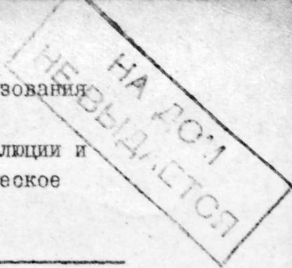


М412271
Министерство высшего и среднего специального образования
С С С Р

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



На правах рукописи

ШКРЕБЕНКО МАРИНА ПЕТРОВНА

Разработка и исследование криогенной
пульсационной 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 – 1984

Работа выполнена в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской революции и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище им.Н.Э.Баумана.

Научный руководитель - доктор технических наук,
профессор МИКУЛИН Е.И.

Научный консультант - кандидат технических наук,
ТАРАСОВ А.А.

Официальные оппоненты: Доктор технических наук
профессор ПЛАСТИНИН П.И.
Кандидат технических наук
доцент СТРЕЛЬЦОВ А.Н.

Ведущее предприятие - НПО Гелиймаш

Защита диссертации состоится "26" марта 1984 г.
в 14 часов 30 мин. на заседании специализированного Совета
К.053.15.07 "Криогенные. холодоильные. гидравлические, вакуум-
ные и компрессор- на
по адресу: Ю
корпус факул

С диссе
им.Н.Э.Баума

Автореф

Ваши от
просьба выс.
д.5, специал

я ул.,

СПЕЦ
КАНД

М412271

ОВ

Актуальность темы. Развитие современных отраслей науки и техники выдвигает задачи создания стационарных и транспортных установок малой холодопроизводительности для ожижения газов и термостатирования объектов в области криогенных температур. Основными элементами этих систем являются генераторы холода, к которым нередко предъявляются требования высокой надежности, простоты конструкции, удобства эксплуатации. В большой мере этим качествам удовлетворяют пульсационные трубы Гиффорда-Лонгворта. Однако в традиционном исполнении они имеют относительно низкую эффективность, тихходны, а их холодопроизводительность мала.

В связи с этими обстоятельствами целесообразно дальнейшее совершенствование пульсационных труб, направленное на повышение их эффективности, быстроходности и, как следствие, увеличение холодопроизводительности.

Цель работы состоит в разработке и исследовании криогенной пульсационной трубы нового типа с улучшенными характеристиками, пригодной для применения ее в системах термостатирования и ожижения малой производительности.

В соответствии с этими основными задачами исследования являлись:

1. Создание новой, простой, надежной, удобной в эксплуатации и эффективной криогенной машины пульсационного типа.
2. Разработка теории рабочего процесса, анализ теоретической модели для выявления определяющих факторов работы криогенной пульсационной машины (КПМ).
3. Экспериментальное исследование КПМ с целью определения внутренних и внешних характеристик и изучения влияния параметров газа и геометрических соотношений на работу устройства.
4. Разработка методики расчета и рекомендаций по проектированию КПМ.

Научная новизна. Создана криогенная пульсационная машина новой конструкции, определены ее характеристики и изучен рабочий цикл.

Получены уравнения для оценки влияния ряда факторов на



показатели устройства. Создана теоретическая модель, описывающая нестационарные процессы в полостях, которая позволяет исследовать цикл КИМ и определить область геометрических соотношений и параметров рабочего тела, соответствующих оптимальным условиям работы.

Экспериментально изучено влияние основных геометрических факторов и параметров газа на внешние характеристики и на процессы в полостях устройства.

Разработана методика расчета и даны рекомендации по проектированию криогенных пульсационных машин.

Практическая ценность. В сравнении с известными конструкциями на порядок повышена частота пульсаций, сокращены габариты и масса устройства. Повышена термодинамическая эффективность рабочего цикла, существенно снижен уровень термостатирования, в одноступенчатой машине при расширении воздуха достигнут криогенный уровень температур.

Результаты теоретического и экспериментального исследования используются при создании систем ожижения газа и термостатирования.

Апробация работы. Материалы диссертации обсуждались на научно-технических семинарах кафедры "Криогенная техника и кондиционирование" МВТУ им. Н.Э.Баумана (1983 год). Основные положения докладывались на Всесоюзной конференции "Криогеника-82" (Балашиха, 1982 год), конференции в США "Криогеника-83" (Колорадо-Спрингс, 1983 год).

