

М 46 9305

Московское
ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н.Э. Баумана

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

На правах рукописи

ПАНКОВА Елена Олеговна

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ
ДЕТАНДЕРА С ГАЗОВЫМ ПОРШНЕМ

(05.04.03. - Машины и аппараты холодильной и криогенной
техники и систем кондиционирования)

Автореферат диссертации на соискание
ученой степени кандидата технических наук

МОСКВА - 1988

Работа выполнена в Московском высшем техническом
училище им. Н.Э. Баумана.

Научный руководитель
доктор технических наук, профессор Суслов А.Д.

Официальные оппоненты
доктор технических наук
кандидат технических наук

Иванов Б.А.
Стрельцов А.Н.

Ведущее предприятие - научно-производственное
объединение "Гелиевой техники" (НПО "Гелиймат")

Защита диссертации состоится 21.03.1988
в 14 час. на заседании специализированного совета
К.053.15.07 в Московском высшем техническом училище
им. Н.Э. Баумана по адресу : г. Москва, 107005, 2-я
Бауманская ул., д. 5

С
Московс

Баумана

Ал

Ученый
совет
доцент

Козлов

М 469305

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Научно-технический прогресс открывает новые широкие перспективы для развития микрокриогенной техники, связанные с использованием систем искусственного охлаждения для нужд электроники, биологии, медицины, энергетики и других областей.

XXVII съезд КПСС поставил задачу повышения эффективности производства за счет широкого внедрения в народное хозяйство страны современных научных разработок.

Во многих отраслях народного хозяйства, наряду с другими криогенными машинами, все более широкое применение находят криогенные газовые машины (КГМ) для криостатирования устройств и охлаждения газов. Предъявляемые к ним требования, особенно по повышению термодинамической эффективности и надежности, снижению массогабаритных характеристик и уровня вибраций, передаваемых на криостатируемое устройство, приводят к исследованию и разработке машин, реализующих различные термодинамические циклы.

В связи с этим, разработка КГМ, в которых роль поршня или вытеснителя выполняет столб газа, приобретает важное значение в силу таких преимуществ, как простота и надежность в работе, отсутствие движущихся элементов в низкотемпературной зоне, что позволяет существенно снизить уровень вибраций, передаваемых на криостатируемое устройство. Именно этими преимуществами определена актуальность разработки новой КГМ с газовым поршнем, исследованию которой посвящена настоящая работа, выполненная в соответствии с координационным планом АН СССР.

Задача исследования. Основной задачей представленной работы является повышение термодинамической эффективности КГМ с газовым поршнем.

Научная новизна. Предложен и реализован более эффективный термодинамический цикл детандера с газовым поршнем. Разработана математическая модель детандера, работающего по этому



циклу. Конструктивная схема детандера защищена авторским свидетельством № 966447 от 20.02.81. Разработано новое схемное решение использования детандера с газовым поршнем к качеству промежуточной ступени охлаждения в криогенно-компрессорной установке, защищенное авторским свидетельством № 1160205 от 19.01.84 г.

Практическая ценность. Показано, что использование предлагаемого рабочего процесса позволяет повысить термодинамическую эффективность в 1,3 – 1,7 раза. Разработаны методика и программа расчета действительного цикла детандера на ЭВМ ЕС – 1022. Проведено экспериментальное исследование детандера и выявлено влияние отдельных параметров на термодинамическую эффективность последнего. Результаты исследования использованы при выполнении научно-исследовательской темы кафедры Э-4 МВТУ им. Н.Э.Баумана. Лабораторный образец детандера используется в учебном процессе.

Публикации по теме диссертации. По теме диссертации опубликовано 3 статьи, получено 2 авторских свидетельства.

Основные результаты работы докладывались на IV Всесоюзной научно-технической конференции по криогенной технике (Москва, 1987), на научно-техническом семинаре кафедры "Криогенная техника и кондиционирование" МВТУ им. Н.Э.Баумана. Содержание работы отражено также в научно-исследовательском отчете.

Объем диссертации. Диссертация содержит 109 машинописных страниц основного текста и 38 рисунков на 40 страницах, 2 таблицы, список использованных информационных источников (80 наименований).

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении показана актуальность повышения термодинамической эффективности КГМ с газовым поршнем, отражены характерные особенности последних.

