

Одесский технологический институт
холодильной промышленности

На правах рукописи

Ш Н А И Д
Исаак Михайлович

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКАЯ ТЕОРИЯ ТЕРМИЧЕСКИ
НЕРАВНОВЕСНЫХ ПРОЦЕССОВ В ХОЛОДИЛЬНЫХ
МАШИНАХ И УСТАНОВКАХ

Специальность № 05.04.03
"Гидравлические машины, машины и аппараты
холодильной и криогенной техники"

Автореферат

диссертации на соискание учёной степени
доктора технических наук

Одесса - 1974

Работа выполнена в Одесском технологическом институте
холодильной промышленности.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор В.М.Бродянский,
доктор технических наук, профессор В.И.Елифанова,
доктор технических наук, профессор А.П.Клименко.

Ведущее предприятие указано в решении Совета.

Автореферат разослан мая 1974 г.
Защита диссертации состоится 14 июня 1974 г. в 15⁰⁰ час
на заседании Совета Одесского технологического института
холодильной промышленности.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке.

Отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенный
печатью учреждения, просим направить в Совет института по
адресу: Одесса, ул.Петра Великого, 1/3.

Ученый секретарь
Совета института
профессор

ЖАДАН В.З.

В отчетном докладе ЦК КПСС XXIV съезду партии отмечалось:
"Прогресс науки и техники - это главный рычаг создания материально-
технической базы коммунизма".

Характерная черта современной научно-технической революции -
непрерывное расширение применения холодильных машин, генерирующих
холод при температурах ниже 120 К, и различных устройств, его исполь-
зующих. Поэтому разработка новых высокоэффективных, экономичных, на-
дежных и простых по конструкции криогенных холодильных машин и уста-
новок, а также совершенствование и оптимизация уже известных устройств
представляют актуальную и важную задачу. С ней связана развивае-
мая в работе теория термически неравновесных процессов в холодиль-
ных машинах и установках.

Важность рассматриваемой научной проблемы определяется тем, что
термическая неравновесность процессов в теплообменных аппаратах холо-
дильных машин, пульсационных трубках и теплоизоляционных системах
порождает качественное своеобразие наиболее существенных, принци-
пиально важных термодинамических эффектов, сильно влияющих на техни-
ко-экономические показатели криогенной системы в целом. Особенно
сложны и наименее изучены термодинамические особенности термически
неравновесных процессов, происходящих в таких массовых криогенных
устройствах, как газовые холодильные машины с нестационарными пото-
ками рабочего тела (машины Стирлинга, Вилльмьера, МакМагона-Джиффор-
да и др.), криостаты, сосуды для хранения криогенных жидкостей.

В работе элементы холодильных машин и установок рассматривают-
ся, как непрерывные термодинамические системы, описываемые уравне-
ниями неравновесной термодинамики и механики сплошной среды. При та-
ком подходе исследуемая проблема сводится к изучению методами матема-
тической физики условий минимума скорости возникновения энтропии в
неравновесных термодинамических системах, характеристик регенератив-
ного теплообмена в потоке газа переменного по времени давления, усло-
вий возникновения термической неравновесности в нестационарных газо-

вых потоках, энергетических эффектов нестационарных процессов в открытых термодинамических системах.

При этом был получен ряд новых, практически важных результатов, как например:

доказательство осуществимости в холодильных машинах с нестационарными газовыми потоками холодопроизводящего процесса регенерации тепла;

обоснование двигательного режима работы пульсационной трубки и возможности его использования для построения новых тепловых двигателей и теплоиспользующих холодильных машин;

обоснование энергетической целесообразности введения в криогенную термоизоляцию внутренних теплопроводов, связанных с соответствующими холодильными машинами, и др.

Светлой памяти моего учителя профессора Владимира Сергеевича Мартыновского посвящаю свою работу. Её многие идеи возникли и разрабатывались в сотрудничестве с этим замечательным ученым, большой души человеком, чьему вниманию, примеру и урокам я многим обязан.

I. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

I. Систематика газовых холодильных машин.

В настоящее время известно более двадцати типов газовых холодильных машин и их количество непрерывно возрастает. Это вызывает необходимость разработки рациональной систематики, которая должна основываться на изучении общих для всего рассматриваемого множества машин термодинамических принципов, на выявлении принципиально важных, определяющих газодинамических особенностей организации рабочего процесса и на установлении связи между термодинамическими, газодинамическими и конструктивными особенностями машины.

Все газовые холодильные машины можно разделить на два класса - машины с нестационарными потоками рабочего тела (класс G_1) и ма-

шины со стационарными потоками рабочего тела (класс G_2).

К классу G_1 относятся машины, у которых при установившемся режиме работы хотя бы в двух теплообменных аппаратах - рефрижераторе и регенераторе - наблюдается нестационарность газовых потоков, принципиально обусловленная термодинамическими особенностями рабочего процесса машины.

Класс G_2 образуют машины, в теплообменных аппаратах которых при установившемся режиме работы потоки рабочего тела стационарны. В ряде случаев особенности рабочего процесса отдельных элементов таких машин, например, поршневых компрессоров, детандеров или переключающихся регенераторов вызывают некоторую нестационарность газовых потоков. Однако во всех этих случаях термодинамический цикл остается таким же, как при стационарных потоках в аппаратах, и машину по-прежнему можно относить к классу G_2 . В него входит сравнительно небольшое число машин, осуществляющих различные модификации обратного цикла Брайтона, и расчленение этого класса на более мелкие подразделения, повидимому, нецелесообразно. Главные, определяющие признаки класса G_2 присущи и машинам, отдельные термодинамические процессы которых происходят в двухфазной области, - пароконденсаторным холодильным машинам в технике "умеренного холода", криогенным машинам, осуществляющим циклы Линде, Клода, Гейландта и т.п.

Класс G_1 включает значительное число различных по рабочим процессам и конструкции машин. Поэтому необходимо рассмотреть их систематику (рис. I). В её основе лежат две группы признаков, отражающих принципиальные особенности генерации холода - тип компенсирующего процесса (группа С) и особенности осуществления холодопроизводящего процесса (группа R).

По особенностям осуществления холодопроизводящего процесса все машины класса G_1 делятся на два вида - E_v (машины экспансионного типа) и E_p (машины с пульсационной трубкой). В машинах вида E_v основной холодопроизводящий процесс - расширение газа с производ-

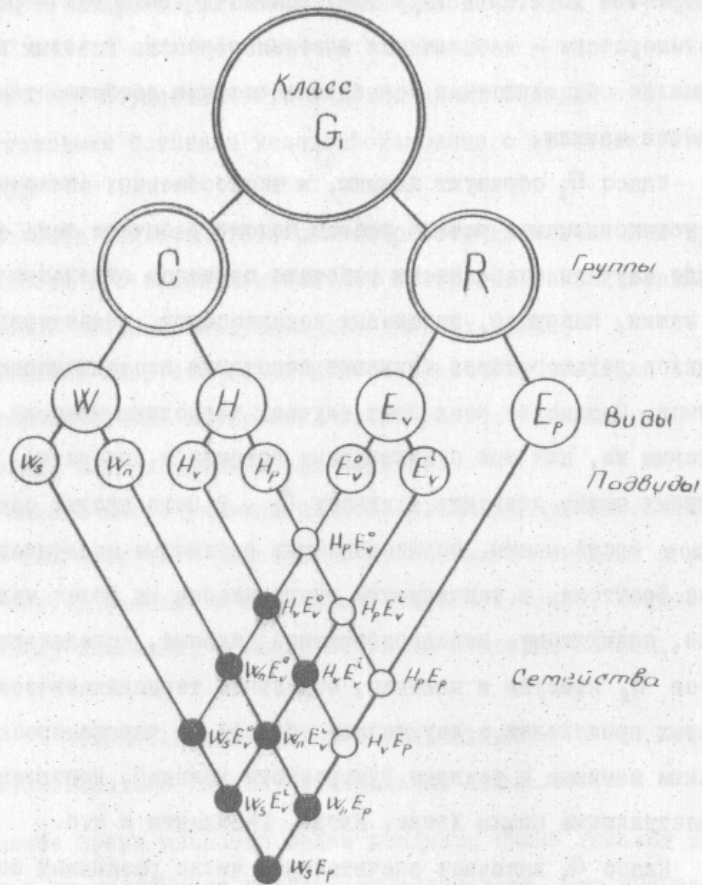


Рис. 1. Систематика газовых холодильных машин класса G_1 .

ством работы в холодной полости переменного объема. В генераторах холода подвида E_v° работа расширения посредством поршня совершается над внешними по отношению к хладагенту телами. В машинах подвида E_v^1 работа расширения посредством вытеснителя совершается над самим рабочим телом, находящимся в теплых полостях машины.

В генераторах холода вида E_p основной холодопроизводящий процесс — это расширение газа в нестационарном, термически неравновесном потоке с пренебрежимо малым градиентом мгновенного давления вдоль потока при условиях, близких к адиабатическим. Устройство, в котором осуществляется такой процесс, называют пульсационной трубкой, чаще всего она представляет собой достаточно узкий теплоизолированный канал.

По типу компенсирующего процесса машины класса G_1 делятся на два вида — W и H . К виду W относятся машины, у которых компенсирующий процесс — превращение работы в тепло; машины вида H — теплоиспользующие, у них компенсирующий процесс — переход тепла от тел, более нагретых, к телам, менее нагретым.

Машины вида W могут быть двух подвигов — W_s и W_n . Подвид W_s объединяет генераторы холода, у которых потребляемая извне механическая работа подводится к стационарному потоку рабочего тела, а у машин подвида W_n работу подводят к нестационарному потоку. Поэтому у машин подвида W_n обязательно есть теплая полость переменного объема, свободно сообщаемая с охлаждающей системой. Обязательные элементы машин подвида W_s — это компрессор любого типа и газораспределительное устройство, поочередно присоединяющее охлаждающую систему к газовым линиям высокого и низкого давления.

Машины вида H делятся на подвиды H_v и H_p . У машин подвида H_v отвод тепла от наиболее нагретого источника из всех, с которыми взаимодействует машина, осуществляется в результате расширения газа в полости переменного объема. В машинах подвида H_p отвод тепла от наиболее нагретого источника обусловлен действием пульсационной труб-

ки, работающей в специальном "двигательном" режиме, теория которого развита в работе.

Каждый из видов (подвидов) группы С может сочетаться с любым видом (подвидом) группы R, образуя семейство машин. Таких семейств, очевидно, двенадцать.

В семейство $W_n E_v^o$ входят различные модификации холодильной машины Стирлинга с детандерным поршнем, а в семейство $W_n E_v^i$ - все разновидности холодильной машины Стирлинга с вытеснителем. К семейству $W_s E_v^o$ можно отнести все детандерные охладители со встроенными в мертвое пространство регенератором и рефрижератором, а к семейству $W_s E_v^i$ - холодильную машину МакМагона-Джиффорда с вытеснителем и подобные ей генераторы холода. Предложенные Джиффордом холодильные машины с пульсационной трубкой и поршневым устройством для создания пульсаций давления относятся к семейству $W_n E_p$, а его машина с пульсационной трубкой и клапанным газораспределением - к семейству $W_s E_p$.

Холодильная машина Виллюмбера (Текониса) принадлежит семейству $H_v E_v^i$. Машины семейства $H_v E_v^o$ имеют, в отличие от машины Виллюмбера, не холодный вытеснитель, а детандерный поршень.

Таким образом, только к восьми семействам - $W_s E_v^o$, $W_s E_v^i$, $W_s E_p$, $W_n E_v^o$, $W_n E_v^i$, $W_n E_p$, $H_v E_v^o$, $H_v E_v^i$ - можно отнести известные в настоящее время холодильные машины класса G_1 . Кроме них, систематика предсказывает существование еще четырех семейств - $H_p E_v^o$, $H_p E_v^i$, $H_p E_p$, $H_v E_p$. Принципиальные конструктивные схемы и характеристики этих новых, не известных ранее машин рассмотрены в работе.

Предложенную систематику можно легко распространить на тепловые насосы, термотрансформаторы и тепловые двигатели с нестационарными потоками рабочего тела.

В холодильных машинах подвида W_s значительное влияние на эффективность могут оказать экстернетические потери при выхлопе. Они

особенно велики у машин семейства $W_s E_p$, а также у машин семейства $W_s E_v^i$ при прямоугольной индикаторной диаграмме. Эти потери можно существенно уменьшить, применяя новую конструкцию газораспределительного устройства с буферными емкостями - аккумуляторами газа. В этом случае при выхлопе охлаждающая система сообщается последовательно с несколькими буферными емкостями, отдавая им газ, а лишь затем - со всасывающей линией компрессора. При заполнении системы вначале к ней подключаются буферные емкости, отдавая ей газ, полученный ими при её опорожнении, только после этого систему соединяют с нагнетательной линией компрессора. Таким образом, буферные емкости осуществляют регенерацию газа; при n емкостях количество газа повышенного давления, теряемого при выхлопе, уменьшается, приблизительно, в $(1+n)$ раз (эта оценка справедлива, если $n \ll 4+5$).

При установившемся режиме работы машин класса G_1 все термодинамические и газодинамические параметры рабочего тела в любой точке тракта машины, температуры теплообменных поверхностей, мгновенные тепловые потоки и механические мощности - это периодические функции времени с периодом ϕ , определяемым частотой рабочих процессов в машине. Полноценное теоретическое описание действительного рабочего процесса машин класса G_1 должно отражать механическую и термическую неравновесность и периодическую нестационарность процесса; взаимосвязь процессов, происходящих в разных элементах машин; локальный характер процессов в таких элементах, как регенератор, теплообменники, пульсационная трубка. Из-за отсутствия такой теории разработка и совершенствование машин класса G_1 ведутся, в основном, эмпирическими методами. Особенно плохо изучены термически неравновесные процессы в таких принципиально важных элементах, как регенератор тепла, теплообменники, пульсационная трубка. Поэтому в работе исследованию именно этих процессов уделено наибольшее внимание.

2. Системы низкотемпературной изоляции.

Во многих низкотемпературных устройствах, например, в сосудах для хранения криогенных жидкостей, криостатах и холодильных камерах эксергетические потери, обусловленные термической неравновесностью теплопередачи в термоизоляции, оказывают определяющее влияние на затрату энергии в холодильной установке.

