М 335869

НА ДОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

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

На правах рукописи

СТРЕЛЬЦОВ АЛЕКСАНДР НИКОЛАЕВИЧ

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩЕЙ ГАЗОВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

/05.04.03 – гидравлические машины, машины и аппараты холодильной и криогенной техники/

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук

Москва – 1978г.

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

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор ВОРОНИН Г.И.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор СОКОЛОВ Е.Я.

кандидат технических наук, с.н.с. ЗЫКОВ В.М.

Ведущее предприятие – указано в решении Ученого Совета

Защита диссертации состоится "19" февраля 1979 г. в 14 час. 30 мин. на заседании специализированного Совета К.053.15.07 "Криогенные, холодильные, гидравлические, вакуумные и компрессорные машины и аппараты" МВТУ им. Н.Э.Баумана по адресу: 107005, Москва, Лефортовская наб., д.1, корпус факультета "Энергомашиностроение".

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ им. Н.Э.Баумана.

Автореферат разослан "17" января 1979 г.

ечатью,

просьба

Бауманская

дом 5

ЛОВ В.Н.

М 335869

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана
1335869
Стрельцов А.Н. Исследовани

Актуальность темы. Характерной особенностью научно-технического прогресса в последние 10-15 лет является интенсивное развитие криогенной техники. Создание радиоэлектронных и оптикоэлектронных устройств, функционирующих при охлаждении до криогенных температур, привело к появлению нового направления-микрокриогенной техники. Ее развитие открыло новые возможности в реализации актуальных задач электроники, физики, вычислительной техники, биологии, медицины.

Весьма перспективными охладителями, используемыми в микрокриогенной технике, являются газовые холодильные машины (ГХМ) со встроенными в рабочий объем теплообменными аппаратами. Особое место в классе ГХМ занимает теплоиспользующая газовая холодильная машина (ТГХМ), работоспособность которой обеспечивается теоретически потреблением одного лишь вида энергии - энергии тепла высокого потенциала. Практически требуется небольшое количество механической энергии для преодоления сил трения в механизме перемещения вытеснителей и гидравлических сопротивлений теплообменных аппаратов. Плавное изменение давления рабочего газа в течение цикла обуславливает малый уровень вибраций, а сранительно небольшая частота вращения вала ТГХМ предполагает продолжительный ресурс непрерывной работы рефрижератора подобного типа. Кроме того, достоинством ТГХМ является "всеядность" по отношению к источнику тепла высокого потенциала, что приобретает особое значение при использовании ТГХМ в условиях с ограниченными ресурсами электрической энергии.

Цель работы. Поиск путей повышения эффективности теплоиспользующих рефрижераторов, направленный на обоснование возможности создания ТГХМ на уровень криостатирования вплоть до 30К с использованием оппозитной схемы расположения цилиндров, как наиболее рациональной для компоновки рефрижератора с охлаждаемым устройством и источником тепла высокого потенциала.

Научная новизна. Проведено теоретическое исследование процессов в рабочих полостях двухступенчатой ТГХМ. Установлены функциональные связи основных параметров цикла. Выявлено распределение потерь в холодной зоне в зависимости от основных параметров цикла. Впервые расчетным путем установлена степень влияния теплообмена между рабочим газом и стенками цилиндров на основные характеристики рефрижератора. Разработан и изготовлен экспериментальный образец двухступенчатой ТГХМ. Впер-

№ 335269

вые в отечественной практике применена оппозитная схема расположения цилиндров. Проведен комплекс экспериментальных исследований.

Результаты работы. Теоретическое исследование двухступенчатой ТГХМ позволило установить области рациональных изменений основных конструктивных соотношений и параметров цикла. Разработан и реализован на ЭВМ алгоритм оптимизации регенераторов машины. Экспериментальное исследование подтвердило работоспособность выбранной конструктивной схемы и правомерность модели действительного цикла. На основании проведенного теоретического и экспериментального исследования разработана методика расчета двухступенчатых ТГХМ.

Практическая ценность. Теоретическое и экспериментальное исследование ТГХМ проводилось с участием автора в течение ряда лет при выполнении научно-исследовательских тем по разработке теплоиспользующих рефрижераторов на заданные параметры. Доказана практическая возможность создания теплоиспользующего рефрижератора для целей криостатирования на температурном уровне 30К. По результатам проведенного автором исследования и полученным рекомендациям разработан рабочий проект и изготавливается опытный образец двухступенчатой ТГХМ.

Апробация работы. Результаты работы докладывались на научно-технических семинарах кафедры "Криогенная техника и кондиционирование" МВТУ им. Н.Э.Баумана (1975, 1977), на Всесоюзном научно-техническом совещании "Перспективы развития и применения микрокриогенной техники" (Омск, 1977), на Всесоюзной научно-технической конференции "Совершенствование процессов, машин и аппаратов холодильной и криогенной техники и кондиционирования воздуха" (Ташкент, 1977).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 9 статей, 2 статьи находятся в печати.