В первом разделе дан анализ литературных источников и методов расчета КГМ. Период бурного развития криогенной т х-

ники в начале 50 - х годов связан с появлением КГМ Стирлинга. Эти машины получили наибольшее распространение, т.к. они имеют наивысший КПД. Конкурентноспособными с машинами Стирлинга являются теплоиспользующие КГМ, распространение и использование которых постоянно растет в современных условиях дефицита электрической энергии. Одним из основных недостатком этих машин является их конструктивная сложность.

Дальнейшие разработки КГМ были направлены на упрощение конструкции и повышение надежности, и первым шагом в создании таких машин был детандер со встроенным регенератором, предложенный В. Гиффордом в 1957 г. Однако, в связи с конструктивной сложностью тормозного механизма, громоздкостью и высоким уровнем вибраций детандер со встроенным регенератором не получил широкого промышленного распространения.

В машине Р. Лонгсуорта удалось исключить сложное тормозное устройство, однако уровень вибраций, создаваемый свободным поршнем, оставался по-прежнему высоким.

Следующим шагом в создании надежных КГМ явилась экспансионная машина, предложенная Х. Мак-Магоном и В. Гиффордом в 1959 г. Теоретически для ее работы не требуется подвод механической энергии. Однако, наличие в реальной конструкции уплотнений движущихся элементов, а также гидравлических сопротивлений теплообменных аппаратов обуславливают необходимость механизма движения для привода вытеснителя и клапанов машины. Основным недостатком экспансионной машины явилась низкая эффективность неравновесных процессов впуска и выпуска.

Дальнейшее упрощение конструкции было достигнуто в машине, предложенной в Омском политехническом институте, в которой в качестве вытеснителя использовалась упругая перегородка вместе с примыкающей к ней порцией газа постоянной массы, названной газовым вытеснителем.

В МВТУ им. Н.Э.Баумана в 1975 г. Д.Г.Гостевым, В.Б.Полтараусом, А.Д. Сусловым был разработан и исследован микроохладитель с газовыми поршнями и вытеснителями, реализующий различные криогенные циклы, защищенные авторскими свидетельствами. Д.Г. Гостевым было проведено экспериментальное исследование цикла микроохладителя с газовым вытеснителем на воз-

духе и гелии, подтвердившие работоспособность последнего. Минимальная температура термостатирования, достигнутая при работе на воздухе, составила 119 К, при работе на гелии - 93 К. Созданный на базе экспансионной машины микроохладитель работал с низким числом циклов, не превышающим 2,3 с. Авторами рассматривались также циклы микроохладителей с газовым поршнем и газовым вытеснителем, приближенный к циклу экспансионной машины.

Аналогичную конструкцию машины без движущихся элементов в холодной зоне разработали и исследовали М.П. Шкребенюк, А.А. Тарасов и Е.И. Микулин. Авторы назвали эту конструкцию криогенной пульсационной машиной. Заменяв клапаны на золотники, они смогли увеличить число циклов до (10 - 60) Гц.

Преимуществами описанных КГМ, в которых отсутствуют механические поршни или вытеснители, являются исключительная простота и надежность в работе. Их основной недостаток - низкая термодинамическая эффективность.

Сложность математического описания процессов, происходящих в КГМ, затрудняет разработку методов расчета. Первой попыткой создания теории машин со встроенными теплообменными аппаратами явилась работа Г. Шмидта, в которой исследовалась идеальная модель без учета объемов аппаратов КГМ. В работах Д. Келлера и К. Джонкерса идеальная модель Шмидта получила дальнейшее развитие, поскольку авторами учитывались конечные объемы аппаратов. Основное преимущество этих идеальных моделей - простота аналитических зависимостей.

Т. Финкельштейн явился основоположником нового направления исследований - метода математического моделирования, особенностью которого является детальное математическое описание действительного цикла КГМ. Метод не получил широкого распространения: использование упрощающих зависимостей по трению и теплообмену в аппаратах не обеспечивало требуемой точности расчета, а детальное математическое описание многочисленных элементарных участков, на которые разбивалась машина, приводило к резкому увеличению объема вычислительных работ.

А.М. Архаровым был разработан метод анализа реальных процессов в КГМ, основанный на сравнении идеализированного и

действительного циклов с помощью условных показателей поли-троп. Основное преимущество данного метода - простота расче-та. Однако использование данной методики для расчета машин, не имеющих действующих аналогов, представляется малоэффе-ктивным.