Уменьшить эксергетические потери в изоляции можно двумя способами:

первый и наиболее распространенный сводится к уменьшению теплопроводности изоляционной конструкции, при этом все внешние теплопритоки отводятся на самом низком температурном уровне;

при втором способе в изоляции размещают теплоотводы, благодаря которым значительная часть внешних теплопритоков не достигает изолируемого тела, а отводится на промежуточных температурных уровнях.

В то время как первый способ уменьшения эксергетических потерь в термоизоляции исследован с исчерпывающей полнотой, энергетическая эффективность систем второго типа не определена. В связи с этим, в работе методами неравновесной термодинамики исследуется наиболее общий случай изоляционных систем со внутренними теплоотводами, связанными с холодильными машинами (рис.2).

II. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НЕРАВНОВЕСНЫХ ПРОЦЕССОВ

I. Нестационарные термодинамические процессы в открытых системах.

Любой элемент холодильной или тепловой машины с нестационарными потоками рабочего тела - это открытая термодинамическая система, совершающая нестационарный процесс и испытывающая при этом не только механическое и тепловое воздействие, но и обменивающаяся веществом с другими системами. При установившемся режиме работы машины в

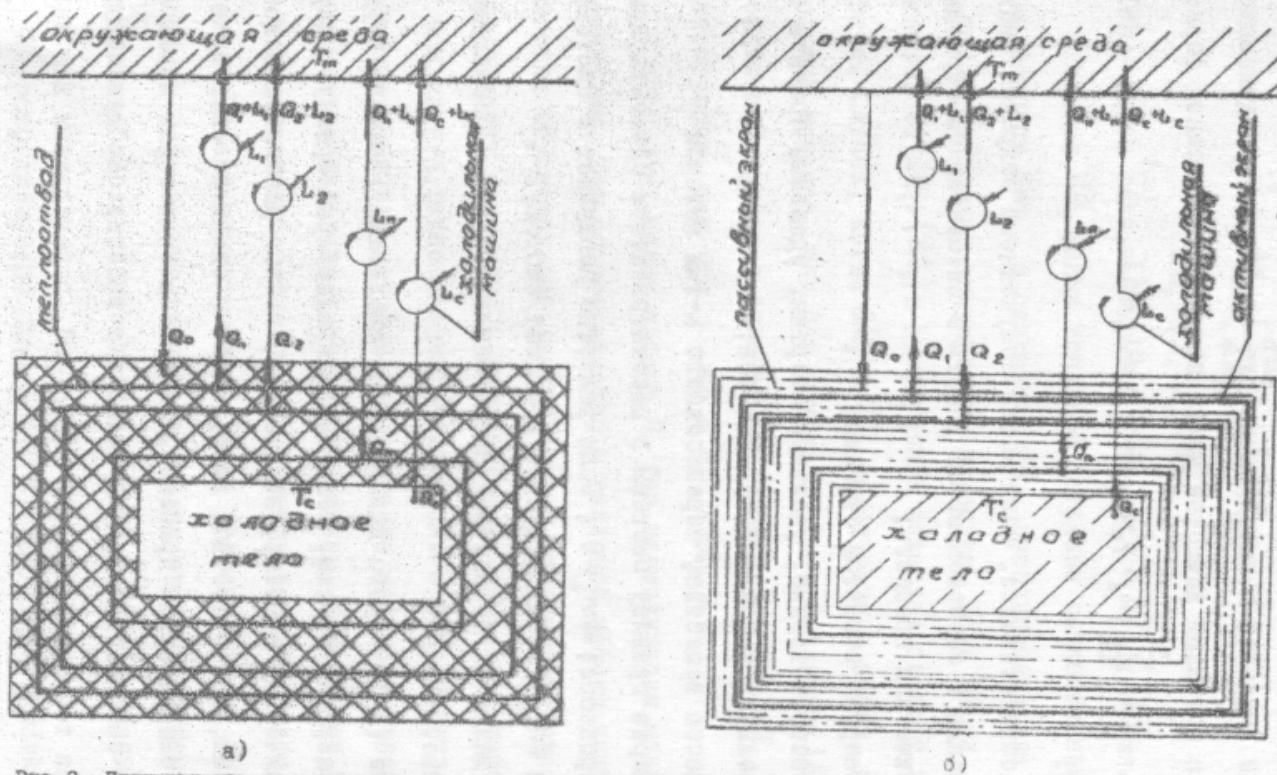


Рис.2. Принципиальные схемы низкотемпературной тепловой изоляции со внутренними тепловодами:
 а) газонаполненная лористая и вакуум-поровая изоляция;
 б) вакуумная изоляция.

такой открытой системе происходит циклический процесс и её внутренние параметры, газодинамические и термодинамические параметры потоков вещества на её границах периодически (с периодом Φ) приобретают начальные значения.

Уравнение I начала термодинамики для открытой термодинамической системы A с n потоками вещества можно представить в такой форме:

$$\dot{d}Q + \sum_{k=1}^n (u_k + p_k v_k) \cdot \dot{d}m_k = dU_A + \dot{d}Z, \quad (\text{II-1})$$

где обозначено:

$\dot{d}Q$, $\dot{d}Z$ - соответственно, количества полученного открытой системой тепла и совершенной ею работы в элементарном термодинамическом процессе;

U_A - энергия открытой системы;

u_k , v_k , p_k - соответственно, удельная энергия, удельный объем и давление в k -том потоке вещества;

$\dot{d}m_k$ - масса вещества, перенесенного k -тым потоком через границу системы в рассматриваемом элементарном процессе; $\dot{d}m_k > 0$, если вещество поступает в систему, и $\dot{d}m_k < 0$, если вещество покидает систему.

Здесь и далее d обозначает дифференциал, а \dot{d} - бесконечно малое количество.

Уравнение (II-1) строго выводится из уравнения I начала термодинамики для закрытых систем, если анализировать расширенную, закрытую термодинамическую систему, включающую, помимо рассматриваемой открытой системы, все вещество, поступающее в открытую систему и покидающее её в элементарном процессе. Этот же методический прием сведения открытой системы к закрытой позволяет вывести обобщенное уравнение Гиббса из термодинамических уравнений, справедливых для закрытых систем.

В машинах класса G_1 регенераторы тепла, теплообменники (нагреватели газа, рефрижераторы, холодильники) и пульсационные трубки - это открытые термодинамические системы, у которых $\dot{d}Z=0$ и чаще всего

$n = 2$; при этом

$$\dot{d}Q = \dot{d}Q_a + \dot{d}Q_s; \quad (\text{II-2})$$

$$\dot{d}Q_a = \left(\frac{dU_A}{dM_A} - i_1 \right) \cdot \dot{d}M_A; \quad (\text{II-3})$$

$$\dot{d}Q_s = (i_1 - i_2) \cdot \dot{d}m_2; \quad (\text{II-4})$$

где M_A - масса газа в открытой системе; i - энтальпия.

Величина $\dot{d}Q_s$ равна тепловой нагрузке теплообменника со стационарным потоком $\dot{d}m_2$, а слагаемое $\dot{d}Q_a$, пропорциональное $\dot{d}M_A$, учитывает тепловой эффект аккумуляции вещества. Если знаки $\dot{d}Q_s$ и $\dot{d}Q_a$ одинаковы, то $|\dot{d}Q| > |\dot{d}Q_s|$ и аккумуляция вещества снижает эффективность аппарата. Случай, когда $\dot{d}Q_s$ и $\dot{d}Q_a$ имеют разные знаки, представляет наибольший интерес, так как при этом может оказаться $|\dot{d}Q| < |\dot{d}Q_s|$. В пульсационной трубке с адиабатным газовым потоком $\dot{d}Q_a$ и $\dot{d}Q_s$ взаимно компенсируются, так что $\dot{d}Q = \dot{d}Q_a + \dot{d}Q_s = 0$.

В аппаратах машин класса G_1 газ периодически меняет направление движения. Это обстоятельство и тепловой эффект аккумуляции газа в полостях обуславливают универсальный характер регенерации тепла: она происходит не только в регенераторах тепла, но неизбежно возникает и в других теплообменных аппаратах. В них, наряду со средним по времени тепловым потоком, направление которого однозначно определяется местом аппарата в структуре машины, существует знакопеременный, регенеративный тепловой поток между рабочим телом и омываемой им теплообменной поверхностью. Такой дополнительный регенеративный теплообмен существенно влияет на характеристики машины; в холодильных машинах Стирлинга его первым выявил И.И. Караванский.

2. Эксергетические потери при стационарных неравновесных процессах в непрерывных системах.

Мощность эксергетических потерь, вызванных необратимостью процесса, прямо пропорциональна скорости возникновения энтропии в термодинамической системе $\frac{d_i S}{dt}$. Для непрерывной неравновесной системы

с объемом V при m термодинамических силах X_j и соответствующих им потоках J_j величина $\frac{d_i S}{dt}$ определяется известным соотношением неравновесной термодинамики:

$$\frac{d_i S}{dt} = \int \left[\sum_{j=1}^m X_j J_j \right] \cdot dV. \quad (\text{П-5})$$

Так как $\frac{d_i S}{dt}$ существенно положительна, при определенных особенностях сил и потоков внутри системы, совместимых с заданными условиями на границах системы, скорость возникновения энтропии и мощность эксергетических потерь минимальны. Этот принцип минимума позволяет вариационными методами найти эффективные инженерные способы уменьшения эксергетических потерь при неравновесных процессах.

Пусть $m = 1$, $X_1 = \text{grad } \theta$ и $J_1 = F(\theta) \cdot X_1$, где $F(\theta)$ - феноменологический коэффициент, а θ - локальное значение определяющего термодинамического параметра. Подобное представление сил и потоков справедливо при неравновесных процессах передачи тепла в изотропном твердом теле и диффузии в двухкомпонентной изотермической системе. Если ввести новую переменную $\Phi = \int F(\theta) \cdot d\theta$, то в рассматриваемом случае

$$\frac{d_i S}{dt} = \int \text{grad}^2 \Phi \cdot dV. \quad (\text{П-6})$$

Функция $\Phi(x, y, z)$, где x, y, z - декартовы координаты произвольной точки системы, при минимуме $\frac{d_i S}{dt}$ должна удовлетворять уравнению Эйлера-Лагранжа:

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial z^2} = 0. \quad (\text{П-7})$$

Заменив в уравнении (П-7) Φ на θ , находим физические условия минимума:

$$\text{div } J_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{dF}{d\theta} \cdot \text{grad}^2 \theta. \quad (\text{П-8})$$

Поэтому характер зависимости $F(\theta)$ оказывает определяющее влияние на картину поля, соответствующего минимальным эксергетическим потерям в неравновесном процессе: при $\frac{dF}{d\theta} > 0$ в системе нужно осуществить источники, при $\frac{dF}{d\theta} < 0$ - стоки и только постоянному феноменологическому коэффициенту соответствует поле с $\text{div } J_1 = 0$.

Для оценки термодинамической эффективности систем с минимальными эксергетическими потерями удобно воспользоваться величиной γ_e - отношением минимальной при данных граничных условиях мощности эксергетических потерь к мощности эксергетических потерь в системе с такими же граничными условиями, но при $\text{div } J_1 = 0$. Для одномерного случая

$$\gamma_e = \frac{1}{\theta_1 - \theta_0} \cdot \frac{\left[\int_{\theta_0}^{\theta_1} \sqrt{F(\theta)} \cdot d\theta \right]^2}{\int_{\theta_0}^{\theta_1} F(\theta) \cdot d\theta}, \quad (\text{П-9})$$

где θ_0, θ_1 - значения параметра θ на границах системы.

В случае теплопроводного тела с коэффициентом теплопроводности $\lambda(T)$ феноменологический коэффициент $F = \lambda \cdot T^2$, параметр $\theta = \frac{1}{T}$, J_1 - это вектор удельного теплового потока, а условие (П-8) минимума эксергетических потерь приобретает вид:

$$\text{div } J_1 = - \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{d\lambda}{dT} + \frac{\lambda}{T} \right) \cdot \text{grad}^2 T. \quad (\text{П-10})$$

Так как у теплоизоляционных материалов обычно $\frac{d\lambda}{dT} > 0$, то $\text{div } J_1 < 0$ и в теплоизоляционной системе для обеспечения минимума эксергетических потерь нужно размещать теплоотводы.

Расчеты по соотношению (П-9) показывают, что введение внутренних теплоотводов в термоизоляции даёт ощутимый энергетический эффект при отношениях граничных температур менее 0,3. В применении к холодильной технике это означает, что внутренние теплоотводы энергетически целесообразны только при криогенных температурах изолируемого холодного тела. С уменьшением температуры холодного тела γ_e также уменьшается. Так, например, при нормальной температуре кипения азота

$$\gamma_e \approx 0,7, \text{ а при нормальной температуре кипения водорода } \gamma_e \approx 0,3.$$

3. Оптимальные термодинамические циклы в системе низкотемпературной термоизоляции.

Как показывает соотношение (П-10), абсолютный минимум эксергетических потерь в изоляционной конструкции достигается при выполнении определенных условий совместной работы обратимых холодильных машин и тепловой изоляции. В случае изоляции, подчиняющейся закону

Фурье, теоретически оптимальной является комбинация обратимых обратных циклов Карно и Лоренца. Цикл Карно осуществляется в машине, компенсирующей теплопритоки к изолируемому холодному телу. Цикл Лоренца происходит в холодильной машине, связанной со внутренними теплоотводами в изоляции, в ней холод генерируется при переменной температуре и в общем случае теплоемкость процесса, осуществляющего отвод тепла из изоляции, переменна (она постоянна только при $\lambda = \text{const}$).

В реальной изоляционной конструкции можно создать лишь конечное число внутренних теплоотводов. Расчеты тепловой изоляции, подчиняющейся закону Фурье, показывают, что при температурах холодного тела вплоть до гелиевых всего два внутренних теплоотвода с оптимальными параметрами дают практически такой же эффект, как и их бесконечное число. В связи с этим, система трех обратных циклов Карно, взаимодействующих со внутренними теплоотводами, достаточно близка к оптимальной даже при низких T_c . Этот вывод имеет принципиальное значение, так как он свидетельствует о практической целесообразности осуществления в пористой и вакуум-порошковой криогенной изоляции внутренних теплоотводов, связанных с холодильными машинами.