Публикации. По теме диссертации опубликовано пять печатных работ.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав и выводов. Она содержит 131 страницу машинописного текста, 68 рисунков, три таблицы и список использованной литературы, включающий 99 названий.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе проведен обзор литературы, посвященной работам по созданию пульсационных охлаждающих устройств и их теоретическому и экспериментальному исследованию.

В 1964 году Гиффордом и Лонтсвортом была предложена оригинальная машина, получившая название пульсационной трубы. Она отличается исключительной простотой и надежностью, так как

имеет один подвижный элемент — золотник, расположенный в тепловой зоне, но это устройство тихоходно и обладает низкой термодинамической эффективностью. Дальнейшее совершенствование машин с пульсирующим потоком газа привело к созданию ряда новых систем. Среди них так называемая реверсивная пульсационная труба, в которой золотник заменен камерой с поршнем, и ее модификации, рассмотренные И.М.Шнайдом. Известен также микроохладитель с газовым вытеснителем, разработанный А.Д.Сусловым и Д.Г.Гостевым. Эти машины более совершенны, но тихоходны, а значения полезно реализуемой нагрузки в них малы.

В 1976 году Б.Г.Кузнецовым, Е.И.Микулиным и А.А.Тарасовым исследовано пульсационное расширительное устройство (ПУ) без регенератора, которое предназначено для получения холода на умеренно низких уровнях температур. В отличие от трубы Гиффорда-Лонгсворта оно содержит два дополнительных элемента: газораспределитель и ресивер, что позволило интенсифицировать теплообмен в холодильнике, включить в цикл внутреннее адиабатное расширение и повысить частоту пульсаций рабочего тела, его эффективность, определяемая адиабатным КПД, составляет 55-60%. Это пульсационное устройство, обладающее высокой надежностью, низкой стоимостью и удобное в эксплуатации, послужило базой для создания пульсационной машины на криогенный уровень температур. Она сочетает в себе достоинства как пульсационной трубы Гиффорда-Лонгсворта, так и пульсационного расширительного устройства.

К настоящему времени существует ряд работ, в которых описаны процессы в пульсационных трубах. Их можно разделить на две группы. К первой относятся публикации, где на основе упрощенной модели рабочего цикла КПМ получены приближенные интегральные выражения для определения холодопроизводительности и уровня термостатирования — работы В.Е.Гиффорда, Р.С.Лонгсворта, К.Д.Нарааникхедкара и других авторов. В работах В.Н.Кухаренко, Е.И.Микулина, А.Г.Подольского, А.А.Тарасова, И.М.Шнайда и других авторов процессы представлены системой дифференциальных уравнений в частных производных, связывающих изменение давления температуры и расхода газа по времени и длине аппаратов. Численное решение этой системы, при соответствующих граничных условиях, позволяет найти изменение перечисленных параметров

в течение цикла, полезную нагрузку, получаемую температуру. Следует также отметить, что имеется достаточно полное математическое описание нестационарных процессов в регенераторе и теплообменнике, которое может быть использовано при создании теоретической модели КИМ.

Однако, в публикациях названных авторов в полной мере не учитываются особенности изучаемой КИМ, поэтому требуется дальнейшая разработка математической модели.

Во второй главе рассмотрена приближенная модель рабочего цикла КИМ и проведен ее анализ.

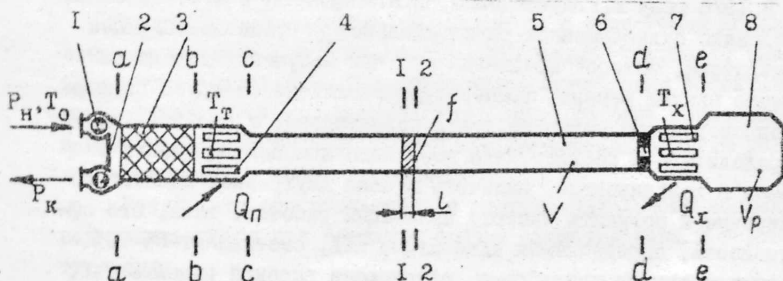


Рис. I. Принципиальная схема КИМ

Принципиальная схема машины (рис. I) включает впускной 1 и выпускной 2 клапаны, регенератор 3, теплообменник нагрузки 4, рабочую зону 5 (трубу), холодильник 7, ресивер 8. Между трубой и холодильником помещен газораспределитель 6 для разграничения отдельных фаз цикла.