Анализ существующих методов исследования и расчета КГМ со встроенными теплообменными аппаратами показал, что наибо-лее целесообразным для исследования новых машин и новыхabo-чих процессов, является метод дискретного определения потерь, разработанный А.Д. Сусловым. Согласно методу полезная холо-допроизводительность машины определяется как разность между расчетной располагаемой холодопроизводительностью и суммой тепловых потерь. Данный метод анализа позволяет произвести оценку влияния отдельных видов потерь, облегчает поиск опти-мальных конструктивных соотношений и параметров цикла.

На основании проведенного анализа были поставлены следу-ющие задачи исследования :

- разработка и исследование нового цикла детандера с газовым поршнем ;
- разработка математической модели и ее исследование, направ-ленное на поиск рациональных параметров машины, работающей по предлагаемому циклу ;
- экспериментальные исследования, подтверждающие возможность реализации цикла и адекватность математической модели.

Во втором разделе - анализ рабочего процесса детандера с газовым поршнем - рассматривается рабочий процесс детанде-ра, разработана математическая модель.

Предлагаемый цикл реализуется в детандере, принципиаль-ная схема которого приведена на рис. 1. Детандер включает клапаны впуска 1, выпуска 2, регенератор 3, теплообменник наг-рузки 4, рабочий цилиндр 5, клапан перепуска 6, холодильник 7, успокоители потока 8. Согласно выдвинутой гипотезе, газовым поршнем названа такая порция газа переменного объема V_{η} , которая никогда не покидает пределы рабочего цилиндра, отде-ляя теплый объем V_{γ} последнего от холодного V_{χ} . Газо-вый поршень совершает в цилиндре возвратно-поступательное движение, т.е. выполняет функции обычного поршня.

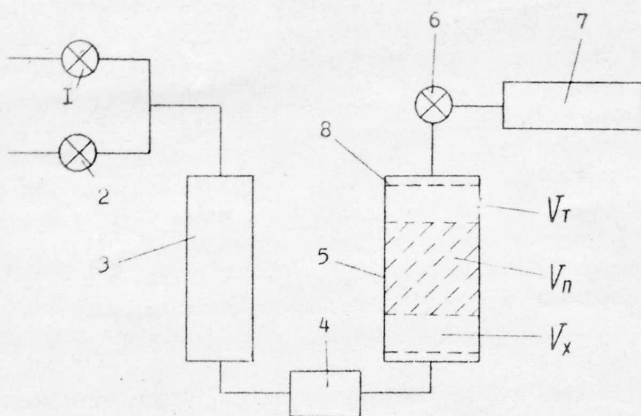


Рис. 1. Схема детандера с газовым поршнем

Индикаторные диаграммы для холодной и теплой полостей детандера приведены на рис. 2.

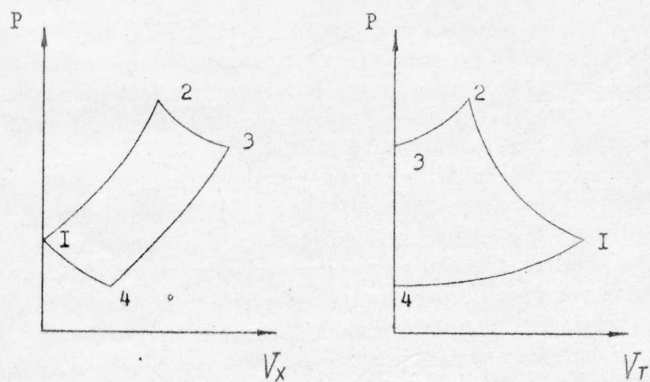


Рис. 2. Индикаторные диаграммы рабочих полостей детандера

Детандер работает следующим образом. В исходном состоянии все клапаны детандера закрыты, давление в цилиндре P_I , объемы газового поршня и теплой полости $V_T = V_{T1}$, $V_T = V_{T1}$, объем холодной полости $V_X = 0$.

В процессе впуска (1-2) открыт клапан 1. Давление в машине повышается от P_I до P_2 , что приводит к сжатию газа в объеме поршня и теплой полости. При этом холодная полость заполняется сжатым и охлажденным в регенераторе газом, и ее объем увеличивается до значения $V_X = V_{X2}$. Клапан впуска закрывается.