Наибольший практический интерес представляет оценка эффективности внутренних теплоотводов в вакуумной термоизоляции. В ней число внутренних теплоотводов - активных экранов - в принципе может быть только конечным. При анализе предполагали, что, наряду с n активными экранами, изоляционная конструкция включает и k пассивных экранов, равномерно распределенных между активными экранами и в промежутках, образованных ограничивающими изоляцию поверхностями и активными экранами. Минимум скорости возникновения энтропии $\frac{dS}{dt}$ соответствует охлаждаемым активным экранам, - в этом вакуумная изоляция подобна изоляции, подчиняющейся закону Фурье. Об энергетической эффективности внутренних теплоотводов в вакуумной изоляции можно судить по величине γ_d - отношению минимальной мощности эксергетических потерь в оптимизированной конструкции с активными охлаждаемыми экранами

к мощности эксергетических потерь в точно такой же конструкции, у которой эти же экраны являются пассивными. Интересно, что при одних и тех же T_m и T_c величина γ_d всегда значительно меньше соответствующего отношения мощностей эксергетических потерь в оптимизированной теплопроводной изоляции с таким же числом внутренних теплоотводов, что и в вакуумной изоляции. Таким образом, внутренние теплоотводы особенно эффективны в вакуумной изоляции. В таблице I приведены главные характеристики оптимальных вакуумных теплоизоляционных систем с одним активным экраном при $T_m = 300$ К: значения γ_d , оптимальная температура T_d активного экрана, величина \bar{Q}_d - отношение мощностей теплопритоков к изолируемому холодному телу в оптимальной конструкции с активным экраном и в точно такой же конструкции, в которой этот же экран является пассивным. При определении γ_d учитывали также эксергетические потери в холодильных машинах (η_i, η_c - значения степени термодинамического совершенства машин, отводящих тепло из активного экрана и от холодного тела, соответственно).

Таблица I

T_c, K	Характер температурной зависимости η_i	T_d, K	$\gamma_d \cdot 10^2$	$\bar{Q}_d \cdot 10^3$
77,4	$\eta_i = \eta_c$	188	58,6	301
(азот)	$\eta_i > \eta_c$	172	40,8	208
20,4	$\eta_i = \eta_c$	142	24,5	94,8
(водород)	$\eta_i > \eta_c$	120	12,7	51,2
4,2	$\eta_i = \eta_c$	98	8,1	22,7
(гелий)	$\eta_i > \eta_c$	85	3,7	12,9
2,2	$\eta_i = \eta_c$	85	5,0	12,9
(гелий II)	$\eta_i > \eta_c$	73	2,2	7,0

Таблица показывает, что с уменьшением T_c значения γ_d, T_d и \bar{Q}_d также уменьшаются. При гелиевых температурах холодного тела

всего один активный охлаждаемый экран уменьшает эксергетические потери более, чем на порядок.

Величина γ_d не зависит от суммарного числа пассивных экранов в изоляции. Поэтому применение охлаждаемых активных экранов энергетически целесообразно даже в самой совершенной вакуумной суперизоляции. Привлекают внимание сравнительно высокие оптимальные температуры охлаждаемого экрана: даже при $T_c = 2,2$ К нужно охлаждать экран всего лишь до азотных температур. При термодинамически оптимальных параметрах активного экрана величина \bar{Q}_d однозначно определяется значениями T_c и T_m .

Расчеты показывают, что в подавляющем большинстве случаев достаточно применить всего один активный экран: в этом случае теплоизоляционная система предельно проста и это, в сочетании с высокой энергетической эффективностью, обуславливает перспективность таких вакуумных теплоизоляционных устройств.

III. ТЕРМИЧЕСКАЯ НЕРАВНОВЕСНОСТЬ В НЕСТАЦИОНАРНЫХ ГАЗОВЫХ ПОТОКАХ И ЕЁ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ В ПУЛЬСАЦИОННЫХ ТРУБКАХ

I. Температурное поле в нестационарном газовом потоке.

Условия возникновения термической неравновесности газового потока в пульсационных трубках можно изучить при рассмотрении одномерного нестационарного течения идеального, с постоянной изохорной теплоемкостью, невязкого и нетеплопроводного газа в открытой с обоих концов нетеплопроводной трубе. В этом случае газодинамические и термодинамические параметры потока определяются системой уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{Dw}{dt} = -\frac{a_c^2}{\gamma} \cdot \frac{\partial \pi}{\partial x}; \\ \frac{D\pi}{dt} = -\gamma \cdot \frac{\partial w}{\partial x}; \\ \frac{D}{dt} (\tau - \pi) = 0; \end{array} \right. \quad \text{(III-1)}$$

$$\text{(III-2)}$$

$$\text{(III-3)}$$

где обозначено $\pi = \ln p$ (это обозначение применяется только в п. III авто-

реферата); $\tau = \frac{\gamma}{\gamma-1} \ln T$;

p, T, w, γ - соответственно, давление, температура, скорость движения и показатель адиабаты газа;

x - эйлерова координата; $x=0$ соответствует концу трубы, через который в неё поступает газ;

t - время;

a_c - местная скорость звука в газе;

$\frac{D}{dt}$ - субстанциональная (индивидуальная) производная.

Характерные особенности нестационарных газовых потоков в пульсационных трубках и в других элементах машин класса G_4 - это малая скорость и ускорение газовых частиц (число Маха $M = \frac{w}{a_c} \sim 5 \cdot 10^{-2}$, $\frac{Dw}{dt} \sim 1 \cdot 10^8$ м/с²), пренебрежимо малое по сравнению с длительностью периода δ машины время прохождения по потоку волн разрежения и сжатия. Поэтому решения системы (III-1)-(III-3) можно представить в такой форме:

$$w(x, t) = w_0(x, t) + w'(x, t); \quad \text{(III-4)}$$

$$\tau(x, t) = \tau_0(x, t) + \tau'(x, t); \quad \text{(III-5)}$$

$$\pi(x, t) = \pi_0(t) + \pi'(x, t); \quad \text{(III-6)}$$

где малые величины w', τ', π' характеризуют возмущения, вносимые механической неравновесностью потока, а w_0, τ_0 соответствует механически равновесному течению ($\frac{\partial p}{\partial x} = 0$) при давлении в газе, равном p_0 ($\pi_0 = \ln p_0$).

Функции (III-4)-(III-6) должны удовлетворять граничным условиям:

$$\tau(0, t) = \tau_0(t); \quad \text{(III-7)}$$

$$\pi(0, t) = \pi_0(t); \quad \text{(III-8)}$$

$$w(0, t) = w_0(t) \quad \text{(III-9)}$$

и начальному условию

$$\tau(x, t_0) = \tau_0(x). \quad \text{(III-10)}$$

xv 1052

В соотношениях (III-4)-(III-10) и в остальных формулах этого раздела индексы обозначают: "s" - начальное состояние; "0" - характеристики потока в сечении $x=0$; e - характеристики потока при $\frac{dp}{dx} = 0$.

Представление искомым функций (III-4)-(III-6) в виде суммы главного члена, соответствующего нестационарному, механически равновесному течению, и малой поправки, учитывающей механическую неравновесность потока, вызванную силами инерции, возможно при любых условиях течения в элементах машин класса G. Оно позволяет линеаризовать исходную систему уравнений и найти аналитические решения такой линеаризованной системы. Они показывают, что независимо от условий теплообмена газа, термической неравновесности потока и скорости изменения давления в нем, возмущения τ' , ω' , π' , вносимые механической неравновесностью, имеют порядок малости M^2 , что при характерных для машин класса G, условиях приводит к весьма малым, не превосходящим по относительной величине 10^{-3} , поправкам к значениям T_e , p_e , ω_e . Поэтому при математическом описании процессов в элементах машин класса G, можно пренебрегать инерционными членами в уравнении Эйлера, а в рассматриваемой задаче с вполне приемлемой для инженерных расчетов точностью принять $\frac{dp}{dx} = 0$ и поэтому $\frac{D\pi}{dt} = \frac{d\pi_0}{dt}$. Полученные выводы - это также и наиболее общее доказательство положения о пренебрежимо малой механической неравновесности процессов расширения - сжатия в устройствах вытеснительного типа, обоснованного при несколько более частных допущениях М.Д.Хаскиндом.

При пренебрежимо малых τ' , ω' , π' удобно заменить независимую переменную t на π_0 , тогда, вместо ω , вводится $\nu = \omega \cdot \left(\frac{d\pi_0}{dt}\right)^{-1}$. Естественно, что после замены переменных нужно анализировать процесс по отдельным временным интервалам, в пределах которых $\frac{dp}{dt}$ имеет один и тот же знак. В рассматриваемом случае величины ν и ω - линейные функции координаты:

$$\nu(x, \pi_0) = \nu_0(\pi_0) - \frac{x}{\gamma}; \quad (III-11)$$

а температурное поле в газе описывается двумя функциями:

- а) при $x \leq Y_d(\pi_0)$ $\tau(x, \pi_0) = \tau_1(x, \pi_0)$;
 функция $\tau_1(x, \pi_0)$ удовлетворяет граничному условию (III-7) и описывает температурное поле в газе, поступившем за время процесса в трубу через сечение $x=0$;
 б) при $x \geq Y_d(\pi_0)$ $\tau(x, \pi_0) = \tau_2(x, \pi_0)$;
 функция $\tau_2(x, \pi_0)$ удовлетворяет начальному условию (III-10) и описывает температурное поле в газе, первоначально находившемся в трубе.

Величина $Y_d(\pi_0)$ - это лагранжева координата частиц газа, находившихся при начальном давлении p_0 в сечении $x=0$. При $x=Y_d(\pi_0)$ может в общем случае существовать поверхность стационарного температурного разрыва. Из термодинамических соображений следует, что при $\tau_1(0) - \tau_0(\pi_0) = 0$ разрыв слабый - его испытывают только производные, а при $\tau_1(0) - \tau_0(\pi_0) \neq 0$ - разрыв сильный: по трубке перемещается скачок $\Delta\tau = \tau_1(0) - \tau_0(\pi_0)$. Величина $Y_d(\pi_0)$ определяется соотношением:

$$Y_d(\pi_0) = \exp\left(-\frac{\pi_0}{\gamma}\right) \cdot \int_{\pi_0}^{\pi_0} \nu_0(\xi) \cdot \exp\frac{\xi}{\gamma} \cdot d\xi, \quad (III-12)$$

где ξ - вспомогательная переменная интегрирования.

Функцию $\tau_1(x, \pi_0)$, как неявную, определяет выражение:

$$x \cdot \exp\frac{\pi_0}{\gamma} + \int_{\tau_1(x, \pi_0)}^{\pi_0} \nu_0(\xi) \cdot \exp\frac{\xi}{\gamma} \cdot d\xi = 0. \quad (III-13)$$

Здесь τ_1 - функция, обратная $\tau_0(\pi_0) = \tau_0(\pi_0) - \pi_0$.

Функцию $\tau_2(x, \pi_0)$ определяют формулы:

$$\tau_2(x, \pi_0) = \tau_0(x_0) + \pi_0 - \pi_0; \quad (III-14)$$

$$x_0 = x \cdot \exp\frac{\pi_0 - \pi_0}{\gamma} - \int_{\pi_0}^{\pi_0} \nu_0(\xi) \cdot \exp\frac{\xi - \pi_0}{\gamma} \cdot d\xi. \quad (III-15)$$

Формулы (III-12)-(III-15) позволяют выявить условия возникновения термической неравновесности в адиабатических газовых потоках. Наиболее важные результаты дает соотношение (III-13), так как, начиная с момента,

когда становится $\gamma_d(\kappa_0) = l$ (l - длина трубы), температурное поле в газе описывается одной функцией $\tau_x(\alpha, \kappa_0)$. В этом случае возникновение термической неравновесности в потоке обусловлено граничными температурными условиями $\tau_0(\kappa_0)$. Если в трубу поступает газ из адиабатического цилиндра, то поток в трубе термически равновесный. Если в предшествующем трубе объеме газ при повышении давления отдает тепло, а при понижении давления получает тепло, поток в трубе становится термически неравновесным: в процессе повышения давления в трубе устанавливается положительный градиент температуры, а при понижении давления - отрицательный температурный градиент. Такие условия нужно обеспечить в тепловых и холодильных машинах с пульсационной трубкой - в них смежными с пульсационной трубкой элементами должны быть теплообменники.

Из соотношения (III-14) следует, что при $\alpha \geq \gamma_d(\kappa_0)$ поток является термически равновесным, если при начальном давлении газ в трубе был в термическом равновесии.

При действительном течении вязкого и теплопроводного газа в пульсационной трубке термическая неравновесность может оказаться малой или даже не возникнуть при интенсивных свободных струях в потоке. Чтобы избежать этого, необходимо обеспечить плавный, без внезапного расширения вход газа в трубку и достаточную её относительную длину $\frac{l}{h}$ (h - определяющий поперечный размер пульсационной трубки). По нашим опытным данным, минимальная величина $\frac{l}{h} \approx 4+5$.

Расчеты показывают, что средняя толщина ламинарного пограничного слоя в пульсационных трубках составляет $\delta \sim 10^{-4}$ м. При проектировании трубок должно быть выполнено условие $h \gg 2\delta$, тогда влиянием вязкости на характеристики потока и эксергетические потери в нем можно пренебречь.

Теплообмен в пульсационных трубках приводит к малым отклонениям от адиабатичности течения. В этом случае при достаточно строгом выполнении условия адиабатичности изоляции трубки от окружающей среды спра-

ведливы соотношения (III-11)-(III-15), но показатель адиабаты γ в них нужно заменить усредненным показателем политропы κ , рассчитываемым по тепловым потокам через поверхности, ограничивающие газовый поток в пульсационной трубке.