Рабочий цикл устройства условно представлен последовательностью дискретных процессов, протекающих с мгновенным изменением параметров в полостях. Он включает наполнение, проталкивание, внутреннее адиабатное расширение, выхлоп и выталкивание.

Исходное состояние: впускной клапан закрыт, газораспределитель и выпускной клапан открыты; рабочая зона (объем V) заполнена остаточным газом с температурой $T_1 = T_x$ и давлением $P_1 = P_K$, объем ресивера находится при давлении P_{P_1} .

Наполнение: впускной клапан открыт, выпускной клапан и газораспределитель закрыты. Объем V наполняется рабочим телом. При этом остаточный газ в пульсационной зоне сжимается

адиабатно до давления $P_2 = P_H$ (давление в питающей сети). Параметры в ресивере неизменны.

Проталкивание: газораспределитель открыт. Рабочее тело перемещается полностью или частично в ресивер с отводом теплоты сжатия Q_x и сжимает газ, находившийся там ранее. Давление в пульсационной зоне $P_3 = P_2$. Давление и температура в ресивере повышаются.

Внутреннее адиабатное расширение: впускной клапан закрыт - происходит расширение рабочего тела в объеме V с дальнейшим отводом теплоты в холодильник и сжатие газа в ресивере. В конце процесса давление во всех полостях КИМ становится P_4 .

Выхлоп: впускной клапан и газораспределитель закрыты, впускной клапан открыт - происходит выхлоп из объема V . Давление в рабочей зоне P_K , параметры газа в ресивере неизменны.

Выталкивание: газораспределитель открыт - порции рабочего тела выталкиваются при давлении P_K в теплообменник и регенератор за счет расширения газа, находившегося в ресивере.

Система приходит в исходное состояние, и цикл повторяется.

В последних двух процессах реализуется эффект охлаждения; разность температур $\Delta t = T_r - \bar{T}$ определяет величину полезной нагрузки Q_n устройства. $\bar{T}$ характеризует среднюю температуру порций рабочего тела, поступивших в теплообменник во время выхлопа и выталкивания, T_r - температура теплообменника.

Математическая модель упрощенного рабочего цикла разработана с учетом следующих основных допущений. 1. Рабочее тело - идеальный газ. 2. Процессы в трубе происходят без перемешивания порций газа, а в ресивере - с идеальным смешением. 3. Теплообмен в регенераторе, теплообменнике, холодильнике - идеальный. 4. Пульсационная зона и ресивер адиабатны; теплообмен со стенками и тепловые потери в окружающую среду отсутствуют. 5. Влияние гидравлических сопротивлений и волновых эффектов не учитывается.

Используя уравнения теплового и материального баланса для полости $T_{губ}$ и ресивера и известные выражения для неравновесных процессов сжатия и расширения, найдены выражения для вычисления осредненных температур в конце каждого процесса, дав-

ления P_4 , характеризующего внутреннее адиабатное расширение, а также основные показатели цикла: $Q_n, Q_x, \bar{T}$. На величину $\bar{T}$, определяющую удельную полезную нагрузку Q_n , оказывают существенное влияние отношение давлений в рабочей зоне δ , отношение объемов ресивера и трубы $w = V_p/V$ и степень сжатия в ресивере δ_p . При теоретическом анализе установлено, что минимум температуры $\bar{T}$ соответствует режиму, когда весь остаточный газ переместился при проталкивании и внутреннем расширении в ресивер. При этом $\bar{T}$ выражено

$$T_{min} = T_r \frac{\left[\frac{P_{r1}}{\kappa} P_1 \frac{1-\kappa}{\kappa} (\delta_p - 1) + P_1 \frac{1}{\kappa} (\delta \frac{1}{\kappa} - 1) \right] \kappa + P_1 (\kappa - 1)}{P_{r1} w \delta \frac{\kappa-1}{\kappa} (\delta_p - 1) + P_1 (\delta - 1)} \quad (1)$$

Для заданных величин δ и P_1 значение давления P_4 отыскивается по зависимости

$$P_4 \frac{1}{\kappa} - P_1 P_4 \frac{1-\kappa}{\kappa} = A, \quad (2)$$

где

$$A = \frac{\kappa P_1 \frac{1}{\kappa} (\delta - \delta \frac{\kappa-1}{\kappa}) - P_1 (\delta - 1)}{(\kappa - 1) (P_1 \delta) \frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

Холодильный коэффициент идеального цикла и термодинамический КПД определены выражениями

$$\varepsilon_{ид} = \frac{C_p (T_r - \bar{T})}{R T_0 \ln \delta} ; \quad \eta_{терм,ид} = \frac{\varepsilon_{ид max}}{\varepsilon_{Карно}} = \frac{C_p (T_r - \bar{T}_{min}) (T_0 - T_r)}{T_0 T_r R \ln \delta} \quad (3)$$

Расчеты показывают, что идеальный прототип криогенной пульсационной машины, включающей процессы неравновесного адиабатного сжатия и расширения, имеет эффективность, достигающую 40% от КПД цикла Карно.