В процессе перепуска (2-3) открыт клапан 6. Газ из теплой полости перетекает в холодильник 7, при этом объем теплой полости уменьшается до нуля. Газ расширяется в объеме газового поршня и холодной полости, объем которой увеличивается до значения $V_X = V_{X3}$. Клапан перепуска закрывается.

В процессе выхлопа (3-4) открыт клапан 2. Объем теплой полости остается равным нулю. Объем холодной полости уменьшается до значения $V_X = V_{X4}$ за счет расширения газового поршня. Падение давления от P_3 до P_4 вызывает понижение температуры газа в холодной полости. Вытекающий газ проходит через теплообменник нагрузки, где отбирает тепло от криостатируемого устройства.

В процессе обратного сжатия (4-I) закрыты клапаны 1, 2, открыт клапан перепуска 6. Газ из холодильника натекает в теплую полость цилиндра V_T , перемещая газовый поршень вниз. При этом газовый поршень выталкивает газ из холодной полости V_X цилиндра, объем которой в конце процесса уменьшается до нуля. После закрытия клапана 6, система возвращается в исходное положение, и цикл повторяется.

В известной схеме детандера сжатый газ, используемый для перемещения газового поршня, дросселируется с высокого давления на низкое, что приводит к снижению термодинамической эффективности последнего. В предлагаемом цикле детандера вытекающий из холодильника газ используется для повышения давления в цикле от P_4 до P_I , что частично устраняет упомянутый недостаток.

При разработке математической модели цикла детандера приняты следующие допущения :

рабочее тело обладает свойствами идеального газа ,
теплообмен на границах газового поршня отсутствует,
перемешивание газа в теплой и холодной полостях цилиндра идеальное, а в объеме газового поршня перемешивание отсутствует ,

теплообмен газа со стенками цилиндра в холодной и теплой полостях отсутствует ,

процессы в холодильнике протекают при постоянной температуре.

Принятые допущения многократно сократили объем вычислительных работ.

Учет потерь давления в регенераторе производился в математической модели с помощью известных зависимостей, основанных на определении массовых расходов и давлений газа на его концах. Изменение объемов теплой и холодной полостей цилиндра получено после преобразования уравнения Мамонтова для тела переменной массы. Уравнение для изменения давления в цилиндре получено с помощью тождества : $V_T + V_n + V_x = V_c$, где V_c - объем цилиндра. В каждом процессе рассматривался материальный баланс системы мертвых объемов, включающей объемы подводящих коммуникаций, регенератора, теплообменника нагнетки и холодной полости цилиндра, а также материальный баланс для системы теплая полость цилиндра - холодильник.

Таким образом, математическая модель рабочего цикла детандера представляет собой систему семи дифференциальных уравнений, в общем случае нелинейных, и двух алгебраических для каждого процесса цикла. В безразмерных параметрах система имеет вид :

процесс впуска

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\bar{M}_x}{d\tau} &= D_1 \alpha_1 S B - D_2 (\bar{P}_c - \bar{P}_K) \bar{P}_K \\ \frac{d\bar{M}_T}{d\tau} &= 0 \end{aligned} \right\}$$

$$\frac{d\bar{p}_u}{d\bar{t}} = \mathcal{D}_3 \frac{d\bar{M}_x}{d\bar{t}}$$

$$\frac{d\bar{V}_x}{d\bar{t}} = \frac{1}{\bar{p}_u} \left(\mathcal{D}_4 \frac{d\bar{M}_x}{d\bar{t}} - \mathcal{D}_5 \bar{V}_x \frac{d\bar{p}_u}{d\bar{t}} \right)$$

$$\frac{d\bar{V}_T}{d\bar{t}} = -\mathcal{D}_5 \frac{\bar{V}_T}{\bar{p}_u} \frac{d\bar{p}_u}{d\bar{t}}$$

$$\frac{d\bar{p}_K}{d\bar{t}} = \mathcal{D}_6 (\bar{p}_u - \bar{p}_K) \bar{p}_K + \mathcal{D}_7 \frac{d\bar{M}_x}{d\bar{t}}$$

$$\frac{d\bar{p}_{хол}}{d\bar{t}} = 0$$

$$\bar{V}_x = \frac{\bar{p}_u \bar{V}_x}{\bar{M}_x} ; \quad \bar{T}_T = \frac{\bar{p}_u \bar{V}_T}{\bar{M}_T}$$

(I)