Объем работы. Диссертационная работа изложена на 125 страницах машинописного текста, включает введение, пять глав, выводы, иллюстрирована 64 рисунками и 3 таблицами. Библиография содержит 105 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе рассмотрен принцип действия двухступен-

МВТУ им. Н.Э. Баумана ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ БИБЛИОТЕКА

чатой ТГХМ и дан краткий обзор развития теплоиспользующих рефрижераторов, проведен критический анализ методов исследования и расчета одно- и двухступенчатых газовых холодильных машин со встроенными теплообменными аппаратами.

Предложенный *R. Vuilleumer* принцип машинного получения холода при использовании тепла высокого потенциала, получил дальнейшее развитие в работах как зарубежных, так и отечественных исследователей. Из зарубежных исследователей можно отметить труды *Jendall, Chellis, Hogan, du Pre, Daniels*, в которых отражены некоторые теоретические и экспериментальные исследования теплоиспользующих рефрижераторов. Среди исследований ТГХМ отечественными специалистами следует отметить труды А.М.Архарова, В.М.Бродянского, М.Д.Боярского, А.Д.Суслова, В.В.Белова, В.И.Савченко. Практически все опубликованные работы по теплоиспользующим рефрижераторам посвящены одноступенчатым ТГХМ. Исследованию двухступенчатых ТГХМ посвящено малое количество работ, приводимые данные носят, в основном, информативный характер и не могут быть использованы в качестве рекомендаций при разработке рефрижератора на заданные параметры. В отечественной литературе имеется лишь одно сообщение о экспериментальном исследовании двухступенчатой ТГХМ. Отмечается, что удалось достичь температурного уровня 47,7К. В литературных данных отсутствует теоретическое исследование процессов в рабочих полостях двухступенчатых ТГХМ.

Анализ математических моделей цикла одноступенчатой ТГХМ показал, что большее приближение к действительности дает модель с неизотермическим характером процессов в рабочих полостях без теплообмена рабочего газа со стенками цилиндров. Из имеющихся в литературе результатов экспериментальных исследований следует, что теплообмен между рабочим телом и стенками цилиндров протекает при конечных и достаточно больших значениях коэффициентов теплоотдачи. Рекомендуются зависимости для определения коэффициентов теплоотдачи. Аналитической оценки погрешности, вносимой допущением об отсутствии теплообмена между рабочим телом и стенками цилиндров не было проведено.

Специфика двухступенчатых охладителей заключается в разделении объема рабочей полости холодной зоны на две составляющие и увеличении числа регенераторов и теплообменников. Уве-

личение числа рабочих полостей и теплообменных аппаратов приводит к существенному возрастанию объема вычислительных работ по определению действительных параметров цикла. При температуре криостатирования ниже 50К значительно сказывается изменение теплофизических свойств рабочего тела и материала насадки регенераторов на характеристики охладителя. Определенную сложность накладывает взаимное влияние условий работы полостей и теплообменных аппаратов первой и второй ступеней. При полезном использовании холода на температурном уровне второй ступени встает вопрос об определении температуры первой ступени, о влиянии параметров цикла на эту температуру. В литературе данный вопрос не нашел отражения.

Обзор литературных данных, посвященных исследованию действительного цикла показал, что среди предлагаемых методик расчета машин со встроенными теплообменными аппаратами наиболее рациональным является метод дифференцированного определения потерь действительного цикла, разработанный под руководством д.т.н., проф. А.Д.Суслова. В настоящей работе данный метод получил дальнейшее развитие применительно к двухступенчатой ТГХМ.

На основании проведенного анализа были поставлены следующие задачи исследования:

1. Разработка математической модели цикла. Исследование, направленное на поиск путей повышения термодинамической эффективности цикла.
2. Исследование влияния теплообмена между рабочим телом и стенками цилиндров рабочих полостей на характеристики цикла.
3. Исследование основных составляющих потерь действительного цикла.
4. Разработка и экспериментальное исследование опытных образцов двухступенчатых ТГХМ. Проверка достоверности результатов теоретического исследования действительного цикла.

Вторая глава содержит материал, посвященный термодинамическому анализу двухступенчатой ТГХМ.

Структурно двухступенчатую ТГХМ можно представить в виде замкнутого объема, разделенного вытеснителями на пять рабочих полостей, имеющих различные температуры. Все рабочие полости соединяются между собой регенераторами и теплообменными аппа-

ратами. В процессе перераспределения масс газа между рабочими полостями происходит периодическое изменение давления газа в объеме машины. Результатом расширения газа в холодной полости является эффект охлаждения.