Пространственное безвихревое движение газа в пульсационной трубке описывается уравнением Пуассона

$$\frac{\partial^2 f}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 f}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 f}{\partial z^2} = -1 \quad (\text{III-16})$$

с граничными условиями II рода. При этом вектор скорости \vec{w} потока связан с потенциалом f соотношением

$$\vec{w} = \frac{1}{\kappa} \cdot \frac{d\kappa}{dt} \cdot \text{grad } f, \quad (\text{III-17})$$

а температурное поле в потоке определяется дифференциальным уравнением

$$\kappa \cdot \frac{\partial \tau_x}{\partial \kappa} + \frac{\partial f}{\partial x} \cdot \frac{\partial \tau_x}{\partial \alpha} + \frac{\partial f}{\partial y} \cdot \frac{\partial \tau_x}{\partial \beta} + \frac{\partial f}{\partial z} \cdot \frac{\partial \tau_x}{\partial \xi} - \alpha = 0, \quad (\text{III-18})$$

где

$$\tau_x = \frac{\alpha}{\kappa - 1} \cdot \ln T. \quad (\text{III-19})$$

Из выражений (III-17)-(III-18) следует, что градиент температуры и скорость потока при пространственном течении не являются в общем случае коллинеарными векторами. Поэтому, наряду с "продольной" (вдоль трубок тока) термической неравновесностью, в потоке возникает и "поперечная" термическая неравновесность по направлениям, нормальным к трубкам тока.

Для определения характеристик пространственного течения газа уравнения (III-16) и (III-18) интегрировали численными методами. Эти расчеты показали, что при значительных отклонениях от одномерности течения "поперечная" термическая неравновесность потока становится близкой по величине к "продольной" и значительно ухудшаются характеристики устройств с пульсационной трубкой. В связи с этим, при проектировании пульсационных трубок и смежных с ними элементов холодильных и тепловых машин необходимо обеспечить как можно более близкий к одномерному ха-

ракет движения в трубках.

2. Периодический нестационарный процесс в идеальном термодинамическом устройстве с пульсационной трубкой.

Наиболее важные, принципиальные выводы о рабочих процессах и характеристиках холодильных и тепловых машин с пульсационной трубкой даёт анализ процессов в идеальном термодинамическом устройстве с пульсационной трубкой (рис.3). Предполагается, что движение газа в пульсационной трубке 4 одномерное, а полости устройства заполнены идеальным газом с постоянной изохорной теплоемкостью. Естественно, что такое гипотетическое устройство обладает предельной эффективностью, в нем эксергетические потери вызывает только термическая неравномерность процесса теплообмена газа, поступающего из пульсационной трубки в теплообменники 3 или 5. Эти потери являются, по определению В.М.Бродянского, "собственными", органически свойственными машинам с пульсационной трубкой.

Введем следующие обозначения:

T_i, V_i - соответственно, температура газа и газовый объем i -той полости устройства ($i = 1, 2, 3, 4, 5$);

P_{max}, P_{min} - соответственно, максимальное и минимальное давления газа в полостях.

При исследовании периодического нестационарного процесса в идеальном устройстве используются соотношения (III-II)-(III-15), с их помощью определяют кинематические характеристики потоков в пульсационной трубке и температурное поле в ней. Периодический нестационарный процесс естественным образом делится на два частных - процесс повышения давления ($dp > 0$) и процесс понижения давления ($dp < 0$). В свою очередь, каждый из этих процессов удобно при исследовании разделить на две стадии:

I стадия частного процесса характерна тем, что в пульсационной

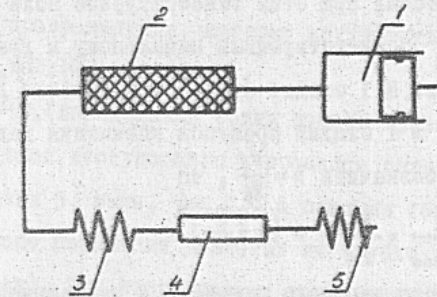


Рис.3. Схема идеального термодинамического устройства с пульсационной трубкой
1 - изотермический цилиндр с поршнем;
2 - идеальный регенератор; 3,5 - идеальные теплообменники; 4 - пульсационная трубка.

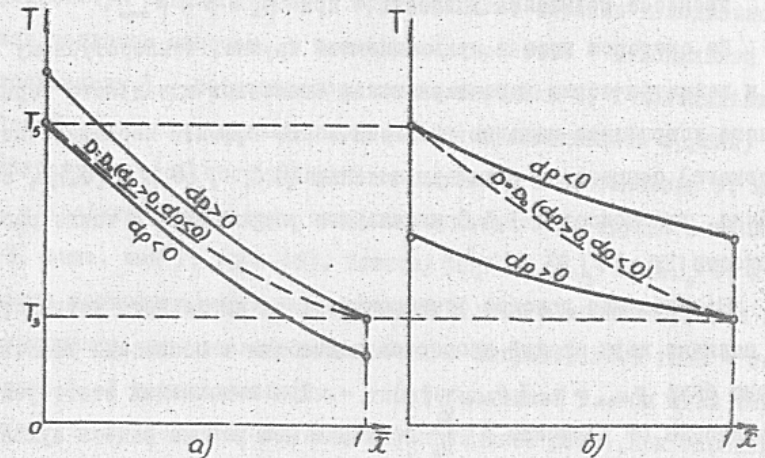


Рис.4. Схемы пространственного распределения средней за время процесса температуры газа в пульсационной трубке
а) при холодильном режиме работы;
б) при двигательном режиме работы.

трубке ещё находится газ, поступивший в неё в течение предыдущего частного процесса; при этом температурное поле описывается двумя функциями, соответствующими начальному и граничному температурным условиям. В I стадии процесса понижения давления

$p_0 \leq p \leq p_{max}$, а в I стадии процесса повышения давления $p_{min} \leq p \leq p_0$; при этом, если обозначить $D = \frac{V_4}{V_5}$, то

$$\frac{p_0}{p_{min}} = \frac{p_{max}}{p_0} = \left(1 + \frac{D}{\kappa}\right)^\kappa; \quad (III-20)$$

во II стадии каждого частного процесса в пульсационной трубке уже отсутствует газ, поступивший в неё в предыдущем частном процессе. Поэтому температурное поле в газе описывается функцией, удовлетворяющей граничному температурному условию. II стадия процесса понижения давления протекает при $p_{min} \leq p \leq p_0$, а II стадия процесса повышения давления - при $p_0 \leq p \leq p_{max}$.

По скорости газа в пульсационной трубке, температурному полю в нем и геометрическим характеристикам элементов идеального термодинамического устройства находим энергетические эффекты периодического (циклического) процесса - количества тепла $(Q_c)_1, (Q_c)_3, (Q_c)_5$, соответственно, для полостей I, 3, 5 идеального устройства, а также работу \mathcal{L}_c в полости I.

Необходимое условие функционирования идеального устройства - это наличие двух стадий процессов повышения и понижения давления, т.е. должно быть $p_{max} > p_0$ ($p_{min} < p_0$). При выполнении этого условия в зависимости от величины $D = \frac{V_4}{V_5}$ возможны два режима работы пульсационной трубки (рис. 4). Критическим является значение

$$D_c = \kappa \cdot \left[\left(\frac{T_5}{T_3} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} - 1 \right], \quad (III-21)$$

имеющее физический смысл только при $T_5 > T_3$.

Если $D = D_c$, на всех участках периодического процесса в трубке сохраняется одно и то же распределение температуры и периодический

нестационарный процесс в устройстве не сопровождается никакими энергетическими превращениями, которые могут быть использованы, так как $(Q_c)_1 = 0; (Q_c)_3 = 0; (Q_c)_5 = 0; \mathcal{L}_c = 0$.

При $D > D_c$ (холодильный режим работы пульсационной трубки) средняя температура газа, поступающего в процессе повышения давления из трубки в теплообменник 5, выше, чем T_5 , а средняя температура газа, поступающего в процессе понижения давления из трубки в теплообменник 3, ниже, чем T_3 (рис. 4а). Для этого режима характерны такие знаки энергетических эффектов периодического процесса: $(Q_c)_1 < 0; (Q_c)_3 > 0; (Q_c)_5 < 0; \mathcal{L}_c < 0$, т.е. теплообменники I и 5 отдают тепло теплоприёмникам, теплообменник 3 отнимает тепло от тел - источников тепла, а источник механической работы совершает за период работу над газом в полости. При $T_5 > T_3$ и $D > D_c$ устройство с пульсационной трубкой может служить холодильной машиной или тепловым насосом. В идеальном устройстве - холодильной машине теплообменник 3 - рефрижератор, теплообменники 5, I - холодильники.

При $D < D_c$ (двигательный режим работы пульсационной трубки) средняя температура газа, поступающего из трубки в теплообменник 5, ниже, чем T_5 , а средняя температура газа, поступающего из трубки в теплообменник 3, выше, чем T_3 (рис. 4б). Поэтому $(Q_c)_1 > 0; (Q_c)_3 < 0; (Q_c)_5 > 0; \mathcal{L}_c > 0$ и идеальное термодинамическое устройство с пульсационной трубкой можно рассматривать, как тепловой двигатель с нагревателями газа - теплообменниками 5, I и холодильником - теплообменником 3. При этом термодинамически естественным является сформулированное ранее, при определении D_c условие $T_5 > T_3$.

Формула (III-21) указывает на принципиальную возможность обращения режима работы устройства с пульсационной трубкой. В данной машине величина $D = \frac{V_4}{V_5}$ вполне определена, а D_c - монотонная возрастающая функция отношения температур $\frac{T_5}{T_3}$. Поэтому существует такое отношение температур $\left(\frac{T_5}{T_3}\right)_0$, при котором D_c равно величине D для данного устройства. Если $\frac{T_5}{T_3} < \left(\frac{T_5}{T_3}\right)_0$, то $D > D_c$ и устройство работает, как холодильная машина

или тепловой насос. При $\frac{T_g}{T_c} > \left(\frac{T_g}{T_c}\right)_0$, то же устройство становится тепловым двигателем и все средние за период энергетические потоки меняют знаки.

Все мгновенные энергетические потоки в устройстве с пульсационной трубкой имеют регенеративный характер. В полости I при повышении давления совершается работа над газом и от него отводится тепло, а при понижении давления газ совершает работу и к нему подводится тепло. В полости 5 (тупиковом теплообменнике) газ при повышении давления отдает тепло, а при понижении давления получает тепло. Регенеративный тепловой поток в полости 3 имеет меньшую относительную величину, чем в полостях I и 5, но при значительном газовом объеме полости он также может оказать существенное влияние на характеристики машины.

IV. ХОЛОДИЛЬНЫЕ И ТЕПЛОВЫЕ МАШИНЫ С ПУЛЬСАЦИОННОЙ ТРУБКОЙ

Холодильные и тепловые машины с пульсационной трубкой имеют исключительно простую конструкцию, предельно малое количество движущихся частей и малые собственные энергетические потери. По этим причинам микроохладители и малые тепловые двигатели, использующие пульсационную трубку, перспективны и могут найти применение в разных областях криогенной техники и автономных двигательных системах малой мощности. В основе теории и методов расчета холодильных и тепловых машин с пульсационной трубкой лежит проведенный анализ термически неравновесных процессов в нестационарных газовых потоках.

I. Холодильные машины вида E_p .

В машинах с пульсационной трубкой, работающей в холодильном режиме (машины вида E_p), холодильное действие пульсационной трубки связано с возникновением термической неравновесности в нестационарном потоке газа, поступающего в пульсационную трубку из смежных теплообменников - рефрижератора и холодильника. Теорию холодильного действия

пульсационной трубки, развитую В.Джиффордом и Р.Лонгсвортом, нельзя признать удовлетворительной, так как возникновение термической неравновесности в трубке она объясняет регенеративным теплообменом газа со стенками трубки, вызывающим, по мысли её авторов, так называемый "поверхностный теплонасосный эффект". В действительности в начальный момент частицы газа в трубке имеют одинаковую температуру и поэтому в той части потока, которую они составляют, будет сохраняться близкое к термически равновесному состоянию даже при теплообмене со стенками трубки. Периодический регенеративный теплообмен в пульсационной трубке только уменьшает холодопроизводительность машины.

У машин вида E_p холодопроизводительность Q_c и выделяемая в холодильнике пульсационной трубки тепловая мощность Q_m связаны соотношением

$$Q_c + Q_m + Q_r = 0, \quad (IV-1)$$

где

$$Q_r = \frac{1}{\delta} \oint i_r \cdot \dot{m}_r; \quad (IV-2)$$

i_r - энтальпия газа на теплом конце регенератора тепла;

\dot{m}_r - масса газа, прошедшего через это же сечение регенератора; принимается, что $\dot{m}_r > 0$, если газ движется от теплого конца регенератора к холодному;

δ - период изменения термодинамических и газодинамических параметров газа в машине.

Величина Q_r учитывает влияние регенератора на холодопроизводительность. Идеальному регенератору соответствует $Q_r = 0$. При действительном процессе в регенераторе величина Q_r может в общем случае принимать положительные, отрицательные и нулевые значения (см. п.У автореферата). Только у машин семейства $W_0 E_p$ (с клапанным газораспределением) всегда $Q_r > 0$.

В машине вида E_p с идеальными рефрижератором и холодильником

$$Q_m = - \frac{P_{\max} V_f}{\beta} \cdot q_c \left(\frac{T_1}{T_f}, \frac{P_{\max}}{P_{\min}}, D, \alpha, \gamma \right); \quad (IV-3)$$

а минимально достижимая температура рефрижератора равна

$$(T_1)_{\min} = T_f \cdot \left(1 + \frac{D}{\alpha} \right)^{1-\alpha}. \quad (IV-4)$$

На значения Q_m , Q_0 и $(T_1)_{\min}$ при условиях действительного термодинамического процесса существенно влияет регенеративный теплообмен в холодильнике пульсационной трубки и в рефрижераторе. Так как в холодильнике пульсационной трубки газ при повышении давления отдает тепло, а при понижении давления - получает тепло, величина $|Q_m|$ определяется разностью этих количеств тепла, каждое из которых, примерно, на порядок превосходит по абсолютной величине $|Q_m|$. Поэтому в действительном процессе температура газа в холодильнике при повышении давления выше, чем при понижении давления, а по этой причине величина $|Q_m|$ больше значений, определяемых формулой (IV-3). Это, в свою очередь, увеличивает Q_0 и понижает $(T_1)_{\min}$. Точно так же влияет на Q_m регенеративный теплообмен в рефрижераторе. Эти эффекты особенно заметны в машинах семейства $W_n E_p$, для которых характерна кратковременность процессов наполнения и истечения.