Здесь и далее $\bar{V}_x = \frac{V_x}{V_u}$, $\bar{V}_T = \frac{V_T}{V_u}$, $\bar{M}_x = \frac{M_x}{M_u}$, $\bar{M}_T = \frac{M_T}{M_u}$,

$$\bar{p}_u = \frac{p_u}{p_0}, \quad \bar{p}_K = \frac{p_K}{p_0}, \quad \bar{p}_{хол} = \frac{p_{хол}}{p_0}, \quad \bar{T}_x = \frac{T_x}{T_0}, \quad \bar{T}_T = \frac{T_T}{T_0},$$

$$M_u = \frac{p_0 V_u}{R T_0}, \quad \bar{t} = \frac{t}{T_0}, \quad \alpha_1 = f(Re),$$

M_x , M_T — массы газа в холодной и теплой полостях соответственно, T_x , T_T — температуры газа в холодной и теплой полостях соответственно, p_K , $p_{ц}$, $p_{хол}$ — давления газа в подводящих коммуникациях, цилиндре и холодильнике соответственно, T_0 — температура холодильника, $p_2 = p_B$ — максимальное давление в пикле, t_0 — время рабочего цикла, S — площадь проходного сечения клапана, α_1 — коэффициент расхода впускного клапана,

процесс перепуска :

$$\frac{d\bar{M}_x}{d\bar{t}} = \mathcal{D}_8 (\bar{p}_K - \bar{p}_u) \bar{p}_K + \mathcal{D}_9 \alpha_2 S B \sqrt{\bar{T}_T}$$

$$\begin{aligned}
 \frac{d\bar{M}_T}{d\bar{\tau}} &= D_{10} d_2 S B \frac{1}{\sqrt{\bar{T}_T}} \\
 \frac{d\bar{P}_4}{d\bar{\tau}} &= D_3 \frac{d\bar{M}_x}{d\bar{\tau}} + \frac{\bar{T}_T}{D_5} \frac{d\bar{M}_T}{d\bar{\tau}} \\
 \frac{d\bar{V}_x}{d\bar{\tau}} &= \frac{1}{\bar{P}_4} \left(D_4 \frac{d\bar{M}_x}{d\bar{\tau}} - D_5 \bar{V}_x \frac{d\bar{P}_4}{d\bar{\tau}} \right) \\
 \frac{d\bar{V}_T}{d\bar{\tau}} &= \frac{1}{\bar{P}_4} \left(\bar{T}_T \frac{d\bar{M}_T}{d\bar{\tau}} - D_5 \bar{V}_T \frac{d\bar{P}_4}{d\bar{\tau}} \right) \\
 \frac{d\bar{P}_x}{d\bar{\tau}} &= D_H (\bar{P}_4 - \bar{P}_x) \bar{P}_x + D_{12} \frac{d\bar{M}_x}{d\bar{\tau}} + D_{13} \frac{d\bar{P}_4}{d\bar{\tau}} \\
 \frac{d\bar{P}_{хол}}{d\bar{\tau}} &= - \frac{1}{B_0} \frac{d\bar{M}_T}{d\bar{\tau}} \\
 \bar{T}_x &= \frac{\bar{P}_4 \bar{V}_x}{\bar{M}_x}, \quad \bar{T}_T = \bar{T}_{T2} \left(\frac{\bar{P}_4}{\bar{P}_{42}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}
 \end{aligned} \quad (2)$$

где $B_0 = \frac{V_{хол}}{V_4}$ - относительный объем холодильника, d_2 - коэффициент расхода перепускного клапана при вытекании газа из цилиндра,

процесс выхлопа :

$$\begin{aligned}
 \frac{d\bar{M}_x}{d\bar{\tau}} &= \frac{D_{14} (\bar{P}_x - \bar{P}_4) \bar{P}_4}{D_{15} + D_{16} \bar{T}_x} \\
 \frac{d\bar{M}_T}{d\bar{\tau}} &= 0 \\
 \frac{d\bar{P}_4}{d\bar{\tau}} &= \frac{\bar{T}_x}{D_5} \frac{d\bar{M}_x}{d\bar{\tau}} \\
 \frac{d\bar{V}_x}{d\bar{\tau}} &= \frac{1}{\bar{P}_4} \left(\bar{T}_x \frac{d\bar{M}_x}{d\bar{\tau}} - D_5 \bar{V}_x \frac{d\bar{P}_4}{d\bar{\tau}} \right)
 \end{aligned} \quad (3)$$