Рабочий цикл двухступенчатой ТГХМ рассмотрен в ряде моделей, последовательно приближающихся к описанию реальных процессов в рабочих полостях.

В качестве эталона двухступенчатой ТГХМ рассмотрена идеальная модель. Процессы в рабочих полостях осуществляются без потерь, теплообмен между газом и стенками цилиндров идеальный, температуры рабочего тела в рабочих полостях неизменны во времени. В идеальной модели предполагается идеальная работа теплообменных аппаратов, отсутствие гидравлических сопротивлений, механического трения, потерь тепла, утечек и перетечек рабочего газа.

Для исследования идеального цикла получены аналитические зависимости тепловых нагрузок по зонам для гармонического перемещения вытеснителей:

$$Q_г = \frac{2MRT_x V_0 \pi C}{B^2 + C^2}\left[1 - \frac{a}{\sqrt{a^2 - B^2 - C^2}}\right]$$

$$Q_е = \frac{2MRT_x V_0 \pi a_g}{W(B^2 + C^2)}\left[1 - \frac{a}{\sqrt{a^2 - B^2 - C^2}}\right]\left[C\cdot\cos\theta - B\cdot\sin\theta\right]$$

$$Q_м = \frac{2MRT_x V_0 \pi (1 - a_g)}{W(B^2 + C^2)}\left[1 - \frac{a}{\sqrt{a^2 - B^2 - C^2}}\right]\left[C\cdot\cos\theta - B\sin\theta\right]$$

Количество тепла, отведенное из промежуточной зоны:

$$Q_п = -\frac{2MRT_x V_0 \pi}{B^2 + C^2}\left[\frac{a}{\sqrt{a^2 - B^2 - C^2}} - 1\right]\left[(1 - W_1)C + \frac{1 - W_2}{W}(C\cdot\cos\theta - B\sin\theta)\right],$$

где a, B, C - коэффициенты, учитывающие геометрические соотношения и температурные уровни модели,

$W = \frac{V_{г\,max}}{V_{е\,max} + V_{м\,max}}$ - отношение объемов,

a_g - безразмерный объем второй ступени,

θ - угол фазового сдвига в перемещении вытеснителей.

Энергетическая оценка теплоиспользующих машин проводится с помощью теплового коэффициента, представляющего отношение холодопроизводительности к потребляемому количеству тепла высокого потенциала. Для многоступенчатых охладителей оценку целесообразно проводить с помощью эксергетического к.п.д.:

$$\eta_э = \frac{Q_e \tau_e + Q_м \tau_м}{Q_г \cdot \eta_к}$$

Для идеального цикла $\eta_э = 1$. В случае вырождения одной из рабочих полостей (например при $a_g = 1$), отношение

$\frac{Q_e}{Q_г} = \varepsilon_к^e \cdot \eta_к$, т.е. представляет собой произведение холодильного коэффициента цикла Карно и к.п.д. прямого цикла Карно. Энергия, получаемая при совершении прямого цикла Карно расходуется на совершение обратного цикла. В идеальном случае тепло, подведенное при температурах $T_н$, $T_в$, $T_т$ отводится в промежуточной зоне при температуре $T_х$:

$$Q_г + Q_м + Q_e = Q_п .$$

Результаты исследования идеального цикла позволяют производить качественную оценку основных характеристик рефрижератора. Кроме того, идеальный цикл представляет собой крайний случай при оценке влияния теплообмена между газом и стенками цилиндров на параметры цикла. В этом случае коэффициенты теплоотдачи равны бесконечности и процессы в рабочих полостях имеют изотермический характер. Однако, допущение о постоянстве температур газа в рабочих полостях приводит к погрешностям в определении тепловых нагрузок по зонам, расходов газа через рабочие полости и теплообменные аппараты, что в свою очередь приводит к погрешностям в определении потерь действительного цикла. Последнее обстоятельство имеет большое значение для многоступенчатых рефрижераторов, так как потери холода составляют до 95% располагаемой холодопроизводительности.

Следующим шагом в приближении к реальному циклу является математическая модель, названная теоретическим циклом. Теоретический цикл предполагает изменение температур газа в рабочих полостях в виде сложной функции по времени и учитывает потери от необратимого теплообмена рабочего газа с источниками тепла, потери от необратимости процессов смешения в рабочих полостях порций газа с различными температурами.

Учет в зависимостях теоретического цикла теплообмена между рабочим газом и стенками цилиндров является еще большим приближением к реальным процессам.

Вывод уравнений теоретического цикла основывался на зависимостях первого закона термодинамики для тела переменной

массы и закона сохранения энергии, применительно к рабочему телу с идеальными свойствами.