Определено, что на КПД оказывают значительное влияние мертвые объемы аппаратов, гидравлическое сопротивление регенератора и неидеальность теплообмена в нем.

Таким образом, приближенная модель КИМ наглядно иллюстрирует рабочий цикл и позволяет выявить влияние некоторых внешних параметров и геометрических соотношений на характеристики устройства, в первом приближении оценить основные потери цикла.

В третьей главе проведено теоретическое исследование рабочего цикла КИМ на основе решения системы дифференциальных уравнений в частных производных.

Действительные процессы КИМ протекают непрерывно, с существенной нестационарностью термо- и газодинамических параметров. Большое значение имеет также тот факт, что в реальных конструкциях газораспределитель выполнен не в виде клапана, а представляет собой диск с отверстием постоянного сечения.

Анализ вначале проведен для полости рабочей зоны и ресивера, в которых протекают основные процессы охлаждения. Затем, на основании этой информации составлена математическая модель, включающая уравнения для всех частей машины.

При описании процессов допущения 1, 4, 5, принятые для приближенной модели, остаются в силе. Кроме того положено, что течение в элементах КИМ — одномерное. На основе уравнений энергетического и материального баланса получены зависимости для расчета давлений и температур в пульсационной зоне и ресивере:

пульсационная зона

$$\frac{\partial p}{\partial \tau} = \frac{k R}{V} (T_c W_c - T_d W_d); \quad (4)$$

$$k \frac{\partial T}{\partial \tau} + k \frac{W_i R T_i}{p f} \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{(k-1) T_i}{p} \frac{\partial p}{\partial \tau} + \frac{W_i R T_i k}{p f} (T_i - T), \quad (5)$$

ресивер

натекание

$$\frac{\partial p_p}{\partial \tau} = \frac{W_d R T_x k}{V(k W_i + W)};$$

истечение

$$\frac{\partial p_p}{\partial \tau} = \frac{W_d k R T_x T_p}{V(k W_i T_p + W T_x)}; \quad (6)$$

$$T_p = \frac{k T_x T_{p1} p_p}{T_{p1} (p_p - p_{p1}) + k T_x p_{p1}};$$

$$T_p = T_{p1} \left(\frac{p_p}{p_{p1}} \right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

где $T_c, T_d, T_i, w_c, w_d, w_i$ - температуры и расходы в сечениях $c-c, d-d, I-I$ (рис.1);

$w_i = V_k/V$ - отношение объемов холодильника и трубы.

Расходы в сечениях $c-c$ и $d-d$ находятся из условия квазистационарности процессов истечения. Краевыми условиями являются расходы и температуры в сечениях $c-c$ и $d-d$, а также распределение температур по длине пульсационной зоны в начальный период времени.

Зависимость (4) позволяет учесть различное направление течения газового потока относительно границ пульсационной зоны путем соответствующего изменения знаков в правой части.

Рассмотренная система описывает процессы в ПУ. Она аппроксимирована конечно-разностными зависимостями и решена численными методами. Программа составлена на языке Фортран-IV и реализована на ЭВМ ЕС-1050. Результаты расчетов сравнены с экспериментальными данными, полученными в работах Е.И.Микулина и А.А.Тарасова. Анализ показал, что опытные и теоретические кривые, соответствующие изменению давления и температуры по углу поворота золотника, температуры по длине пульсационной зоны, а также внешние характеристики качественно хорошо согласуются. Вместе с тем, имеются некоторые количественные расхождения, обусловленные, в основном, массовыми инерционными силами и колебаниями газа по длине трубы.