$$\frac{d\bar{V}_T}{d\bar{e}} = 0$$

$$\frac{d\bar{P}_K}{d\bar{e}} = \mathcal{D}_{17} \alpha_3 S \bar{P}_K B - \mathcal{D}_{18} \frac{d\bar{P}_4}{d\bar{e}} - \mathcal{D}_{19} \frac{d\bar{M}_X}{d\bar{e}}$$

$$\frac{d\bar{P}_{X01}}{d\bar{e}} = 0$$

$$\bar{T}_X = \bar{T}_{13} \left(\frac{\bar{P}_4}{\bar{P}_{43}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

где α_3 - коэффициент расхода выпускного клапана ,
процесс обратного сжатия :

$$\frac{d\bar{M}_X}{d\bar{e}} = \frac{\mathcal{D}_{20} (\bar{P}_4 - \bar{P}_K) \bar{P}_4 + \mathcal{D}_{21} \alpha_4 S \bar{P}_{X01} B}{\mathcal{D}_{22} + \mathcal{D}_{23} \bar{T}_X}$$

$$\frac{d\bar{M}_T}{d\bar{e}} = \mathcal{D}_1 \alpha_4 S \bar{P}_{X01} B$$

$$\frac{d\bar{P}_4}{d\bar{e}} = \frac{1}{\mathcal{D}_5} \left(\frac{d\bar{M}_T}{d\bar{e}} + \bar{T}_X \frac{d\bar{M}_X}{d\bar{e}} \right)$$

$$\frac{d\bar{V}_X}{d\bar{e}} = \frac{1}{\bar{P}_4} \left(\bar{T}_X \frac{d\bar{M}_X}{d\bar{e}} - \mathcal{D}_5 \bar{V}_X \frac{d\bar{P}_4}{d\bar{e}} \right)$$

$$\frac{d\bar{V}_T}{d\bar{e}} = \frac{1}{\bar{P}_4} \left(\frac{d\bar{M}_T}{d\bar{e}} - \mathcal{D}_5 \bar{V}_T \frac{d\bar{P}_4}{d\bar{e}} \right)$$

$$\frac{d\bar{P}_K}{d\bar{e}} = \mathcal{D}_{24} \frac{d\bar{P}_4}{d\bar{e}} - \mathcal{D}_{25} \frac{d\bar{M}_X}{d\bar{e}}$$

$$\frac{d\bar{P}_{X01}}{d\bar{e}} = - \frac{1}{B_0} \frac{d\bar{M}_T}{d\bar{e}}$$

$$\bar{T}_X = \bar{T}_{14} \left(\frac{\bar{P}_4}{\bar{P}_{44}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} ; \quad \bar{T}_T = \frac{\bar{P}_4 \bar{V}_T}{\bar{M}_T}$$

(4)

где α_4 - коэффициент расхода перепускного клапана при на-
тении газа в цилиндр, B - множитель, характеризующий расход
газа через клапан в каждом процессе цикла при докритическом
и сверхкритическом перепадах давлений, $\mathcal{D}_1, \mathcal{D}_2 \dots \mathcal{D}_{25}$ - множи-
тели, учитывающие геометрические и термодинамические парамет-

ры детандера во всех процессах цикла.

Решение систем уравнений (I) - (4) производилось численными методами. С этой целью был разработан алгоритм и составлена программа расчета на ЭВМ ЕС-1022. Программа предусматривает расчет располагаемой холодопроизводительности цикла как $Q_{хр} = \oint P_c dV_x$. Действительная холодопроизводительность цикла согласно методу А.Д.Суслова определяется как $Q_n = Q_{хр} - \sum \Delta Q_i$, где $\sum \Delta Q_i$ - сумма тепловых потерь холодопроизводительности.

Основными потерями, подлежащими определению, являются потери от несовершенства теплообмена в регенераторе, потери, вызванные теплопереносом газового поршня и теплопритоки по элементам конструкции и через изоляцию. Наибольшую долю тепловых потерь составляют потери в регенераторе, которые определялись по упрощенной методике как сумма трех независимых составляющих: $\Delta Q_{н1}$ - потери от несовершенства теплообмена между газом и насадкой, $\Delta Q_{н2}$ - потери, вызванные осевыми потоками тепла по насадке и стенкам регенератора, $\Delta Q_{н3}$ - потери, связанные с теплообменом газа со стенками регенератора.