На примере отдельной полости показано, что процессы наполнения и опорожнения полости описываются различными зависимостями. Учитывая, что при перемещении вытеснителей происходит перераспределение суммарной массы газа между рабочими полостями, рабочий период был разбит на фазы, отличающиеся направлениями газовых потоков. Направления потоков и условия перехода между фазами приведены в таблице:

Фаза	Условия перехода		$M_г$	$M_п$	$M_п'$	$M_м$	$M_е$
	начало	конец					
I	$dM_г=0$	$dM_п=0$	$dM_г>0$	$dM_п>0$	$dM_п'>0$	$dM_м<0$	$dM_е<0$
II	$dM_п=0$	$dM_е=0$ $dM_м=0$	$dM_г>0$	$dM_п<0$	$dM_п'>0$	$dM_м<0$	$dM_е<0$
III	$dM_е=0$ $dM_м=0$	$dM_п'=0$	$dM_г>0$	$dM_п<0$	$dM_п'>0$	$dM_м>0$	$dM_е>0$
IУ	$dM_п'=0$	$dM_г=0$	$dM_г>0$	$dM_п<0$	$dM_п'<0$	$dM_м>0$	$dM_е>0$
У	$dM_г=0$	$dM_п=0$	$dM_г<0$	$dM_п<0$	$dM_п'<0$	$dM_м>0$	$dM_е>0$
УI	$dM_п=0$	$dM_е=0$ $dM_м=0$	$dM_г<0$	$dM_п>0$	$dM_п'<0$	$dM_м>0$	$dM_е>0$
УII	$dM_е=0$ $dM_м=0$	$dM_п'=0$	$dM_г<0$	$dM_п>0$	$dM_п'<0$	$dM_м<0$	$dM_е<0$
УIII	$dM_п'=0$	$dM_г=0$	$dM_г<0$	$dM_п>0$	$dM_п'>0$	$dM_м<0$	$dM_е<0$

Для первой фазы рабочего периода изменения температур газа в рабочих полостях определяются по следующим зависимостям:

$$dT_г = T_г\left[\frac{\alpha_г F_г (T_{ст}^г - T_г)d\tau}{c_p T_н M_г} + \left(1-\frac{1}{\kappa}\cdot\frac{T_г}{T_н}\right)\frac{dp}{p} + \left(1-\frac{T_г}{T_н}\right)\frac{dV_г}{V_г}\right]$$

$$dT_п = T_п\left[\frac{\alpha_п F_п (T_{ст}^п - T_п)d\tau}{c_p T_х M_п} + \left(1-\frac{1}{\kappa}\cdot\frac{T_п}{T_х}\right)\frac{dp}{p} + \left(1-\frac{T_п}{T_х}\right)\frac{dV_п}{V_п}\right]$$

$$dT_п' = T_п'\left[\frac{\alpha_п' F_п' (T_{ст}^{п'} - T_п')d\tau}{c_p T_х M_п'} + \left(1-\frac{1}{\kappa}\cdot\frac{T_п'}{T_х}\right)\frac{dp}{p} + \left(1-\frac{T_п'}{T_х}\right)\frac{dV_п'}{V_п'}\right]$$

$$dT_м = T_м\left[\frac{\alpha_м F_м (T_{ст}^м - T_м)d\tau}{c_p T_м M_м} + \left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)\frac{dp}{p}\right]$$

$$dT_e = T_e\left[\frac{\alpha_e F_e (T_{cr}^e - T_e)d\tau}{C_p T_e M_e} + \left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)\frac{dp}{p}\right]$$

а изменение давления газа в полостях машины определится как

$$\frac{dp}{p} = \frac{\frac{1}{p}\left[\frac{H_r}{T_H} + \frac{H_n}{T_x} + \frac{H_n'}{T_x} + \frac{H_M}{T_M} + \frac{H_e}{T_e}\right] - \left[\frac{dV_r}{V_r} + \frac{dV_n}{V_n} + \frac{dV_n'}{V_n'} + \frac{dV_M}{V_M} + \frac{dV_e}{V_e}\right]}{\frac{1}{\kappa}\left[\frac{V_r}{T_H} + \frac{V_n}{T_x} + \frac{V_n'}{T_x} + \frac{V_M}{T_M} + \frac{V_e}{T_e}\right] + B}$$

T_H, T_x, T_B, T_T – температуры газа в теплообменных аппаратах, $H_r = \left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)\frac{\alpha_r F_r}{\omega}(T_{cr}^r - T_r)d\varphi$. Комплексы H_n, H_n', H_M, H_e имеют аналогичную структуру.