Расчеты и полученные нами экспериментальные данные показывают, что в одноступенчатой машине вида E_p при температуре холодильника пульсационной трубки $T_5 \approx 300$ К реально достижимая температура рефрижератора равна, примерно, 150 К. Поэтому криогенные генераторы холода вида E_p должны быть многоступенчатыми. Рациональное число ступеней охлаждения определяется на основе соотношений, учитывающих особенности действительного процесса в пульсационной трубке и в регенераторе тепла. При температурах порядка 80 К рациональное число ступеней охлаждения равно, примерно, 3. Температуру до 50 К можно достичь при 4+5 ступенях охлаждения. Получение более низких температур в машинах вида E_p требует преодоления значительных технических трудностей.

В отличие от многоступенчатых машин вида E_p , переход к много-

ступенчатым машинам вида E_p не сопровождается каким-либо их механическим усложнением, так как у машин вида E_p в низкотемпературной зоне нет движущихся частей. Проста и технологична разработанная новая конструкция многоступенчатого блока охлаждения с пульсационными трубками, в которой цилиндрические регенераторы располагаются внутри пульсационных трубок, а сами трубки занимают кольцевой объем между тонкой, практически не нагруженной оболочкой регенератора и цилиндрическим наружным корпусом блока охлаждения. В этом кольцевом объеме размещают оребренные с обеих сторон проставки, образующие рефрижератор и холодильник соседних ступеней. Оболочка регенератора имеет щели для прохода газа в рефрижератор, пульсационную трубку и холодильник соответствующей ступени. Конструкция имеет минимальную осевую теплопроводность и минимальные мертвые объемы в низкотемпературной зоне.

а) Холодильные машины семейства $W_n E_p$.

Холодильные машины семейства $W_n E_p$ представляют значительный интерес, прежде всего, в связи с возможностью достижения высокой энергетической эффективности. При изотермическом цилиндре, идеальных теплообменниках и регенератора степень термодинамического совершенства машин семейства $W_n E_p$ в зависимости от параметров пульсационной трубки составляет $\eta = 0,5+1$ - это свидетельствует о малых собственных эксергетических потерях.

Машины семейства $W_n E_p$ были выбраны объектом экспериментального исследования. Причины этого: отсутствие сколько-нибудь подробных экспериментальных характеристик таких машин (все опубликованные советские и зарубежные экспериментальные работы, кроме одной статьи Джиффорда и Кьянки, посвящены изучению характеристик машин семейства $W_n E_p$ с клапанным газораспределением) и возможность более тщательно, чем в машинах семейства $W_n E_p$, контроля условий опыта. Были спроектированы, изготовлены и исследованы три экспериментальные маши-

ны: две одноступенчатые и одна трехступенчатая. При исследовании каждой машины изменяли конструкцию и параметры отдельных элементов (регенераторы, холодильники, рефрижераторы, пульсационные трубки). Всего было испытано по II вариантам каждой одноступенчатой машины и 35 вариантов трехступенчатой машины.

Основные данные об особенностях действительного рабочего процесса в пульсационной трубке, смежных с ней теплообменниках и регенераторе были получены на одноступенчатой машине (модель I) с расположением регенератора и пульсационной трубки по разные стороны от рефрижератора. Другая экспериментальная одноступенчатая машина (модель II) имеет кольцевую пульсационную трубку, охватывающую цилиндрический регенератор; таким образом, эта машина - одна ступень описанного выше многоступенчатого блока с кольцевыми пульсационными трубками. Этот же конструктивный принцип осуществлен в трехступенчатой экспериментальной машине.

В качестве поршневого устройства в экспериментальных машинах использовали первую ступень мембранного компрессора МК-2,5/200. Измерительная аппаратура стенда позволяла определять значения максимального P_{max} и минимального P_{min} давлений в машине; холодопроизводительность Q_0 всех машин, а в машине модели I - тепловую мощность Q_m , выделяемую в холодильнике пульсационной трубки; температуру в характерных точках машины; мощность, потребляемую поршневым устройством. Все основные опыты проведены на гелии, замеры производили только при установившемся режиме работы машины.

Испытания одноступенчатой машины (модель I) подтвердили правильность выполненного теоретического исследования факторов, определяющих холодильное действие пульсационной трубки. При испытаниях холодопроизводительность машины менялась в пределах 3 ± 12 Вт, а отношение абсолютных температур рефрижератора и холодильника - от 0,55 до 0,80. Степень термодинамического совершенства машины, определенная по опытным данным, равна $5 \pm 7\%$, - эти результаты получены на машине малой производи-

тельности с весьма несовершенным поршневым устройством и даже при этих неблагоприятных условиях энергетическая эффективность машины довольно высока.

При испытаниях одноступенчатой машины (модель II) главное внимание было уделено отработке конструкций рефрижератора и холодильника, обеспечивающих близкий к одномерному режим движения в кольцевой пульсационной трубке.

Испытания трехступенчатой экспериментальной машины подтвердили возможность получения в таких устройствах температуры около 80 К.

б) Холодильные машины семейства $W_5 E_p$.

Холодильные машины семейства $W_5 E_p$, как и другие машины подвиды W_5 , разделены на два не связанных жестко блока: компрессорный и блок охлаждения. Блок охлаждения машин семейства $W_5 E_p$ не имеет движущихся частей в области низких температур и при использовании вращающихся переключающих клапанов не вибрирует. В машинах семейства $W_5 E_p$ достигнута высокая надежность и долговечность. Если в них применить описанное ранее, в Систематике газораспределительное устройство с буферными емкостями - аккумуляторами газа, то реально достижима степень термодинамического совершенства машины $\eta \approx 0,04 \pm 0,06$.

в) Холодильные машины семейства $H_v E_p$.

Принципиальная конструктивная схема теплоиспользующих холодильных машин семейства $H_v E_p$ показана на рис.5. При работе вытеснитель приводится в колебательное движение. Рабочая полость цилиндра 7, сообщаясь с нагревателем газа 8, заполнена газом, имеющим более высокую температуру, чем газ в другой полости цилиндра, сообщаясь с холодильником I. Поэтому движение вытеснителя вызывает пульсацию давления в охлаждающей системе и генерацию холода. Затрата механической работы на привод вытеснителя предельно мала. В отличие от машин семейств

$H_v E_v^t$ и $H_v E_v^o$, во всех теплоиспользующих холодильных машинах с

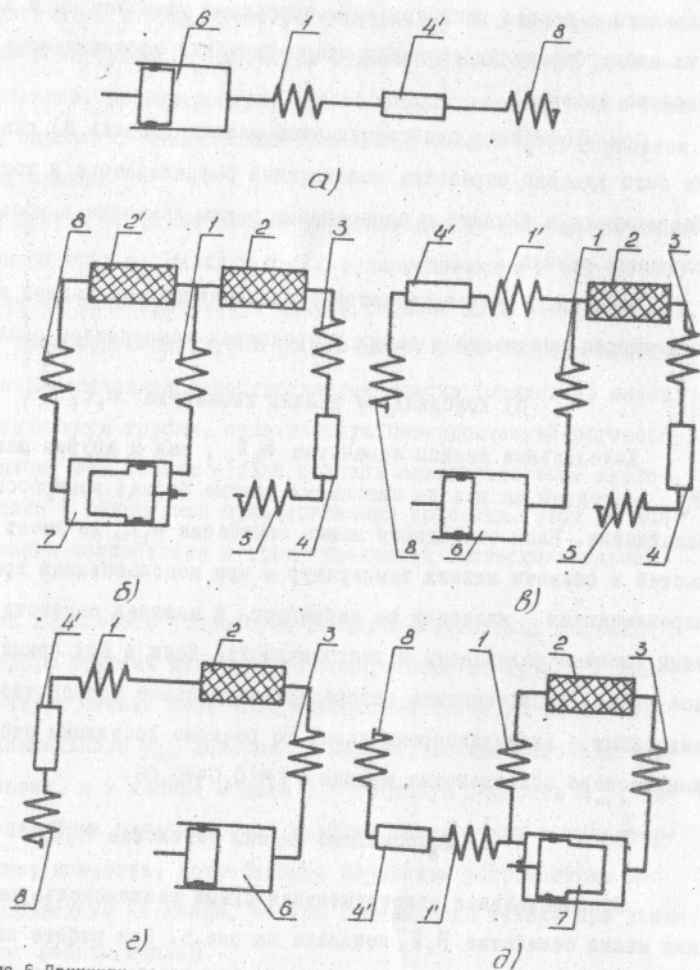


Рис. 5. Принципиальные конструктивные схемы теплового двигателя с пульсационной трубкой (а) и теплоиспользующих холодильных машин семейств $H_v E_p$ (б), $H_p E_p$ (в), $H_p E_v$ (г), $H_p E_p^2$ (д).
 1, 1' - холодильники, 2, 2' - регенераторы тепла, 3 - рефрижератор,
 4 - пульсационная трубка, работающая в холодильном режиме, 4' - пульсационная трубка, работающая в двигательном режиме, 5 - холодильник пульсационной трубки, 6 - цилиндр с поршнем, 7 - цилиндр с вытеснителем, 8 - нагреватель газа.

пульсационной трубкой только одна движущаяся часть - вытеснитель или поршень. Поэтому привод может иметь самую простую конструкцию, целесообразно использование электропривода возвратно-поступательного движения.

В машинах семейства $H_v E_p$, как и в других машинах подвида H_v , максимально достижимое отношение давлений определяется температурами газа в полостях нагревателя газа 8 и холодильника 1. При изотермических процессах в полостях цилиндра, идеальных теплообменниках и регенераторах машины семейства $H_v E_p$ имеют такую же степень термодинамического совершенства, что и машины семейства $W_n E_p$.

2. Холодильные и тепловые машины с пульсационной трубкой, работающей в двигательном режиме.

Если пульсационная трубка работает в двигательном режиме, то идеальное термодинамическое устройство, показанное на рис. 4, - это тепловой двигатель. Термический к.п.д. такого идеализированного двигателя, даже при отсутствии регенератора, довольно высок: так, если отношение температур $T_2/T_1 = 0,5$, термический к.п.д. в зависимости от характеристик пульсационной трубки равен $0,3+0,4$; это свидетельствует о малых собственных эксергетических потерях в двигателе. При этом разность средних температур газовых потоков, возникающих в пульсационной трубке при понижении и повышении давления, очень значительна и достигает 100-200 К.

Нерегенеративный тепловой двигатель, показанный на рис. 5, имеет минимальное число теплообменных аппаратов и меньшую, чем у регенеративного двигателя, величину габаритной характеристики $V_g = \frac{P_{max} \cdot V_{12}}{\alpha_g}$ (α_g - механическая мощность двигателя, V_{12} - объем, описанный поршнем). Другое его преимущество - это близкая к температуре окружающей среды температура рабочего тела в цилиндре. Благодаря этому, высокая надеж-

ность такого двигателя с пульсационной трубкой может быть достигнута при более высокой, чем у двигателя Стирлинга, температуре газа в нагревателе.

Свойственные тепловым двигателям сравнительно большие значения газового объема пульсационной трубки делают целесообразной секционированную конструкцию, при которой внутри трубки размещают продольные вставки из теплоизоляционного материала, делящие её на отдельные достаточно узкие каналы. Эти вставки не нагружены и их можно выполнить достаточно тонкими, так что тепловой поток по ним будет пренебрежимо малым. При осуществлении тепловых двигателей и холодильных машин с пульсационной трубкой, работающей в двигательном режиме, необходимо обеспечить высокую эффективность их теплообменников, желательна также организация теплообмена рабочего тела в полостях цилиндра с источниками тепла для того, чтобы процессы в полостях приблизить к изотермическим.

Регенеративный тепловой двигатель с пульсационной трубкой превращается в холодильную машину, если примыкающий к цилиндру нагреватель газа привести в тепловой контакт с охлаждаемым телом. Такие холодильные машины образуют семейство $H_p E_v^c$ (рис.5). Они и регенеративные тепловые двигатели с пульсационной трубкой находятся в столь же тесном родстве, как тепловые двигатели Стирлинга и холодильные машины Стирлинга. Машины семейства $H_p E_v^c$ производят эксергетическую продукцию двух видов: холод и механическую работу. Если даже работа не используется, то энергетическая эффективность машины $H_p E_v^c$ при идеальных теплообменниках, регенераторе тепла и изотермическом цилиндре все же довольно высока. Так, при температурах нагревателя 600 К, рефрижератора 80 К, холодильника 300 К, степень термодинамического совершенства такой машины достигает $0,5 \pm 0,6$ (в зависимости от параметров пульсационной трубки).

В машинах семейства $H_p E_v^i$ (рис.5) вытеснитель совершает колебательное движение. При этом рабочая полость цилиндра, сообщающаяся с

холодильником I, заполняется газом, имеющим более высокую температуру, чем газ в другой полости цилиндра, соединенной с рефрижератором 3 (рассматривается случай, когда рефрижератор 3 уже имеет более низкую температуру, чем холодильник I). Поэтому при движении вытеснителя вправо (на рис.5) давление газа в системе возрастает и в полости цилиндра, сообщающейся с рефрижератором, происходит сжатие, а при движении вытеснителя влево давление уменьшается и в этой же полости происходит расширение газа. Так как при этом пульсационная трубка работает в двигательном режиме, средняя температура газа в ней при повышении давления ниже, чем в процессе понижения давления, и при расширении газа в рабочей полости цилиндра, сообщающейся с рефрижератором, среднее давление больше, чем при сжатии. Вследствие этого работа расширения в полости больше работы сжатия и машина производит холод. При пуске рефрижератор нужно предварительно охладить посторонним источником холода. Холодильная машина семейства $H_p E_v^i$ при идеальных теплообменниках, регенераторе тепла и изотермических полостях цилиндра имеет такую же степень термодинамического совершенства, как соответствующий нерегенеративный тепловой двигатель с пульсационной трубкой.

В холодильных машинах семейств $H_p E_v^c$ и $H_p E_v^i$ в принципе достижимы такие же низкие температуры, как и в других машинах вида E_v , и им не свойственны температурные ограничения, характерные для машин с пульсационной трубкой, работающей в холодильном режиме.