Потери, вызванные теплопереносом газового поршня, определялись по зависимости, предложенной А.К.Бреусовым, как

$$\Delta Q_{пт} = \frac{1}{2} \lambda_{ср} d_n S (\Delta T_1 + \Delta T_2)$$

где $\lambda_{ср}$ - коэффициент теплоотдачи при средних параметрах газа в объеме газового поршня, d_n - диаметр газового поршня, S - средний по длине ход поршня, ΔT_1 , ΔT_2 - среднеинтегральные температурные напоры на границах газового поршня и между газом и стенкой, вызванный адиабатным сжатием или расширением газового поршня.

Остальные тепловые потери определялись по общепринятым методикам. Критерием термодинамической эффективности действительного цикла была принята величина термодинамического КПД $\eta_T = \varepsilon / \varepsilon_{карно}$. С помощью математической модели было проведено исследование рабочего процесса детандера с газовым поршнем. В частности установлено, что КПД детандера монотонно растет при увеличении объема холодильника. Рационально принимать относительную величину объема холодильника $V_0 \geq 2,5$.

В третьем разделе - экспериментальное исследование детандера с газовым поршнем - приведено описание лабораторного макета детандера, экспериментального стенда и характеристик контрольно-измерительной аппаратуры. Изложена методика проведения экспериментов, проведена оценка погрешностей измерений. Рассмотрены рациональные области применения детандера.

Задачами экспериментального исследования являлись проверка работоспособности лабораторного макета, а также оценка влияния отдельных геометрических и режимных параметров на его эффективность. При испытании детандера на воздухе низкого давления полезная холодопроизводительность на уровне 150 К составила 6 Вт. Было установлено, что геометрические и режимные параметры оказывают существенное влияние на эффективность детандера, что свидетельствует о важности их оптимизации. Так, например при увеличении относительного объема холодильника с 0,44 до 2,65 минимальная температура термостатирования снижается со 151 К до 120 К, а термодинамический КПД возрастает от 0,43 % до 1,5 %. В лабораторном макете был использован существующий механизм газораспределения, в котором, из-за несовершенства конструкции и недостатков технологии изготовления перетечки сжатого газа в выпускной патрубок достигали до 45 % от расхода газа в детандере. Именно этим обстоятельством можно объяснить низкие значения КПД. Но несмотря на это зафиксированные на макете значения КПД были в 1,3-1,7 раза выше полученных Д.И. Гостевым на образце с такими же размерами и близкими режимными параметрами, но работающем по известному ранее циклу.

В литературе отсутствуют данные по определению коэффициента расхода в клапанах использованной конструкции. Учитывая то обстоятельство, что коэффициент расхода нужен для расчета давления за клапаном или перед клапаном, а определение этих давлений производится без каких-либо допущений, была создана упрощенная математическая модель. В ней использованы полученные в эксперименте значения давления в теплом патрубке. Применение этой модели позволило доказать справедливость допущений, принятых при разработке основной математической модели.

Показано хорошее качественное совпадение расчетных и экс-

периментальных графиков изменения холодопроизводительности от температуры охлаждения. Количественные расхождения не превышают 12 % от располагаемой холодопроизводительности. Следовательно созданная математическая модель достаточно полно отражает специфику рабочего процесса детандера. Ее можно использовать при расчете и поиске рациональных значений параметров.

В отличие от других объемных машин в рассматриваемом детандере любое изменение режимных параметров сопровождается изменением объема, описанного поршнем за один цикл. Поэтому зависимость КПД от режимных параметров является более резкой, а следовательно необходимо тщательнее определять области рациональных значений режимных параметров.

Анализ распределения основных потерь показал, что основную долю составляют потери в регенераторе (более 60 % от располагаемой холодопроизводительности). В связи с этим в детандере необходимо прежде всего оптимизировать регенератор. Оптимальным размерам регенератора с заданной теплоемкой массой насадки соответствует минимальная величина суммы тепловых потерь и потери холодопроизводительности, вызванной гидравлическими сопротивлениями регенератора. Показано, что для детандера с газовым поршнем потери, вызванные гидравлическим сопротивлением в отличие от других машин, зависят только от перепадов давлений на регенераторе в конечные моменты процессов цикла. Поэтому для данной конструкции детандера с клапаном на ветке, соединяющей цилиндр с холодильником, следует принимать более высокое отношение длины регенератора к его диаметру, что приводит к уменьшению тепловых потерь в регенераторе. Уменьшение температуры T_0 также приводит к уменьшению как потерь в регенераторе, так и потерь от теплопереноса газовым поршнем, составляющих в детандере более 20 % от располагаемой холодопроизводительности.