Соответствующим образрм выведены зависимости для определения температур и давления газа в течение всего рабочего периода. Полученная система уравнений может быть использована для расчета рефрижератора с любым законом перемещения вытеснителей. Кроме того, форма задания коэффициента теплоотдачи α между рабочим газом и стенками цилиндров позволяет производить расчеты как при любом законе изменения α, так и при адиабатных условиях. К универсальности данной системы уравнений следует отнести также возможность использования ее для расчета одноступенчатых ТГХМ.

Анализ теоретического цикла исследуемого рефрижератора проводился по результатам расчетов системы уравнений численными методами на ЭВМ "БЭСМ-6". В процессе расчетов изменялись приведенная температура горячей зоны $\bar{T}_r = \frac{T_H}{T_x}$ и приведенный мертвый объем $S = \sum_{i=1}^{n} \frac{V_{Mi}/T_{Mi}}{V_{emax}/T_T}$. Обработка результатов вычислений показала, что увеличение температуры горячей зоны приводит к росту приведенной холодопроизводительности $\bar{q}_e = \frac{q_e}{p_0 V_{emax}}$ и приведенной тепловой нагрузки горячей зоны $\bar{q}_r = \frac{q_r}{p_0 V_{emax}}$. Степень повышения давления $\sigma = \frac{p_{max}}{p_{min}}$ при этом также увеличивается. Не смотря на монотонное возрастание параметров $\bar{q}_e$, $\bar{q}_r$ и σ можно определить рациональную область $\bar{T}_r$. Функционирование двухступенчатой ТГХМ при $\bar{T}_r < 2$ нецелесообразно, вследствие малой величины σ и низкой эффективности цикла. Предельное значение температуры горячей зоны определяется конструкционными свойствами материалов узлов горячей зоны. Кроме того, в конкретных случаях температуру горячей зоны определяет имеющийся источник тепла. Учитывая, что при $\bar{T}_r > 4{,}5$ темп роста основных параметров значительно снижается, значение $\bar{T}_r = 4{,}5$ можно считать предельным, при температуре промежу-

точной зоны T_x = 290-300К.

Термическое компримирование рабочего тела обуславливает сравнительно невысокие значения степени повышения давления рабочего тела в цикле - до σ = 1,6. Следствием этого является существенная зависимость основных параметров цикла двухступенчатой ТГХМ от приведенного мертвого объема $\mathcal{S}$, максимальному сокращению которого следует уделять особое внимание. Рациональные значения $\mathcal{S}$ определяются в процессе оптимизации параметров действительного цикла.

При исследовании влияния теплообмена между газом и стенками цилиндров рабочих полостей на характеристики цикла, коэффициенты теплоотдачи α задавались критериальными уравнениями вида $Nu = 4\,Re^{0,6}$ и $Nu = 0{,}285\,Re^{0,8} + 500$, рекомендованными для расчетов процессов в рабочих полостях термокомпрессора и ГХМ по обратному циклу Стирлинга.

Сравнение результатов исследования идеального и теоретического циклов показало, что при одинаковой холодопроизводительности и температурных уровнях расхождение в определении тепловой нагрузки горячей зоны $Q_г$ составляет 30-35%. Сравнение результатов расчетов по методике теоретического цикла показывает на незначительную величину количества тепла, передаваемого через стенки цилиндров в общем энергетическом балансе. Учет теплообмена приводит к уточнению тепловых нагрузок на 2-3%. Количественный анализ значений коэффициентов теплоотдачи в рабочих полостях показал, что рекомендованные критериальные зависимости дают существенно завышенные значения α. В действительности расхождение между основными параметрами теоретического цикла, вычисленными при адиабатных условиях и с учетом теплообмена, не превышают 1%.

Эффективность теоретического цикла, оцениваемая эксергетическим к.п.д. $\eta_э = \frac{Q_е \cdot \tau_е + Q_м \cdot \tau_м}{Q_г \cdot \eta_к + N}$, в исследуемом диапазоне параметров изменялась от 0,78 до 0,90. Потери, обусловленные теплообменом в рабочих полостях, приводят к снижению эффективности не более чем на 1%.

Проведенное исследование показало, что в качестве модели цикла следует принимать модель теоретического цикла без теплообмена между газом и стенками цилиндров. Это приводит к упрощению расчетной системы уравнений и значительно сокращает

время вычислений, практически не сказываясь на точности результатов.

В третье главе проведен анализ действительного цикла и показано влияние отдельных параметров на действительные характеристики рефрижератора. В основу анализа положена методика исследования машин со встроенными теплообменными аппаратами, разработанная в МВТУ им. Н.Э.Баумана под руководством д.т.н., проф. А.Д.Суслова. Основное положение методики заключается в том, что действительные значения тепловых потерь близки к вычисленным в предположении равенства мгновенных расходов газа через теплообменные аппараты действительной машины и расчитанной по методике теоретического цикла.