Для расчета КИМ приведенная выше система дополнена известными зависимостями, описывающими нестационарные процессы в регенераторе и теплообменнике, которые преобразованы в соответствии с принятыми допущениями. Это уравнения неразрывности и энергии для газа и насадки:

$$\frac{\partial w}{\partial \tau} + \frac{f_c}{RT} \frac{\partial p}{\partial \tau} - \frac{p f_c}{RT^2} \frac{\partial T}{\partial \tau} = 0; \quad (7)$$

$$\frac{(1-k)f_c}{kR} \frac{\partial p}{\partial \tau} - \frac{p f_c}{RT} \frac{\partial T}{\partial \tau} + w \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\alpha F}{C_p H} (T_n - T); \quad (8)$$

$$\frac{\partial T_n}{\partial \tau} = \frac{\alpha F}{C_n M_n} (T - T_n), \quad (9)$$

$$\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{f_r}{RT} \frac{\partial p}{\partial \tau} - \frac{p f_r}{RT^2} \frac{\partial T}{\partial \tau} = 0; \quad (10)$$

$$\frac{p f_r}{RT} \frac{\partial T}{\partial \tau} + w \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\alpha_r \Pi}{C_p} (T_{cm} - T) + \frac{(k-1) f_r}{k} \frac{\partial p}{\partial \tau}, \quad (11)$$

где α_r, α_τ — коэффициенты теплоотдачи в регенераторе и теплообменнике;
 C_H, M_H — теплоемкость и масса насадки;
 f_c — площадь свободного сечения регенератора;
 f_r — площадь проходного сечения теплообменника;
 F — поверхность теплообмена;
 Π — периметр;
 T_H, T_{cm} — температуры насадки регенератора и стенки теплообменника.

Полезная холодопроизводительность и теплота, отводимая в холодильнике, вычислены по формулам

$$Q_r = n(\oint w_b c_p T_b d\tau - \oint w_c c_p T_c d\tau); \quad (12)$$

$$Q_x = n(\oint w_d c_p T_d d\tau - \oint w_e c_p T_e d\tau). \quad (13)$$

Данная система решена методом итераций. В качестве граничных условий используются вычисленные или известные расходы и температуры в сечениях $a-a, b-b, c-c, d-d, e-e$ (рис.1). В первом приближении положено, что $w_c = w_d$. Из (4) определяется величина $\partial p / \partial \tau$ и производится расчет регенератора и теплообменника. Вычисляется новое значение w_c , затем уточняется производная $\partial p / \partial \tau$ и расчет повторяется до заданной сходимости.

Теоретически исследовано влияние некоторых факторов (давления p_H , частоты пульсаций Π) на протекание внутренних процессов. Это позволило объяснить особенности внешних характеристик, которые затруднительно установить опытным путем.

Таким образом, разработанная теоретическая модель хорошо отражает физические особенности цикла, позволяет определить

изменение P и T в полостях КПМ в течение рабочего цикла, а также найти интегральные показатели устройства.

В четвертой главе определены цели экспериментального исследования, дано описание стенда, рассмотрена методика испытаний, проведена оценка погрешностей измерения.

Экспериментальная установка позволяет находить температуру и давления газа на входе и выходе из машины, расходы охлаждающей воды и рабочего тела, температуру воды на входе и выходе из холодильника, величину полезной нагрузки, значение вакуума в зоне тепловой изоляции холодных частей машин, частоту пульсаций. Уровень термостатирования измерен медь-константановыми термопарами, расположенными в нескольких точках по периферии и в каналах теплообменника. Для исследования внутренних процессов проведено индицирование по давлению в четырех сечениях: перед входом в регенератор, после теплообменника нагрузки, в конце пульсационной зоны и в среднем сечении ресивера. При этом использован комплект электронного индикатора ВНИИ. Датчики давления размещены в трубах, составленных из звеньев, заподлицо с проточной частью, что практически не вносит искажения в гидродинамику потока. Сигнал от датчиков поступает через катодный повторитель и усилитель на светолучевой осциллограф Н-115.

Испытания проведены на модели с совмещенными впускным и выпускным клапаном золотникового типа, неподвижным газораспределителем с трубами диаметром $d = 0,01...0,016$ м и длиной $L = 0,25...0,45$ м, регенераторами диаметром $D = 0,045$ м и высотой $H = 0,025...0,045$ м, отношением объемов $w = V_p/V = 0...10$. В экспериментах использован воздух с начальной температурой $T_0 = 290...300$ К и давлением до 0,8 МПа при степени расширения $\sigma = 1,5...6$ и частоте пульсаций $\Omega = 1...200$ Гц. Расход рабочего тела составил 10...50 кг/ч.