Результаты проведенного исследования показывают, что предлагаемый детандер может быть использован для криостатирования малогабаритных устройств, причем появляется возможность совмещения конструктивных элементов устройства и детандера. Это приводит к уменьшению габаритов машины, снижению уровня вибраций и повышению надежности.

Утилизация перепада давления, теряемого в дросселе охлажденно-рефрижераторных установок обуславливает использование детандера с газовым поршнем в последних для создания ступени отвода теплоты из холодной зоны в зону с промежуточным температурным уровнем. Такая замена позволяет повысить термодинамическую эффективность не только детандера, но и всей установки в целом.

Основные выводы

1. Применение цикла детандера с газовым поршнем с использованием газа, вытекающего из баллона - холодильника, для повышения давления в рабочем объеме позволяет повысить эффективность этих машин. Зафиксированный в эксперименте КПД был в 1,3 - 1,7 раза выше, чем у опытного образца с дросселем на перепускной ветке, работающего по известному циклу.
2. Особенностью рассматриваемого детандера является то, что в нем, в отличие от других поршневых машин, изменение режимных параметров сопровождается изменением объема, описанного газовым поршнем за один цикл. Поэтому зависимость КПД от режимных параметров является более резкой, что требует более тщательного определения рациональных значений режимных параметров и размерных соотношений. Во всех случаях рациональная величина относительного объема баллона - холодильника $V_0 \geq 2,5$.
3. Допущение об отсутствии перемешивания в газовом поршне и об идеальном перемешивании газа в холодной и теплой полостях цилиндра позволило многократно сократить объем вычислительных работ. Созданная математическая модель достаточно полно отражает специфику протекающих в рабочем объеме процессов; количественные расхождения не превышают 12 % от располагаемой холодопроизводительности; она может быть рекомендована для расчета и проектирования детандера с газовым поршнем.
4. Потери, вызванные гидравлическим сопротивлением теплообменных аппаратов, зависят от перепадов давлений в конце отдельных процессов цикла. В рассматриваемые моменты времени малы скорости течения газа в аппаратах. Поэтому у аппаратов детандера с газовым поршнем следует принимать значения отношения

длины к диаметру больше, чем у других КГМ.

5. Рациональной областью применения предлагаемой машины является криостатирование малогабаритных устройств и использование отвода теплоты из холодной зоны в зону с промежуточной температурой за счет утилизации перепада давлений, теряемого в дросселе. В работе получены рекомендации по проектированию и расчету детандера с газовым поршнем, работающего по новому циклу.

Содержание диссертации отражено в следующих работах :

1. Кузнецов В.Н., Панкова Е.О., Полтараус В.Б. Исследование рабочего процесса микроохладителя с газовым вытеснителем // Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции. - Л. : ЛТИХП, 1981. - С. 108-109.
2. Суслов А.Д. и др. Микроохладитель / А.Д. Суслов, Д.Г. Гостев, Е.О. Панкова и др. // Каталог МВТУ. - 1981. - №8. - С. 11.
3. А.с. 966447 СССР, МКН³ А. Охлаждающее устройство / Е.О. Панкова, В.Б. Полтараус, А.Д. Суслов и др. (СССР). - № 3275228/23-06. Оpubл. 15.10.82. Бюл. № 38 // Открытия. Изобретения. - 1982. - № 38. - С. 59.
4. Панкова Е.О., Полтараус В.Б. Теоретический анализ рабочего процесса КГМ с газовым поршнем // Труды МВТУ. - 1984. - №430. - С. 62-69.
5. А.с. 1160205 СССР, МКН³ А. Криогенно-компрессорная установка / Е.О. Панкова, В.Б. Полтараус, А.Д. Суслов и др. (СССР). № 3695447/23-06. Оpubл. 07.06.85. Бюл. № 21 // Открытия. Изобретения. - 1985. - № 21. - С. 58.

Панков

Зак. 122 . Тир. 100 экз. Объем I п.л.

Подписано к печ. 27.01.88

Д-46073

Типография МВТУ им. Н.Э. Баумана