Применительно к теплоиспользующим рефрижераторам, тепловые нагрузки по зонам, необходимые для осуществления действительного цикла, определятся в виде:

$$Q_{rg} = Q_{rT} + \Sigma \Delta Q_r$$

$$Q_{eg} = Q_{eT} - \Sigma \Delta Q_e \quad , \text{ где}$$

Q_{rT}, Q_{eT} - тепловые нагрузки, вычисленные по методике теоретического цикла,

$\Sigma \Delta Q_r$, $\Sigma \Delta Q_e$ - суммарные тепловые потери.

Структура потерь одинакова для всех зон и включает следующие составляющие: потери тепла от несовершенства теплообмена в регенераторе, гидравлические потери, теплопритоки по элементам конструкции и взаимодействие с окружающей средой, утечки и перетечки рабочего газа, перенос тепла вытеснителем.

Специфика двухступенчатой машины обуславливает несколько иной вид записи действительной холодопроизводительности первой ступени, полученный из теплового балланса холодной зоны:

$$Q_{mg} = Q_{mT} - \Sigma \Delta Q_M + (\Sigma \Delta Q_e - \Delta Q^e_{гидр} - \Delta Q^e_{ос}), \text{ где}$$

Q_{mT} теоретическая холодопроизводительность первой ступени,

$\Delta Q^e_{гидр}$, $\Delta Q^e_{ос}$ - потери холода второй ступени от гидравлических сопротивлений и взаимодействия с окружающей средой.

Определению потерь предшествует расчет аппаратов внешнего теплообмена - теплообменника-нагревателя, водяного холодильника, теплообменников нагрузки. Необходимость расчета заключается в уточнении температурного перепада на концах реге-

нераторов и коррекции тепловых нагрузок на зоны.

Тепловые потери в регенераторах, встроенных в рабочий объем газовой холодильной машины, наиболее сложны для аналитического определения и составляют основную долю суммарной потери. Дополнительную сложность накладывает специфика двухступенчатого охладителя, в котором работа регенераторов первой и второй ступеней взаимосвязана. При определении тепловых потерь в регенераторе был использован метод замены реального регенератора эквивалентным, предложенный проф. А.Д.Сусловым. Достоинством данного метода является возможность учета изменения теплофизических свойств материала насадки и рабочего газа по длине регенератора, а также непостоянства расхода рабочего газа по длине аппарата и во времени. Потеря от неидеальности теплообмена представлена в виде составляющих: Q_{H1} - потеря, обусловленная температурным напором между газом и насадкой регенератора, и Q_{H2} - потеря, обусловленная колебанием температуры насадки регенератора.

Гидравлические сопротивления теплообменных аппаратов и газовых коммуникаций оказывают влияние на тепловые нагрузки по зонам и приводят к увеличению мощности привода. Мощность N, необходимая для функционирования рефрижератора, складывается из мощности, необходимой для преодоления сил трения в механизме движения и узлах уплотнений $N_{мех}$ и мощности, необходимой для преодоления гидравлических сопротивлений теплообменных аппаратов и газовых коммуникаций $N_{гидр}$.

Применение раздельного метода определения потерь позволило провести оценку распределения потерь в зависимости от основных параметров цикла - T_T, W, q_g, n, P_o. Расчеты проводились для случая полезного использования холода на второй ступени. Выявлено изменение отношения длины реального регенератора к длине эквивалентного регенератора ($\ell / \ell_э$) и температуры первой ступени $T_в$ во всем исследуемом диапазоне основных параметров цикла. Анализ проведенного исследования показал, что при разработке двухступенчатых ТГХМ необходим поиск оптимальных как геометрических, так и остальных параметров цикла.

В работе на примере определения оптимальных размеров и масс насадок регенераторов холодной зоны показана возможность

применения разработанного алгоритма на ЭВМ. Полную оптимизацию целесообразно проводить с учетом конкретных условий, на которые разрабатывается рефрижератор. Проведение оптимизации на стадии проектирования позволяет уменьшить объем экспериментального исследования.

Четвертая глава посвящена экспериментальному исследованию двухступенчатой ТГХМ. В главе определены основные этапы экспериментального исследования, приведено описание лабораторного образца двухступенчатой ТГХМ, экспериментального стенда и характеристик контрольно-измерительных приборов. Изложена методика проведения экспериментов и обработки полученных данных, проведена оценка погрешностей измерений.