При обработке опытных данных проверена сходимость теплового баланса системы. Максимальное расхождение не превышало 21% при малых расходах газа.

В пятой главе приведены результаты экспериментального исследования, выполнено сравнение расчетных и опытных кривых, выявлено влияние отдельных параметров на характеристики устройства.

В работе рассмотрены опытные данные по индицированию в полостях машины. Из анализа индикаторной диаграммы (рис.2) следует, что перепад давлений в пульсационной зоне включает две составляющие, которые используются для генерации холода. При этом реализуются два процесса: внутреннее адиабатное расширение (ΔP_g) и выхлоп ($\Delta P_{\text{вых}}$). В рабочем цикле также осуществлено обратное сжатие ($\Delta P_{\text{обр}}$). Установлено, что из-за наличия регенератора, вносящего значительное гидравлическое сопротивление, и его мертвого объема в трубе срабатывается существенно меньший перепад давлений, чем на входе в устройство.

В ходе экспериментов изучено влияние диаграммы газораспределения золотника на характер индикаторной диаграммы. Лучшими являются золотники, у которых клапаны впуска и выпуска находятся в открытом состоянии наибольший период времени. Проведено сравнение индикаторных диаграмм КИМ и ПУ, они аналогичны по характеру. Включение в схему регенератора приводит с одной стороны к сокращению полезно реализуемого перепада давлений, а с другой – к снижению уровня термостатирования.

Осуществлено сравнение результатов эксперимента и расчета параметров в полостях КИМ и внешних характеристик $T_r = f(P)$, $T_r = f(\omega)$, $\gamma_r = f(n)$ при нулевой полезной нагрузке. Опытные и теоретические кривые качественно хорошо согласуются. Имеющиеся количественные различия не превышают 35%. Они объясняются, в основном, принятыми упрощениями (отсутствие градиента давления по длине, замена распределенного по длине регенератора сосредоточенными значениями и др.).

В ходе опытного исследования изучено влияние степени расширения β , частоты пульсаций n , отношения объемов ω , относительного проходного сечения газораспределителя F и диаметра пульсационной зоны d на индикаторные диаграммы и на внешние характеристики. Экспериментальные результаты представлены в виде зависимостей температуры теплообменника нагрузки от исследуемых параметров (рис.3, 4) при различных величинах полезной нагрузки. Как показали исследования, такой фактор как частота является наиболее удобным для регулирования холодопроизводительности устройства.

Степень расширения β . Установлено, что с увеличением β возрастают максимальное и минимальное давление в рабочей зоне