Машину семейства $H_p E_p$ (рис.5) можно рассматривать, как результат объединения холодильной машины семейства $W_n E_p$ и нерагенеративного теплового двигателя с пульсационной трубкой. У холодильной машины и теплового двигателя общие цилиндр с поршнем 6 и холодильник I. Если газовые объемы трубки 4^I и нагревателя газа 8 достаточно велики, то работа расширения газа в цилиндре 6 может стать равной или даже превысить работу сжатия в цилиндре. При этом машина становится теплоиспользующей.

У. РЕГЕНЕРАЦИЯ ТЕПЛА В ГАЗОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИНАХ.

Регенеративный теплообмен при установившемся режиме работы машин класса ζ , можно рассматривать, как вынужденный колебательный процесс в системе с распределенными параметрами - регенераторе тепла или теплообменнике; закономерности такого колебательного процесса определяются уравнениями термодинамики, газодинамики и теплообмена, а также соответствующими условиями однозначности, отражающими взаимное влияние элементов машины. Такой "колебательный" подход позволяет применить к изучению регенерации тепла методы и понятия теории колебаний, его эффективность определяется, прежде всего, тем, что для него естественно рассмотрение процесса, взятого в "целом", и приближенное представление сложного периодического колебания в виде суммы ограниченного числа синусоидальных временных гармоник.

1. Рабочий процесс регенераторов тепла с газовым потоком переменного по времени давления.

Наиболее характерная особенность процесса в регенераторах тепла газовых холодильных машин класса ζ , - это переменное по времени давление газового потока и обусловленная им аккумуляция газа в регенераторе. При таких условиях классическая теория регенератора, разработанная Нуссельтом и Гаузенем, неприменима, так как дифференциальные уравнения математической модели регенератора существенно усложняются и возрастает их число:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{RT}{A_m} \cdot \frac{\partial q_m}{\partial x} + \frac{dp}{dt} - \frac{p}{T} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = 0; \end{aligned} \right. \quad (Y-1)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \frac{p}{T} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{c_p}{A_m} \cdot q_m \cdot \frac{\partial T}{\partial x} + \alpha \cdot (T - T_w) - \frac{dp}{dt} = 0; \end{aligned} \right. \quad (Y-2)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\partial T_w}{\partial t} + \delta_w \cdot (T_w - T) = 0; \end{aligned} \right. \quad (Y-3)$$

где

$$\alpha = \frac{k A_{\varphi}}{V}; \quad \delta_w = \frac{k A_{\varphi}}{\rho_w c_w V_w};$$

x - пространственная координата вдоль оси регенератора; принимается, что $x=0$ соответствует "теплому", а $x=l$ - "холодному" концу регенератора;

t - время;

p, T - соответственно, давление и температура газа;

q_m - массовый расход газа через данное сечение регенератора;

T_w - температура насадки;

γ, c_p, R - соответственно, показатель адиабаты, изобарная теплоемкость и газовая постоянная;

A_m, A_{φ} - соответственно, площадь проходного сечения регенератора и поверхность теплообмена насадки с газом;

k - коэффициент теплоотдачи;

V, V_w - соответственно, объемы газа и насадки в регенераторе;

ρ_w, c_w - соответственно, плотность и теплоемкость материала насадки.

Наибольший интерес представляют не зависящие от начальных условий периодические по времени решения системы (Y-1)-(Y-3), соответствующие установившемуся режиму работы регенератора. Искомые приближенные периодические решения удобно представить в такой форме:

$$T(x, t) = T_e(x) + T_s(x) \cdot \sin \omega t + T_c(x) \cdot \cos \omega t; \quad (Y-4)$$

$$T_w(x, t) = T_{we}(x) + T_{ws}(x) \cdot \sin \omega t + T_{wc}(x) \cdot \cos \omega t; \quad (Y-5)$$

$$q_m(x, t) = q_{ms}(x) \cdot \sin \omega t + q_{mc}(x) \cdot \cos \omega t; \quad (Y-6)$$

при этом принимают, что

$$p = p_e + p_s \cdot \sin \omega t \quad (p_s > 0). \quad (Y-7)$$

Здесь $\omega = \frac{2\pi}{\mathcal{J}}$ (\mathcal{J} - период).

Для определения коэффициентов в разложениях (Y-4)-(Y-6) использован вариационный метод "наименьших квадратов", обеспечивающий наи-

большую точность искомого приближенного решения в "целом". С помощью этого метода коэффициенты разложений выбирают такими, чтобы средние за период δ значения квадратов выражений, стоящих в левой части уравнений (У-1)-(У-3), имели минимальную величину. Примененный метод позволяет найти и более точные, чем (У-4)-(У-6), решения, включающие не только первую, но и высшие временные гармоники в разложениях $T(x,t)$, $T_w(x,t)$, $q_m(x,t)$. Он также эффективен при построении приближенной теории теплообменников газовых холодильных машин класса G_1 .

Анализ полученных вариационным методом "наименьших квадратов" выражений для T_c , T_{wc} , T_s , T_c , T_{ws} , T_{wc} , q_{ms} , q_{mc} показывает, что при $\alpha = \text{const}$, $\delta_{\alpha} = \text{const}$ определяющее влияние на характеристики рабочего процесса регенератора с газовым потоком переменного по времени давления оказывают приведенный период $\Pi = \pi \cdot \frac{\delta_{\alpha}}{\omega}$, приведенная длина $\Lambda = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{k \delta_{\alpha}}{c_p \sqrt{q_{ms}^2(0) + q_{mc}^2(0)}}$, безразмерный параметр $M_v = \frac{\omega p_s V}{RT_c(t) \cdot q_{mc}(t)}$ и фазовые соотношения между температурой газа и его расходом, определяемые соотношениями (У-4)-(У-6).

Величина M_v характеризует влияние аккумуляции газа в свободном объеме регенератора на регенерацию тепла. При $M_v > 0$ аккумуляция газа уменьшает эффективность регенератора, а при $M_v < 0$ аккумуляция увеличивает его эффективность. Таким образом, существует связь между знаком M_v и знаками тепловых эффектов dQ_s и dQ_c , определяемых соотношениями (П-3) и (П-4).

2. Эффективность регенераторов тепла газовых холодильных машин класса G_1 .

Одна из главных характеристик эффективности "холодного" регенератора, присоединенного к рефрижератору холодильной машины, - это потеря холода от недорегенерации Q_r . В самом общем случае величина Q_r

определяется соотношением типа (У-2), и поэтому с учетом выражений (У-4), (У-6) $t \in \delta$

$$Q_r = \frac{1}{\delta} \int_0^{\delta} c_p [T \cdot q_m]_{x=0} \cdot dt = \frac{1}{2} c_p \cdot [T_s(0) \cdot q_{ms}(0) + T_c(0) \cdot q_{mc}(0)]. \quad (У-8)$$

Соотношение (У-8) лежит в основе теоретического метода определения Q_r . Он применим к газовым холодильным машинам класса G_1 , у которых при установившемся режиме работы определяющее влияние на процесс в регенераторе оказывают первые временные гармоники давления, температуры и расхода газа. Этому условию в большей степени удовлетворяют машины подвидов W_n , N_v и N_p , у которых пульсации давления и расхода вызваны только действием поршневых (вытеснительных) устройств с близким к гармоническому закону движения поршней (вытеснителей), и в меньшей степени - машины подвида W_c с клапанным газораспределением. Однако, как показывает обработка опытных данных Рн и Смита, исследовавших характеристики экспериментального регенеративного устройства с переключающимися клапанами, и в этом случае, самом неблагоприятном для рассматриваемой теории регенератора, она удовлетворительно согласуется с результатами эксперимента. При её применении к машинам класса G_1 коэффициенты T_c , T_s , q_{ms} , q_{mc} , p_s , T_{ws} , T_{wc} в формулах (У-4)-(У-7) интерпретируются, как параметры первых временных гармоник температуры, расхода, давления газа и температуры насадки в соответствующем сечении регенератора, а под фазовыми соотношениями между температурой, давлением и расходом понимают фазовые соотношения между соответствующими первыми временными гармониками. Очевидно, что p_c , T_c , T_{wc} - это средние за период значения давления, температуры газа и температуры насадки.

Выражение (У-8) показывает, что на Q_r существенно влияют фазовые соотношения между температурой, давлением и расходом газа, которые определяются характеристиками всех элементов машины. Поэтому один и тот же регенератор, установленный в разные машины, будет в об-

шим случае иметь разные Q_r , если даже при этом будут сохраняться одни и те же значения амплитуд давления p_s и расхода $\sqrt{q_{ms}^2 + q_{mc}^2}$, частоты ω и средние значения температуры газа $T_c(0)$ и $T_c(l)$ на концах регенератора. Поэтому для определения характеристик регенератора в данной газовой холодильной машине класса G_1 необходимо найти связь между коэффициентами p_s , q_{ms} , q_{mc} и конструктивными параметрами машины и выявить фазовые соотношения между температурой и расходом газа.

У всех холодильных машин класса G_1 $q_{ms} > 0$, а q_{mc} и M_v , имеющие одинаковые знаки, могут быть как положительными, так и отрицательными. Так, например, у машин семейств $W_n E_v^o$, $W_n E_v^i$, $W_s E_v^o$, $H_p E_v^o$, $H_p E_v^i$ q_{mc} и M_v отрицательны; у машин вида E_p q_{mc} и M_v всегда положительны; для машин семейства $W_s E_v^i$ характерны положительные значения q_{mc} и M_v в случае прямоугольной индикаторной диаграммы, а при работе с отсечками наполнения и выталкивания возможны отрицательные q_{mc} и M_v .

Фазовые соотношения между температурой и расходом в "холодном" регенераторе машин класса G_1 определяются выражением:

$$T_s(0) = \frac{q_{mc}(0)}{q_{ms}(0)} \cdot T_c(0) + q. \quad (7-9)$$

Слагаемое $q > 0$ и отражает влияние на $T_s(0)$ процессов повышения и понижения давления в полостях переменного объема; эти процессы обычно близки к адиабатным, и поэтому колебания температуры газа в полостях содержат интенсивную первую гармонику, сдвинутую с первой гармоникой давления. Эта гармоника температуры порождает слагаемое q в выражении, так как при условиях действительного процесса в машине теплообменники могут только ослабить, но не "стереть" колебания температуры газа, вышедшего из полости переменного объема. Только у машин семейства $W_s E_p$ $q = 0$ из-за отсутствия полостей переменного объема, во всех остальных случаях $q > 0$.

При $q = 0$ $\frac{T_s(0)}{T_c(0)} = \frac{q_{mc}(0)}{q_{ms}(0)}$ и фазы температуры и расхода газа

либо одинаковы, либо противоположны, - этот случай характерен для классической теории регенератора. В газовых холодильных машинах класса G_1 , за исключением машин семейства $W_s E_p$, $\frac{T_s(0)}{T_c(0)} \neq \frac{q_{ms}(0)}{q_{mc}(0)}$ - эта особенность фазовых соотношений между температурой и расходом газа в регенераторе и энергетические эффекты аккумуляции газа ($M_v \neq 0$) оказывают определяющее влияние на Q_r , приводя к принципиально разным характеристикам действительного регенератора с газовым потоком переменного по времени давления и действительного регенератора, описываемого классической теорией Нуссельта и Гаузена. В обоих случаях, при $\Lambda \rightarrow \infty$ и $\Pi \rightarrow 0$, $Q_r \rightarrow 0$ - таким образом, классическая и рассматриваемая теория одинаково описывают свойства идеального регенератора. Различие проявляется только при $\Pi \neq 0$ и конечном Λ . В этом случае у классического регенератора всегда $Q_r > 0$, а эксергетическая потеря от необратимости теплообмена и Q_r имеют одинаковый знак. В регенераторе с газовым потоком переменного по времени давления отсутствует такая связь между Q_r и эксергетическими потерями от необратимости теплообмена; так, при $\Pi \neq 0$ и конечных Λ эксергетические потери неизбежно возникают, но при этом величина Q_r в зависимости от значений M_v , Λ , Π , q и $\psi_r = \frac{T_c(0)}{T_c(l)}$ может быть положительной, равной нулю и даже отрицательной. Отрицательный знак Q_r означает, что процесс регенерации тепла в машине класса G_1 становится холодопроизводящим; при этом холодопроизводительность машины с действительным регенератором больше, чем у такой же машины с идеальным регенератором, на величину $|Q_r|$.

При $M_v > 0$ величина Q_r отрицательна только при $q > 0$; в этом случае неизотермичность полостей переменного объема в машине - обязательное условие протекания холодопроизводящего процесса регенерации тепла.

При $M_v < 0$ отрицательные значения Q_r могут быть связаны только с процессами аккумуляции газа, а увеличение q вредно, так как оно сопровождается ростом Q_r . Регенератор с $Q_r < 0$ при $M_v < 0$ можно рас-

смагивать, как своеобразную пульсационную трубку, работающую в холодильном режиме.

На рис.6 приведены значения Q_r , определенные при испытаниях описанной ранее экспериментальной одноступенчатой холодильной машины семейства $W_n E_p$ (модель I). Кроме значений Q_r , на рис.6 показаны возможные, в пределах среднеквадратичной погрешности, отклонения значений Q_r . Приведенные на рис.6 данные позволяют уверенно утверждать, что в опытах наблюдались отрицательные значения Q_r , близкие по абсолютной величине к наблюдавшимся положительным значениям Q_r и немного превосходящие возможную погрешность эксперимента. Этот вполне надежно установленный экспериментальный факт хорошо согласуется с теорией, так как он получен на машине семейства $W_n E_p$ с $M_v > 0$ и $q > 0$. Экспериментальное подтверждение осуществимости холодопроизводящего процесса в регенераторе тепла - решающее доказательство справедливости рассмотренной теории. По экспериментальным Q_r была проведена непосредственная проверка уравнений - следствий теории. Оказалось, что они хорошо согласуются с результатами эксперимента.

3. Регенерация тепла в оребренных теплообменниках машин класса G_1 .

