определены температурные границы рационального использования рефрижераторных установок с детандерами. Показано, что максимальная эффективность их соответствует интервалу температур $40 \pm 100^{\circ}\text{K}$. При температурах $40 \pm 12^{\circ}\text{K}$ и $40 \pm 4^{\circ}\text{K}$ (при включении дроссельной ступени) они эффективнее других типов машин. В определенных случаях при использовании компрессоров и детандеров с высокими к.п.д. верхняя рациональная температурная граница применения установок с детандерами может быть увеличена до 180°K .

3. Рассмотрена задача о приращении энтропии и определении эксергетических потерь в узлах рефрижераторных криогенных установок. Предложены зависимости для определения потерь холода и ра-

боты, характеризующиеся полнотой учета потерь, и выявлены элементы системы с наибольшими потерями. Определено, что основная доля потерь при оптимальных параметрах имеет место в машинах установки, главным образом в компрессоре и "нижнем" детандере, однако, при использовании машин с высокими к.п.д. доля потерь в теплообменниках существенна и составляет более 25%.

4. Исследованы условия уменьшения потерь при рекуперативном теплообмене. получены зависимости для определения разности температур на теплом конце аппарата, соответствующей минимуму коэффициента эксергетической потери теплообменника. Определено, что максимуму коэффициента термодинамического совершенства цикла соответствует меньшее оптимальное значение разности температур, чем минимуму коэффициента эксергетической потери теплообменника. Рекомендована методика приближенного определения разности температур на теплом конце пластинчатого теплообменника, соответствующей минимуму затраты работы на перемещение рабочего тела и передачу тепла в аппарате, включенном в одно- и двух-каскадные циклы. Показано, что эта разность температур близка к оптимальной и уменьшается при понижении удельного массового расхода рабочего тела в теплообменнике и коэффициента полезного действия источника холода.

5. Выполнен анализ влияния перетечки газа в турбодетандерах на оптимальные параметры цикла и характеристики установки. Предложены зависимости для учета влияния перетечки холодного газа и определена необходимость почти абсолютной герметичности турбодетандеров при температурах ниже 40°K .

6. Разработаны методики расчета и исследования различных газовых циклов с идеальным рабочим телом, обеспечивающие получение энергетически оптимальных значений параметров проектируемых установок. Предложены обобщенные оптимизирующие уравнения и зависимости для определения основных характеристик циклов и установок: степеней сжатия, удельных полезной и общей холодопроизводительностей, расходов рабочих тел, мощности, объемов теплообменников и оптимальных температурных напоров в них с учетом функциональной связи с гидравлическими потерями.

7. Предложена упрощенная методика исследования и расчета циклов установок, отличающихся числом каскадов, рабочих тел и способов получения холода (с помощью детандеров, ГХМ, установок с жидким и газообразным хладагентами). Дана оценка эффективности включения нескольких каскадов охлаждения и типов источников холода в

зависимости от уровня температуры. Показана целесообразность использования работы расширения в цикле, если величина коэффициента затраты работы $\psi \leq 20$ и всё рабочее тело расширяется в детандере. Определено, что использование работы расширения практически не изменяет оптимальную степень сжатия, отличие от оптимальной величины составляет менее 2%.

8. Для установок, предназначенных генерировать холод на уровнях температур $15 + 60^{\circ}\text{K}$, определены оптимальные способы построения их схем, наиболее эффективны циклы установок с детандерами или с ГХМ и детандерами. Используемые на практике установки с азотным охлаждением и детандером по эффективности уступают первым, если к.п.д. детандеров более 0,55 и отсутствуют потери холода с перетечкой рабочего тела.

9. С целью уменьшения габаритов теплообменных аппаратов и степени сжатия проведено исследование циклов при значениях параметров несколько отличных от оптимальных. Получены зависимости для определения диапазона изменений параметров при небольшом уменьшении холодильного коэффициента относительно оптимального значения и показана возможность значительного в $1,4 + 1,8$ раза понижения степени сжатия и в $1,5 + 2$ раза увеличения недорекуперации относительно оптимальных значений.

10. Рассмотрены особенности реальных рабочих тел применительно к низкотемпературным рефрижераторным установкам с детандерами. Получены зависимости для определения оптимальной степени сжатия в некоторых циклах с реальным рабочим телом. Доказана возможность применения разработанной методики исследования и расчета для многокаскадных циклов с нижней дроссельной ступенью при анализе отдельных процессов и каскадов с детандерами.

II. Теоретическое исследование проводилось одновременно с разработкой лабораторных образцов установок. Создана опытная воздушная холодильная установка с турбодетандером и ротационным компрессором для получения холода при температурах $100 + 123^{\circ}\text{K}$, отличающаяся от ранее выполненных установок использованием замкнутого цикла низкого давления с осушенным и очищенным от двуокиси углерода воздухом в качестве рабочего тела. Проведено экспериментальное исследование и определены характеристики узлов установки, ее эффективность, утечки рабочего тела, время пускового периода и другие величины. При анализе экспериментальных результатов установлена правильность выбранного цикла и его параметров, определены резервы повышения эффективности установки, подтверждена правильность теоретических представлений при учете потерь

в цикле установки. Результаты испытания использованы при создании гелиевых установок.

Создан экспериментальный низкотемпературный стенд с каскадом турбодетандеров и проведены поисковые экспериментальные исследования гелиевого холодильного цикла, которые подтвердили теоретические выводы о целесообразности включения двух турбодетандеров и необходимости максимального уменьшения потерь холода с перетечкой гелия в них. Намечены пути дальнейшего совершенствования низкотемпературных установок с турбодетандерами.

Основные положения диссертации изложены в работах:

1. Марфенина И.В. Компенсация потерь холода в газовом регенеративном цикле с турбодетандерами. Труды МВТУ, вып. 124, 1967, стр.38-56.
2. Марфенина И.В. К расчету регенеративного холодильного цикла с двумя детандерами. Труды МВТУ, вып.132,1969, стр.11-31.
3. Марфенина И.В., Микулин Е.И. К анализу регенеративного газового холодильного цикла. "Химическое машиностроение", № 2, 1962, стр.7-13.
4. Микулин Е.И., Марфенина И.В. Термодинамические диаграммы неона и некоторые его свойства. "Инженерно-физический журнал", № 12, 1963, стр.111-117.
5. Архаров А.М., Буткевич К.С., Головинцов А.Г., Кулаков В.М., Марфенина И.В., Микулин Е.И., Столпер М.Б. "Техника низких температур", Энергоиздат, 1964, 44 п.л.
6. Марфенина И.В., Кулик Н.А. О кривой инверсии неона (по литературным данным и расчетам). Труды МВТУ, вып. 132, 1969, стр. 323-336.
7. Алентьева О.А., Ардашев В.И., Архаров А.М., Бабичев М.С., Воронин Г.И., Мамиконянц Л.А., Марфенина И.В. и др. Установка для исследования газовых регенеративных циклов. "Машины, приборы, стенды", МВТУ, 1970г.
8. Тезисы докладов по теме диссертации опубликованы в сборниках: конференций по итогам работы Проблемной лаборатории Глубокого холода, изд. МВТУ;
Юбилейной научной конференции факультета "Энергомашиностроение", 1967, изд.МВТУ;
Всесоюзной конференции "Новые холодильные машины и области их применения", 1967, изд. "Маяк", Одесса.