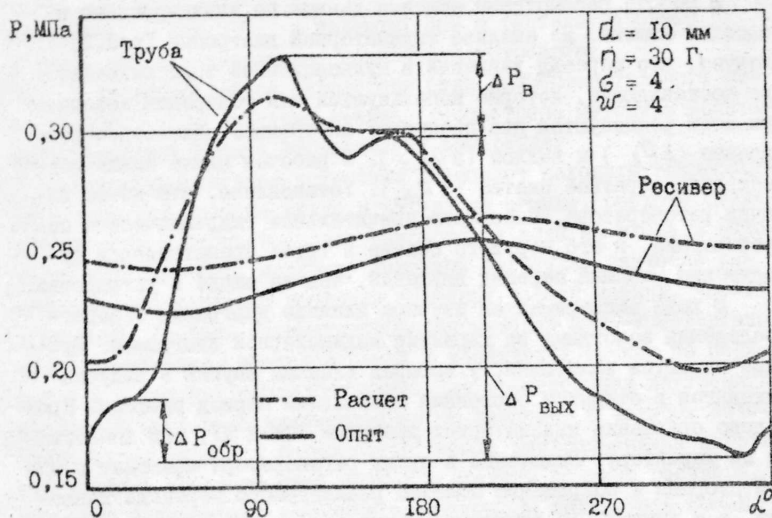


Рис. 2. Индикаторная диаграмма КРМ

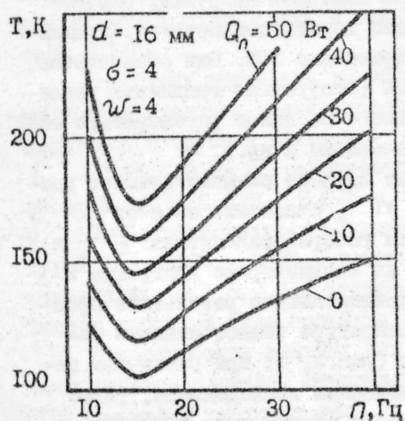


Рис. 3. Характеристики $T=f(\eta)$

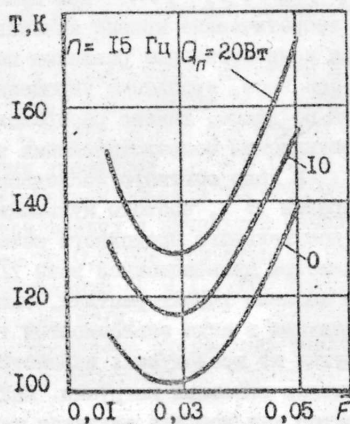


Рис. 4. Характеристики $T=f(\bar{F})$

и ресивере. При этом темп роста отношений давлений δ_{δ_H} замедляется. Сокращается доля перепада, приходящаяся на более совершенное внутреннее адиабатное расширение. Увеличивается расход рабочего тела и, следовательно, нагрузка регенератора. Рост благоприятно сказывается на внешних показателях устройства. Уровень термостатирования T_r понижается, но при больших δ характеристики становятся пологими. Опыты показали, что для данной конструкции машины увеличение δ выше 6 не рационально.

Частота пульсаций Π . С ростом Π общий перепад ΔP_{δ_H} в трубе снижается. При $\Pi \rightarrow 0$ улучшается вид индикаторной диаграммы, возрастает δ_{δ_H} , но также увеличивается нагрузка регенератора в течение цикла. Проведенные расчеты показали, что с уменьшением $\Pi < \Pi_{opt}$ в холодильник поступает часть рабочего тела с температурой ниже T_x . На обратном ходе теплота вносится в цикл. Взаимное влияние этих факторов приводит к возникновению экстремумов на кривых $T_r = f(\Pi)$ (рис.3). Величина Π_{opt} зависит, в основном, от геометрических соотношений. Для исследованных в работе моделей Π_{opt} составляет 15–30 Гц.

Отношение объемов $\mathcal{W} = V_p/V$. Определено, что с ростом $\mathcal{W}$ индикаторные диаграммы полости трубы изменяются незначительно, а амплитуда колебания давления в ресивере сокращается. Происходит перераспределение перепадов давлений ΔP_g и $\Delta P_{вых}$, реализуемых в пульсационной зоне, доля первого возрастает. Рост $\mathcal{W}$ приводит также к увеличению массы газа, проталкиваемой через холодильник, и отводимой теплоты. Внешние характеристики КПМ улучшаются, а эффективность цикла повышается. Однако, при чрезмерно больших объемах ресивера давление в нем стремится к постоянной величине, и изменение $\mathcal{W}$ не оказывает влияние на показатели КПМ. Рациональным можно считать $\mathcal{W} = 3...5$.

Относительное проходное сечение газораспределителя $\bar{F}$. Уменьшение $\bar{F}$ приводит к возрастанию δ_{δ_H} и снижению амплитуды колебания давлений в ресивере. Уменьшается количество газа, проталкиваемого в ресивер, и возрастает его температура к концу процесса наполнения. Величина отводимой теплоты растет, а потом падает. Это объясняет образование экстремумов на внешних характеристиках (рис.4). Наиболее ощутимо влияние $\bar{F}$ сказывается в области оптимальных частот и вырождается с увели-

нием Π . Оптимум характеристик достигается при $\bar{F} \approx 0,03$. Большим значениям $\bar{F}$ соответствуют большие частоты вращения золотника.

Диаметр пульсационной зоны d . Анализ индикаторных диаграмм показал, что при оптимальных частотах общий перепад давления в трубах малого диаметра несколько выше, чем в моделях КИМ с большими диаметрами. Но в последних осуществляется более эффективно внутреннее адиабатное расширение. Подтверждено, что при оптимальных частотах расходы для КИМ с разными диаметрами пульсационной зоны примерно одинаковы и пропорциональны Πd^2 . Наименьшая температура термостатирования получена на трубах с $d = 0,016$ м при частотах $\Pi = 15$ Гц.

Эксплуатационные качества устройства удобно определять характеристиками $Q_n = f(T_r)$. В ходе экспериментов установлено, что до уровня температур $T_r = 145\text{К}$ машина может работать на влажном, неочищенном от углекислоты воздухе. При $T_r < 145\text{К}$ из-за выпадения двуокиси углерода характеристики начинают отклоняться от прямой линии, а уровень температуры повышается. Опыты с сухим очищенным от CO_2 газом показали, что зависимость $Q_n = f(T_r)$ линейна во всем диапазоне изменения параметров.