Регенеративный теплообмен в машинах класса G_1 сопровождается периодическим нестационарным теплообменом внутри материала ребер, омываемых рабочим телом. Для определения характеристик этого процесса рассматривается линейная задача теплопроводности для тонкого, длинного стержня с постоянными по длине l площадью поперечного сечения f , периметром h , коэффициентом теплопроводности λ , плотностью ρ и удельной теплоемкостью c . Стержень омывает среда I, температура которой θ_1 - периодическая функция времени t (коэффициент теплоотдачи - k); его конец $x=0$ свободен, другой конец $x=l$ находится в тепловом контакте с теплопроводной стенкой, которая также непосредственно обменивается теплом как со средой I, так и со средой II, имеющей постоян-

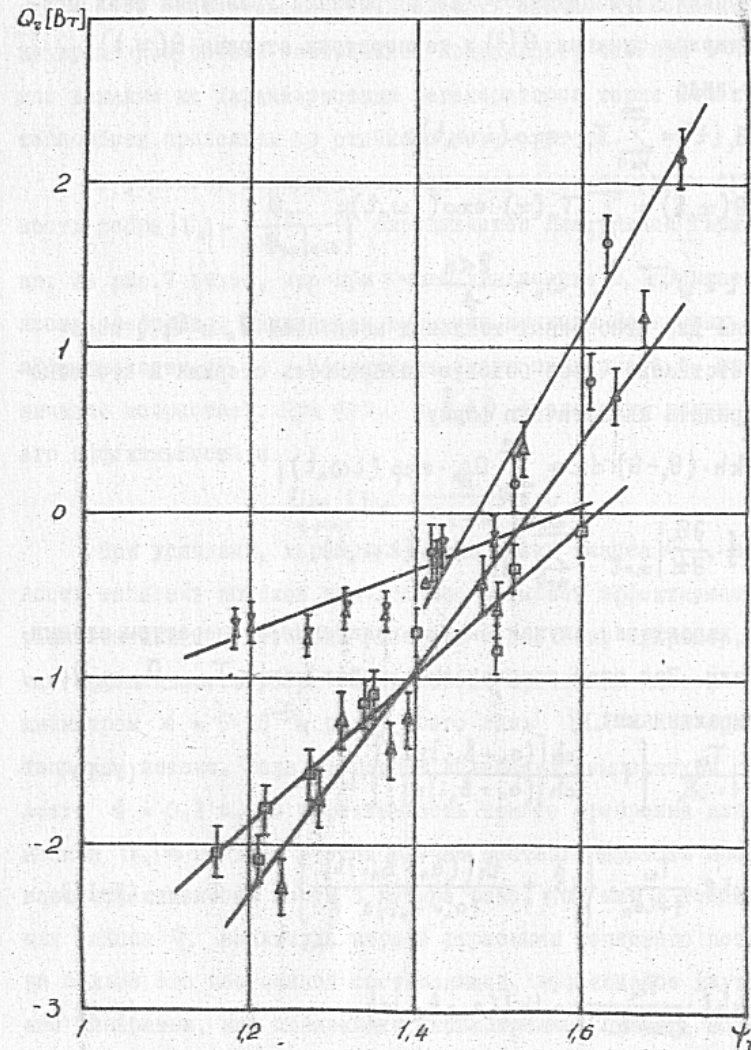


Рис.6. Экспериментально определенная зависимость Q_r от Ψ_T, p_{max}, p_{min} .
 ○ $p_{max} = 3,54$ МПа; $p_{min} = 0,40$ МПа □ $p_{max} = 1,82$ МПа; $p_{min} = 0,20$ МПа
 △ $p_{max} = 2,75$ МПа; $p_{min} = 0,30$ МПа × $p_{max} = 1,08$ МПа; $p_{min} = 0,12$ МПа

ную температуру $\theta_2 = 0$.

Для получения периодического по t решения уравнения теплопроводности для стержня функция $\theta_1(t)$ и температура стержня $\theta(x, t)$ представлены в виде

$$\theta_1(t) = \sum_{n=0}^{\infty} T_{1n} \cdot \exp(i\omega_n t);$$

$$\theta(x, t) = \sum_{n=0}^{\infty} T_n(x) \cdot \exp(i\omega_n t);$$

где

$$i = \sqrt{-1}, \quad \omega_n = \frac{2\pi n}{\varphi}.$$

Тогда выражениям для мгновенных тепловых мощностей Q_p и Q_f , передаваемых соответственно через боковую поверхность стержня и его основание, можно придать аналогичную форму:

$$Q_p = \int_0^l kh \cdot (\theta_1 - \theta) \cdot dx = \sum_{n=0}^{\infty} Q_{pn} \cdot \exp(i\omega_n t);$$

$$Q_f = -\lambda f \cdot \left. \frac{\partial \theta}{\partial x} \right|_{x=l} = \sum_{n=0}^{\infty} Q_{fn} \cdot \exp(i\omega_n t).$$

Наиболее характерен случай, когда колебания температуры стенки пренебрежимо малы. При этом комплексные коэффициенты T_n , Q_{pn} , Q_{fn} определяются выражениями:

$$T_n = \frac{T_{1n}}{1 + i\delta_n} \cdot \left\{ 1 - \frac{\text{ch}[(a_n + b_n i)sz]}{\text{ch}[(a_n + b_n i)s]} \right\}; \quad (V-10)$$

$$Q_{pn} = kh\ell \cdot \frac{T_{1n}}{1 + i\delta_n} \cdot \left\{ i\delta_n + \frac{\text{th}[(a_n + b_n i)s]}{(a_n + b_n i)s} \right\}; \quad (V-11)$$

$$Q_{fn} = kh\ell \cdot \frac{T_{1n}}{(a_n + b_n i)s} \cdot \text{th}[(a_n + b_n i)s]. \quad (V-12)$$

Здесь

$$a_n = \left[\frac{(1 + \delta_n^2)^{\frac{1}{2}} + 1}{2} \right]^{\frac{1}{2}}; \quad b_n = \left[\frac{(1 + \delta_n^2)^{\frac{1}{2}} - 1}{2} \right]^{\frac{1}{2}};$$

$$\delta_n = \frac{\omega_n c p f}{kh}; \quad s = \left(\frac{kh}{\lambda f} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \ell; \quad z = \frac{x}{\ell}.$$

В регенераторах машин класса G_1 с проволочной насадкой влияние радиальной теплопроводности проволоки обычно пренебрежимо мало. В то же время полученные соотношения показывают, что при $s < 2$ значительное влияние на характеристики регенераторов тепла может оказывать теплообмен проволоки со стенками регенератора.

В условиях периодически меняющейся температуры среды эффективность ребра $|E_n| = \left| \frac{Q_{pn}}{Q_{pn}|_{s=0}} \right|$ определяется для каждой гармоники отдельно. Из рис. 7 видно, что при $s = \text{const}$ увеличение δ_n повышает эффективность оребрения. Привлекает внимание минимум на кривых зависимости эффективности от s . Координата этого минимума $s = s_c$ при $\delta_n \rightarrow 0$ неограниченно возрастает. При $s > s_c$ и $\delta_n \neq 0$ увеличение длины ребра повышает его эффективность и

$$\lim_{s \rightarrow \infty} |E_n| = \frac{\delta_n}{(1 + \delta_n^2)^{\frac{1}{2}}}.$$

При условиях, характерных для машин класса G_1 , нестационарность тепловых потоков значительно повышает эффективность оребрения теплообменника со стороны рабочего тела. Так, например, в этом случае эффективность ребра из бронзовой проволоки длиной $\ell = 10^{-2}$ м и диаметром $d = 5 \cdot 10^{-5}$ м равна всего лишь $|E_n| \approx 0,2$ при стационарном тепловом потоке. Если же период колебаний температуры среды равен всего $\varphi = 0,2$ с, то эффективность такого оребрения для первой гармоники $|E_n| \approx 0,75$, - в этом случае нестационарность процесса увеличивает эффективность почти в четыре раза. Так как в теплообменниках машин класса G_1 амплитуда первой гармоники теплового потока значительно больше его постоянной составляющей, эффективное внутреннее оребрение аппаратов, как показывает рассмотренный пример, можно выполнять из очень тонкой проволоки. Это позволяет создавать эффективные, компактные и дешевые теплообменники для машин класса G_1 , оребренные со стороны рабочего тела.

4. Оптимизация регенераторов газовых холодильных машин.

Эксергетические потери при регенерации тепла обусловлены тер-

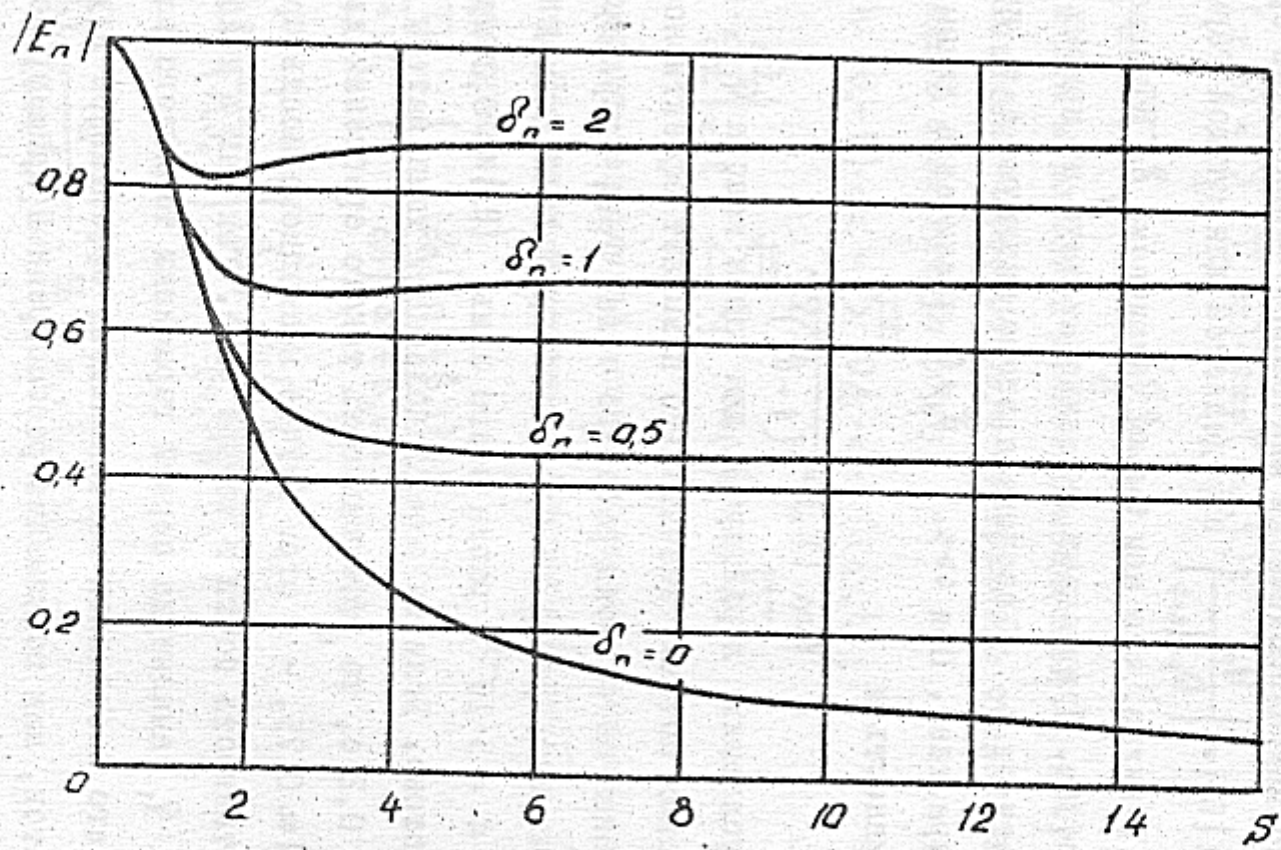


Рис.7. Влияние параметров δ_n и S на величину эффективности ребра $|E_n|$.

мической неравновесностью теплообмена и гидравлическим сопротивлением аппарата. При оптимизации регенераторов необходим правильный учет этих обоих источников эксергетических потерь и анализ влияния процесса регенерации тепла на технико-экономические характеристики холодильной машины в целом.

Увеличение приведенной длины Λ регенеративного теплообменника - универсальный способ уменьшения потери холода от недорекуперации Q_r , свойственный регенеративным холодильным машинам обоих классов - G_1 (с нестационарными потоками рабочего тела) и G_2 (со стационарными потоками рабочего тела). Существенное различие между машинами обоих классов - только в том, что у машин класса G_2 всегда Q_r положительна, а у машин класса G_1 возможны и отрицательные значения Q_r .

При увеличении Λ (уменьшении Q_r) неизбежно возрастает гидравлическое сопротивление регенератора. Учет этой связи обязателен при корректной постановке задачи оптимизации регенераторов холодильных машин обоих классов - G_1 и G_2 .

Особый интерес представляет анализ проблем, возникающих при оптимизации регенераторов газовых холодильных машин, осуществляющих обратный регенеративный цикл Брайтона. Этот цикл типичен для воздушных холодильных машин, все более широко применяемых в технике умеренного холода, особенно после начала серийного производства воздушных турбохолодильных машин типа ТХМ-1-25. Вместе с тем, исследуемый случай оптимизации является "модельным", так как возникающие при его анализе проблемы типичны для всех газовых холодильных машин.

Определяющее влияние на характеристики машины, осуществляющей обратный цикл Брайтона, оказывает характер функциональной связи между потерями давления газа и среднеинтегральной разностью температур потоков ΔT_r в регенеративном теплообменнике. При уменьшении ΔT_r потери давления неограниченно растут, а действительный холодильный коэффициент ϵ машины стремится к нулю. Если, при одной и той же

температуре холодильной камеры, величина ΔT_r возрастает от нуля, то действительный холодильный коэффициент вначале увеличивается, а затем, достигнув максимального значения ϵ_m , начинает уменьшаться. Существование значения $\Delta T_r = (\Delta T_r)_m$, при котором холодильный коэффициент имеет максимальную величину, - это очевидный результат взаимодействия эксергетических потерь от необратимости процессов сжатия - расширения и эксергетических потерь из-за дросселирования в тракте регенеративного теплообменника. Первые с увеличением ΔT_r возрастают, вторые - уменьшаются. Значения $\Delta T_r < (\Delta T_r)_m$ экономически нецелесообразны, - в этом случае холодильная машина имеет большую стоимость и требует больших эксплуатационных затрат, чем при $\Delta T_r = (\Delta T_r)_m$.