Созданию экспериментального стенда предшествовал анализ компоновочных схем рефрижераторов. В результате проведенного анализа, для лабораторного стенда впервые в отечественной практике была выбрана оппозитная схема расположения цилиндров. Целесообразность выбора обусловлена стремлением максимально отдалить холодную зону от горячей, тем самым уменьшить воздействие горячей зоны как на условия работы холодной зоны, так и на объект охлаждения. Кроме того, данная схема позволяет достичь минимальных размеров рефрижератора в сечении, перпендикулярном осям вытеснителей, что имеет большое значение на практике при компоновке с криостатируемым объектом. Вывод штоков вытеснителей осуществлялся в герметичный картер, заполненный рабочим газом (гелием) при среднем за цикл давлении. Подвод тепла в горячую зону осуществлялся в теплообменнике-нагревателе щелевого типа, отвод тепла из промежуточной зоны - в водяном холодильнике.

Основной целью экспериментального исследования являлось практическое подтверждение результатов теоретического исследования, проверка работоспособности принятой конструктивной схемы рефрижератора и получение рекомендаций для проектирования рефрижераторов подобного типа.

Проведение экспериментального исследования включало следующие этапы:

1. Разработка и создание лабораторного образца, отработка отдельных конструктивных узлов и аппаратов.
2. Оценка влияния основных параметров цикла на эффективность

двухступенчатой ТГХМ.

3. Индицирование рабочих полостей машины.

Экспериментальный стенд включал в себя лабораторный образец двухступенчатой ТГХМ и необходимые контрольно-измерительные приборы для контроля и регистрации основных параметров - давления рабочего газа, температур, потребляемых электрических мощностей, расходов охлаждающей воды. Для регистрации быстроменяющегося давления в цикле был использован стробоскопический индикатор МАИ-2А, подвергнутый переделкам для повышения точности замера. Быстроменяющиеся температуры измерялись малоинерционными платиновыми термометрами сопротивления конструкции ВНИИХМ в комплекте с мостом постоянного тока и шлейфовым осциллографом модели Н-105.

<u>В пятой главе</u> приводится анализ результатов теоретического и экспериментального исследования двухступенчатой ТГХМ, основные положения инженерной методики расчета и рассматриваются некоторые области применения двухступенчатых теплоиспользующих рефрижераторов.

Отношение объемов W является одной из важнейших характеристик двухступенчатой ТГХМ. Отсутствие сведений по выбору данного параметра для двухступенчатых ТГХМ привело к созданию моделей с различными значениями W . Анализ результатов проведенного экспериментального исследования показал, что для достижения температурного уровня порядка 30К при $P_{ср}$ = 3-5 МПА, n =(300-900)мин$^{-1}$, $T_{х}$ = 290-300К и $\bar{t}_{г}$ = 2,5-3,5 можно рекомендовать $W_{опт}$ = 20-25. При использовании двухступенчатой ТГХМ для криостатировании на азотном температурном уровне значение $W_{опт}$ смещается в сторону меньших величин $W_{опт}$ = 12-16.

Эксперименты показали, что частота вращения коленчатого вала оказывает существенное влияние на характеристики рефрижератора. Установлено; что для криостатирования на температурном уровне 30К при $T_{х}$ = 290-300К, $\bar{t}_{г}$ = 2,5-3,0 и $P_{ср}$ = 2,5-3,0 МПа оптимальная частота вращения составляет $n_{опт}$ = (500-600) мин$^{-1}$. Повышение уровня криостатирования до азотных температур приводит к увеличению оптимальной частоты вращения до $n_{опт}$ = (700-800)мин$^{-1}$.

В процессе проведения теоретического и экспериментально-

го исследования были получены характеристики работы двухступенчатой ТГХМ при различных величинах среднего давления рабочего газа ($P_{ср}$) в машине. Максимальные значения полезной холодопроизводительности Q_e и эффективности $\eta_э$ достигаются при различных значениях $P_{ср}$. Поэтому выбор $P_{ср}$ обуславливается заданными в техническом задании параметрами и прочностными характеристиками разрабатываемой модели.

Температурный уровень горячей зоны принимался неименным и близким к максимально допустимому для материалов узла горячей зоны. Отвод тепла из промежуточной зоны осуществлялся при температуре окружающей среды.

В результате индицирования полостей двухступенчатой ТГХМ по давлению и одноступенчатой ТГХМ по температуре установлено, что процессы действительного цикла ТГХМ протекают по зависимостям, близким к вычисленным по уравнениям теоретического цикла. Анализ температурных кривых показывает, что на участке φ = 180-270 град. экспериментальная кривая эквидистантна рассчитанной без теплообмена в рабочей полости. Температурная кривая, полученная в результате расчетов с теплообменом между рабочим газом и стенками цилиндров не совпадает по характеру с экспериментальной кривой, расчетная кривая более пологая, несколько меньше колебание температуры газа в полости. Сопоставление кривых позволяет убедиться, что имеющиеся в литературе рекомендации по определению коэффициентов теплоотдачи в рабочих полостях дают завышенные значения.