В работе определено, что эффективность КИМ, оцениваемая относительным КПД $\eta_{\text{отн}} = \epsilon / \epsilon_{\text{ад, max}}$ достигает значения 12,8%. Выполнено также моделирование машин с различными компоновочными схемами. Показано, что, благодаря использованию газораспределителя и ресивера достигаемый уровень термостатирования понижается до $\approx 100\text{К}$, а частота пульсаций повышается по сравнению с известными машинами в 15–20 раз. Эти усовершенствования позволили получить при расходе на воздухе ($\phi = 4$) криогенную температуру в одной ступени. Проведено сравнение КИМ и существующих устройств аналогичного типа.

По результатам теоретического и экспериментального исследования разработана методика расчета криогенной пульсационной машины и даны рекомендации по ее проектированию.

ВЫВОДЫ

1. Разработана пульсационная машина нового типа с ресивером и газораспределителем, предназначенная для получения холода на криогенных уровнях температур. Создана конструкция этого

устройства и подтверждена его работоспособность. В одноступенчатой модели при работе на сухом, очищенном от CO_2 воздухе с температурой окружающей среды 295K и со степенью расширения $\zeta = 4$ достигнут минимальный уровень термостатирования 102K.

2. Проведено теоретическое исследование рабочего цикла КПМ. Предложено две модели: приближенная и теоретическая. Приближенная модель, составленная по осредненным параметрам, проста и удобна для качественного описания рабочего цикла устройства. Она дает оценку влияния некоторых факторов на внешние характеристики КПМ. Теоретическая модель основана на решении системы дифференциальных уравнений в частных производных и позволяет детально исследовать изменение параметров в полостях по времени и длине, а также наметить пути совершенствования рабочего цикла КПМ.

3. Проведено комплексное экспериментальное исследование машины. Выявлено влияние параметров газа и геометрических факторов (ζ, n, w, F, d) на характеристики устройства. Результаты теоретического и экспериментального исследования совпадают. Найден рациональный диапазон параметров газа и геометрических соотношений, соответствующих оптимальным условиям работы криогенной пульсационной машины.

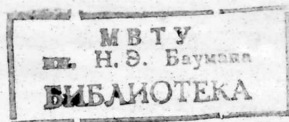
4. В результате теоретического и экспериментального исследования предложена методика расчета и даны рекомендации по проектированию КПМ. Разработанное устройство благодаря своей простоте (одна подвижная деталь), надежности и низким уровням получаемых температур нашло применение в качестве генератора холода в малорасходных системах термостатирования и ожижения газов. Конструкции пульсационного устройства защищены А.с. 631758, А.с. 771416.

Основные положения диссертации изложены в следующих публикациях:

1. Микულიн Е.И., Шкребенко ...П., Тарасов А.А. Криогенная пульсационная машина. - Известия вузов. Машиностроение, 1982, № 9, с.76-80.

2. Пульсационное расширительное устройство / Е.И.Микулин, А.А.Тарасов, Б.Г.Кузнецов, М.П.Шкробенко. - Машин, приборы, стенды. Каталог МВТУ, 1982, № 8, с.13-14.
3. Микулин Е.И., Шкробенко М.П., Тарасов А.А. Исследование криогенной пульсационной машины. - Известия вузов. Машиностроение, 1983, № 1, с.71-75.
4. А.с. 631758 (СССР). Охлаждающее устройство / Авт.изобрет. Б.Г.Кузнецов, Е.И.Микулин, В.Г.Воронин, М.П.Шкробенко, - Заявл. 3.01.77, № 2440639/23-06; Оpubл. в Б.И. 1978, № 41.
5. А.с. 771416 (СССР). Пульсационный охладитель / Авт.изобр. Б.Г.Кузнецов, В.И.Логинов, М.П.Шкробенко, Г.М.Чурсина, В.А.Самолет, А.А.Тарасов. - Заявл. 18.12.78, № 2697459/23-06; Оpubл. в Б.И. 1980, № 38.

МВТУ



Заказ 328 182796 от 27.01.84 Объем I п.л. Тираж 100 экз.
Типография МВТУ, 107005, Москва, Б-5, 2 Бауманская, д.5