Расчеты оптимальных действительных циклов и экономических показателей воздушных холодильных машин выявили энергетические и экономические преимущества применения переключающихся регенераторов, особенно в машинах типа ТХМ-1-25, работающих по открытой схеме и нуждающихся в охлаждающей воде. Вместе с тем, обнаружена особая чувствительность энергетических показателей вакуумных воздушных циклов к потерям давления в тракте машины. Поэтому была предпринята успешная попытка замены в машине ТХМ-1-25 обычной насадки регенераторов с косым рифлением насадкой с прямым рифлением. Испытания машины показали, что при такой насадке, примерно, в 5 раз уменьшаются потери давления в регенераторе. Её возможно применять в воздушных холодильных машинах, построенных по открытым схемам, при сравнительно высоких температурах воздуха на выходе из холодильной камеры ($T_0 > 200$ К).

В ы в о д ы

1. При изучении термически неравновесных процессов в холодильных машинах и установках плодотворен развитый в работе метод исследования, основанный на представлении элементов устройств в виде непрерывных термодинамических систем, описываемых уравнениями неравновес-

ной термодинамики и механики сплошной среды.

2. Сведение открытых термодинамических систем к закрытым - эффективный методический прием вывода основных термодинамических уравнений для открытых систем - уравнения I начала и уравнения Гиббса.

3. При стационарных неравновесных процессах в непрерывных термодинамических системах с переменными феноменологическими коэффициентами минимум скорости возникновения энтропии (мощности эксергетических потерь) достигается при создании внутри системы источников (стоков) определенной интенсивности. Этот обоснованный в работе принцип минимума позволяет найти эффективные способы уменьшения эксергетических потерь в технических устройствах.

4. Для обеспечения минимума эксергетических потерь при любой температуре изолируемого тела следует отводить тепло из термоизоляции. Внутренние теплоотводы в холодильной изоляции дают заметный энергетический эффект только при криогенной температуре изолируемого тела. Энергетические преимущества таких систем при температуре холодного тела вплоть до гелиевой (~ 4 К) достаточно полно проявляются уже при одном - двух внутренних теплоотводах. Особенно эффективны внутренние теплоотводы в криогенной вакуумной изоляции, в этом случае при гелиевой температуре холодного тела эксергетические потери уменьшаются более, чем на порядок.

5. При определенных условиях нестационарный газовый поток становится термически неравновесным. Выполненное в работе теоретическое и экспериментальное исследование этого газодинамического эффекта позволило проанализировать процессы в пульсационных трубках и разработать методы их расчета.

6. Пульсационная трубка может работать в холодильном либо двигательном режимах. Пульсационная трубка, работающая в холодильном режиме, - принципиально важный элемент не только уже известных холодильных машин, потребляющих работу, но и новых теплоиспользующих холо-

дильных машин. Показано, что на основе пульсационной трубки, работающей в двигательном режиме, возможно создать новые тепловые двигатели и теплоиспользующие холодильные машины. Все предложенные холодильные и тепловые машины с пульсационной трубкой имеют простую конструкцию, предельно малое число движущихся частей и малые собственные эксергетические потери.

7. Рассмотренная в работе систематика газовых холодильных машин выявила общие термодинамические и инженерные идеи, лежащие в основе этого многообразия, упорядочила все множество газовых холодильных машин и родственных им тепловых двигателей, тепловых насосов и термотрансформаторов, позволила прогнозировать новые машины. Это подтверждает плодотворность разработанных принципов построения рациональной систематики холодильных машин.

8. В холодильных и тепловых машинах с нестационарными потоками рабочего тела пренебрежимо мала механическая неравновесность потока, обусловленная инерционными членами в уравнениях Эйлера, а тепловой эффект аккумуляции газа в полостях и периодическое изменение направления движения газа обуславливают универсальный характер регенерации тепла: она происходит во всех теплообменных аппаратах машины.

Использование аккумуляции газа буферными емкостями в газораспределительном устройстве позволяет значительно уменьшить эксергетические потери при выхлопе в машинах с нестационарными потоками, потребляющих эксергию сжатого газа.

9. К регенераторам тепла холодильных и тепловых машин с нестационарными потоками рабочего тела неприменима классическая теория. Характеристики установившегося режима их работы можно с достаточной точностью определить с помощью развитого в работе "колебательного" подхода к изучению регенерации, основанного на рассмотрении ограниченного числа временных гармоник в искомом приближенном решении, коэффициенты которых определяют вариационным методом "наименьших квадра-

тов". Такой подход также эффективен при исследовании периодических нестационарных процессов в любых теплообменных устройствах.

10. В холодильных машинах с нестационарными потоками рабочего тела возможно обеспечить условия, при которых действительный процесс в регенераторе тепла не сопровождается потерей холода из-за недорегенерации, а становится холодопроизводящим, увеличивая производительность машины. Этот вывод, обоснованный в работе теоретически и подтвержденный экспериментально, требует пересмотра сложившегося подхода к проектированию регенераторов низкотемпературных холодильных машин с нестационарными потоками; используя в них холодопроизводящий процесс регенерации, возможно значительно понизить минимально достижимую температуру охлаждения.

11. Аккумуляция тепла в ребрах, омываемых средой с периодически меняющейся температурой, повышает их эффективность. Использование этого эффекта, изученного в работе, дает возможность создавать высокоэффективные, компактные и дешевые теплообменники для холодильных машин с нестационарными потоками, оребренные со стороны рабочего тела.

12. Методы оптимизации регенеративных холодильных машин должны основываться на установленной в работе связи между гидравлическим сопротивлением регенеративного теплообменника и потерей холода от недорегенерации. Эта связь сильно влияет на характеристики воздушных регенеративных холодильных машин, учет её обязателен при их создании и совершенствовании.

У X
 X

Основное содержание диссертации изложено в работах:

1. Мартыновский В.С., Мельцер Л.З., Шнайф И.М. Энергетическая эффективность различных генераторов холода. - "Холодильная техника", 1961, № 6.

2. Мартыновский В.С., Шнайф И.М. Уменьшение необратимых потерь

в высокотемпературной изоляции. - "Теплофизика высоких температур", 1964, № 5.

3. Вихорев Г.А., Мельцер Л.З., Чейлях В.Т., Шнайд И.М. Энергетическая эффективность методов внутреннего теплоотвода в изоляции холодильных камер. - "Холодильная техника", 1966, № 1.

4. Мартыновский В.С., Шнайд И.М. Термодинамический анализ обратного цикла Лоренца. - В сб. "Холодильная техника и технология". Киев, "Техника", 1966, вып.3.

5. Мартыновский В.С., Мельцер Л.З., Шнайд И.М. Тепловая изоляция, обладающая минимальными эксергетическими потерями. - "Известия ВУЗов. Энергетика", 1966, № 10.

6. Шнайд И.М. Условия минимальной скорости возникновения энтропии в теплопроводном теле. - "Инженерно-физический журнал", 1967, т.ХШ, № 1.

7. Мартыновский В.С., Шнайд И.М. Влияние регенеративного теплообмена на характеристики воздушной холодильной машины. - "Холодильная техника", 1967, № 6.

8. Шнайд И.М. Рабочие процессы газовой холодильной машины с пульсационной трубкой. - В сб. "Тезисы докладов на Всесоюзной конференции по новым методам получения холода", Одесса, 1967.

9. Мельцер Л.З., Чейлях В.Т., Шнайд И.М. Термодинамический минимум необратимых потерь при поддержании стационарного режима низкотемпературного объекта. - В сб. "Холодильная техника и технология". Киев, "Техника", 1967, вып.4.

10. Мартыновский В.С., Мельцер Л.З., Шнайд И.М., Бондарев И.Т. Рациональные схемы и термодинамические циклы холодильных машин на основе агрегата турбина-компрессор. - Труды Всесоюзной научно-технической конференции по термодинамике, сб. докладов секции "Новые теплоэнергетические схемы и циклы", Л., 1969.

11. Мартыновский В.С., Мельцер Л.З., Минкус Б.А., Шнайд И.М. Некоторые проблемы сочетания эксергетического анализа с технико-

экономическим. - Труды Всесоюзной научно-технической конференции по термодинамике, сб. докладов секции "Новые теплоэнергетические схемы и циклы", Л., 1969.

12. Шнайд И.М., Павловский А.Л. Исследование холодильной машины Джиффорда. - Труды Всесоюзной научно-технической конференции по термодинамике, сб. докладов секции "Новые теплоэнергетические схемы и циклы". Л., 1969.

13. Мартыновский В.С., навроцкий Ю.Д., Шнайд И.М. и др. Результаты испытаний воздушной турбохолодильной машины ТХМ-300 с термокамерой. - "Холодильная техника", 1968, № 10.

14. Шнайд И.М. Температурное поле в нестационарном адиабатическом газовом потоке. - "Инженерно-физический журнал", 1968, т.ХУ, № 5.

15. Мартыновский В.С., Шнайд И.М., Мытиль А.К. Оптимизация циклов воздушной холодильной машины. - "Известия ВУЗов. Энергетика", 1969, № 7.

16. Shnide I.M. Thermodynamic Characteristics of the Refrigerating Machines with the Pulse Tube. - Annexe 1969-8 au Bulletin de L'Institut International du Froid "Mechanical Compression Refrigeration Systems and Components".

17. Мартыновский В.С., Бондаренко Л.Ф., Шнайд И.М. и др. Энергетическая эффективность регенеративных воздушных машин, работающих по разомкнутой схеме. - В сб. "Холодильная техника и технология". Киев, "Техника", 1970, вып.10.

18. Martynovsky V.S., Bondarenko L.F., Shnide I.M. and others. The Effect of Separate Losses in Units of a Refrigeration Installation on its Overall Power Efficiency. - Annexe 1970-1 au Bulletin de L'Institut International du Froid "Heat Exchange in Refrigerating Systems".

19. Чейлях В.Т., Шнайд И.М. Термодинамический анализ теплоизоляционных систем с конечным числом внутренних теплоотводов. -

В сб. "Холодильная техника и технология". Киев, "Техника", 1970, вып. II.

20. Мартыновский В.С., Чейлях В.Т., Шнайд И.М. Термодинамическая эффективность внутренних теплоотводов в вакуумной изоляции. - "Известия АН СССР. Энергетика и транспорт", 1971, № 2.

21. Мартыновский В.С., Шнайд И.М., Загрунный Г.И. Новые газовые холодильные машины. - "Холодильная техника", 1971, № 4.

22. Шнайд И.М. Тепловой двигатель. Авторское свидетельство № 294.058. - Опубликовано в "Бюллетене" № 6, 1971.

23. Шнайд И.М., Гликсон А.Л. Холодильно-газовая машина. Авторское свидетельство № 336.472. Опубликовано в "Бюллетене" № 14, 1972.

24. Шнайд И.М., Загрунный Г.И. Многоступенчатая холодильно-газовая машина. Авторское свидетельство № 340.847. Опубликовано в "Бюллетене" № 18, 1972.

25. Martynovsky V.S., Tcheyliackh V.T., Shnide I.M. Optimal Thermodynamic Cycle in the System of Thermal Insulation. - Proceedings of the XIII International Congress of Refrigeration. Washington, 1971, v.1.

26. Shnide I.M. Regenerative Heat Exchange in Gas Refrigeration Machines. - Proceedings of the XIII International Congress of Refrigeration. Washington, 1971, v.1.

27. Мартыновский В.С., Шнайд И.М. Обоснование уравнения первого начала термодинамики для открытых систем. - В сб. докладов республиканской научной конференции "Повышение эффективности процессов и оборудования холодильной и пищевой промышленности", том "Техника низких температур". Л., 1971.

28. Шнайд И.М., Гликсон А.Л., Загрунный Г.И., Зозулевич Г.Б. Криогенные генераторы холода с пульсационной трубкой. - В сб. докла-

дов республиканской научной конференции "Повышение эффективности процессов и оборудования холодильной и пищевой промышленности", том "Техника низких температур", Л., 1971.

29. Мартыновский В.С., Шнайд И.М. Термодинамические уравнения для открытых систем. - "Известия ВУЗов. Энергетика", 1972, № 3.

30. Шнайд И.М. Теплопроводный стержень в среде с периодически меняющейся температурой. - "Инженерно-физический журнал", 1972, т. XXII, № 4.

31. Зозулевич Г.Б., Шнайд И.М. Характеристики охладителя со свободным вытеснителем. - В сб. "Холодильная техника и технология". Киев, "Техника", 1972, вып. 15.

32. Шнайд И.М. Характеристики регенераторов тепла с газовым потоком переменного по времени давления. - "Инженерно-физический журнал", 1973, т. XXIV, № 3.

33. Шнайд И.М. Систематика газовых холодильных машин. - В сб. "Холодильная техника и технология", Киев, "Техника", 1973, вып. 17.

34. Шнайд И.М. Холодильно-газовая машина. Авторское свидетельство. Положительное решение Комитета по делам изобретений и открытий от 16 ноября 1973 г. (заявка № 1.813.878/24-6).

35. Шнайд И.М. Холодильно-газовая установка. Авторское свидетельство. Положительное решение Комитета по делам изобретений и открытий от 28 декабря 1973 г. (заявка № 1.818.322/24-6).

36. Шнайд И.М. Холодильно-газовая машина. Авторское свидетельство. Положительное решение Комитета по делам изобретений и открытий от 28 декабря 1973 г. (заявка № 1.818.339/24-6).

x x
x

Результаты исследования приведены в докладах на XII Международном конгрессе по холоду (Вашингтон, 1971 г.), сессии III комиссии Международного института холода (Прага, 1969 г.), сессии II и III ко-

миссий Международного института холода (Лондон, 1970 г.), Всесоюзной конференции по новым циклам и схемам энергетических установок (Одесса, 1964 г.), Всесоюзной конференции по новым методам получения холода (Одесса, 1967 г.), Всесоюзной научно-технической конференции по термодинамике (Ленинград, 1968 г.), Республиканской научной конференции "Повышение эффективности процессов и оборудования холодильной и пищевой промышленности" (Ленинград, 1971 г.), ежегодных отчетных научных конференциях ОТИХП в 1965-1973 г.г., заседаниях секции технической термодинамики Научного Совета АН УССР по проблеме "Высокотемпературная теплофизика" (1972 г.).