Анализ результатов теоретического и экспериментального исследования позволил разработать основные положения инженерной методики расчета двухступенчатых ТГХМ. Расхождение экспериментальных и расчетных величин не превышает 15-20%. Для сокращения времени расчета теоретического цикла предложено использовать приведение двухступенчатой ТГХМ к одноступенчатой.

Результаты проведенного исследования и полученные рекомендации используются при проектировании перспективных систем криостатирования.

В Ы В О Д Ы

I . Разработана и исследована двухступенчатая газовая холодильная машина, функционирующая, в основном, за счет тепловой

энергии. Впервые применена оппозитная схема расположения цилиндров, как наиболее рациональная для компоновки рефрижератора с охлаждаемым устройством.

2. Анализ процессов в рабочих полостях позволил выявить функциональные связи основных параметров цикла. Рациональное использование двухступенчатой ТГХМ обуславливается областью температур $\frac{T}{T} = \frac{T_н}{T_к} = 2{,}5\text{-}3{,}5$.

3. Впервые проведено аналитическое исследование влияния теплообмена между газом и стенками цилиндров рабочих полостей на характеристики цикла. Установлено, что влияние данного фактора на эффективность цикла не превышает 1%, рекомендуемые в литературе зависимости для определения коэффициентов теплоотдачи в рабочих полостях имеют завышенные значения.

4. Разработана математическая модель действительного цикла. Проведено исследование в широком диапазоне $T_т$, W, a_q, Ω, $P_р$. Сравнение экспериментальных и аналитических зависимостей основных характеристик показывает хорошее качественное совпадение, количественное расхождение не превышает 15-20%.

5. Экспериментально исследованы модели двухступенчатых ТГХМ. Выполнено индицирование по температуре и давлению. Установлена взаимосвязь между температурой криостатирования и параметром W. Диапазон рациональных значений частоты вращения вала ТГХМ составляет 500-800 мин$^{-1}$, а максимальная эффективность достигнута при $P_{ср}$ = 2,7-3,0 МПа.

6. Подтверждена работоспособность двухступенчатой ТГХМ с оппозитным расположением цилиндров. Доказана возможность использования теплоиспользующих рефрижераторов для криостатирования на уровень 30К. Разработана методика расчета и алгоритм оптимизации регенераторов двухступенчатой ТГХМ.

Основные положения диссертации изложены в следующих работах:

1. Суслов А.Д., Белов В.В., Стрельцов А.Н. "Разработка и исследование газовой холодильной машины с тепловым приводом". Криогенное и кислородное машиностроение, ЦИНТИхимнефтемаш, №1, М., 1973.

2. Суслов А.Д., Сивков В.П., Белов В.В., Стрельцов А.Н., Полтараус В.Б. "Перспективные направления в развитии микрокриогенной техники". Вопросы радиоэлектроники, вып 3, Одесса, 1974.

3. Суслов А.Д., Белов В.В., Стрельцов А.Н. "Исследование влияния относительной величины промежуточной полости на характеристики газовой холодильной машины с тепловым приводом". Сб. "Глубокий холод и кондиционирование" , труды МВТУ №193, М., 1974.
4. Суслов А.Д., Белов В.В., Стрельцов А.Н. "Двухступенчатая теплоиспользующая газовая холодильная машина". Машины, приборы, стенды. Технологическое оборудование. Каталог МВТУ №4, М., 1974.
5. Суслов А.Д., Белов В.В., Стрельцов А.Н. "Термодинамическая оптимизация теплоиспользующей газовой холодильной машины" . Сб. "Глубокий холод и кондиционирование", труды МВТУ №239, М., 1976.
6. Белов В.В., Стрельцов А.Н. "Экспериментальное исследование цикла теплоиспользующей газовой холодильной машины". Сб. "Глубокий холод и кондиционирование" , труды МВТУ №240, М., 1976.
7. Суслов А.Д., Белов В.В., Стрельцов А.Н. "Результаты исследования теплоиспользующей газовой холодильной машины". Химическое и нефтяное машиностроение, №3, ЦИНТИхимнефтемаш, М., 1976.
8. Стрельцов А.Н. "Исследование двухступенчатой теплоиспользующей газовой холодильной машины". Тезисы доклада на Всесоюзной научно-технической конференции "Совершенствование процессов, машин и аппаратов холодильной и криогенной техники и кондиционирования воздуха", Ташкент, 1977.
9. Стрельцов А.Н. "Некоторые результаты теоретического анализа двухступенчатой теплоиспользующей газовой холодильной машины". Сб. "Энергетические машины и установки", вып. 1, труды МВТУ №279, М., 1978.

Л-41245 Заказ 8 Объем 1 п.л. Тираж 100 экз.

Ротапринт МВТУ. 107005, Москва, Б-5, 2-я Бауманская, 5.