

Нет автора

Журнал Холодильная техника 1959 года №5

**Москва
«Книга по Требованию»**

УДК 621.3
ББК 31.352
Н57

Н57 **Нет автора**
Журнал Холодильная техника 1959 года №5 / Нет автора – М.: Книга по Требованию, 2021. – 74 с.

ISBN 978-5-458-64570-6

ISBN 978-5-458-64570-6

© Издание на русском языке, оформление
«YOYO Media», 2021
© Издание на русском языке, оцифровка,
«Книга по Требованию», 2021

Эта книга является репринтом оригинала, который мы создали специально для Вас, используя запатентованные технологии производства репринтных книг и печати по требованию.

Сначала мы отсканировали каждую страницу оригинала этой редкой книги на профессиональном оборудовании. Затем с помощью специально разработанных программ мы произвели очистку изображения от пятен, клякс, перегибов и попытались отбелить и выровнять каждую страницу книги. К сожалению, некоторые страницы нельзя вернуть в изначальное состояние, и если их было трудно читать в оригинале, то даже при цифровой реставрации их невозможно улучшить.

Разумеется, автоматизированная программная обработка репринтных книг – не самое лучшее решение для восстановления текста в его первоизданном виде, однако, наша цель – вернуть читателю точную копию книги, которой может быть несколько веков.

Поэтому мы предупреждаем о возможных погрешностях восстановленного репринтного издания. В издании могут отсутствовать одна или несколько страниц текста, могут встретиться невыводимые пятна и кляксы, надписи на полях или подчеркивания в тексте, нечитаемые фрагменты текста или загибы страниц. Покупать или не покупать подобные издания – решать Вам, мы же делаем все возможное, чтобы редкие и ценные книги, еще недавно утраченные и несправедливо забытые, вновь стали доступными для всех читателей.

Эта страница оригинала содержит исключительно социалистическую пропаганду, которая на сегодняшний день не представляет никакой научно-практической ценности

Эта страница оригинала содержит исключительно социалистическую пропаганду, которая на сегодняшний день не представляет никакой научно-практической ценности

Эта страница оригинала содержит исключительно социалистическую пропаганду, которая на сегодняшний день не представляет никакой научно-практической ценности

Вихревая холодильная камера

Канд. техн. наук А. МЕРКУЛОВ — Куйбышевский авиационный институт

О вихревом холодильнике (трубе Ранка, вихревой трубе) имеется много работ. Анализ их показал, что основным недостатком вихревого холодильника является низкая экономичность происходящего в нем термодинамического процесса. Адиабатный к. п. д. лучшего из исследованных вихревых холодильников составляет 0,235.

Такой низкий к. п. д. объясняется взаимным трением отдельных элементов вихря, что приводит к существенной необратимости процесса. На основании этого можно предположить, что вихревой эффект вряд ли может быть значительно улучшен. Поэтому повышение экономичности работы вихревого холодильника возможно с помощью утилизации энергии выходящих из него потоков путем раскрутки холодного потока, регенерации холода, эжектирования холодного потока горячим, уменьшения длины вихревой зоны и раскрутки горячего потока.

Раскрутка холодного потока

Исследования [1] показывают, что вихревой эффект охлаждения зависит от степени расширения газа в вихревом холодильнике, т. е. от отношения давления p_1 перед соплом к давлению холодного потока p_x в плоскости диафрагмы

$$\pi = \frac{p_1}{p_x} \quad (1)$$

В обычно реализуемых разомкнутых схемах холодный поток из вихревого холодильника через теплообменник или холодильную камеру выходит наружу, то есть давление холодного потока определяется барометрическим давлением. Вследствие высокой интенсивности вихря в сопловом сечении вихревого холодильника отбираемый через примыкающую к этому сечению диафрагму холодный поток при выходе из нее приобретает большую угловую скорость.

Если на выходе из диафрагмы установить улиточный диффузор, то при барометрическом давлении в конце диффузора можно снизить давление холодного потока в плоскости диафрагмы и таким образом повысить степень расширения газа в вихревом холодильнике.

Этот метод утилизации был рассмотрен Г. Гродзовским и Ю. Кузнецовым [2]. Резуль-

таты исследования [1] полей скоростей показали, что выходящий через диафрагму вихрь подчиняется закону вращения твердого тела (постоянная угловая скорость по радиусу — вынужденный вихрь) и имеет приблизительно постоянную статическую температуру по радиусу.

Расчет этого вихря при $\pi = 2$ и условии осреднения кинетической энергии его по массе показывает, что за счет торможения вихря можно на 8% повысить степень расширения в вихревом холодильнике.

Согласно выражению для эффекта охлаждения в вихревом холодильнике [3]

$$\Delta t_x = T_1 - T_x = T_1 \eta \left[1 - \left(\frac{1}{\pi} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right], \quad (2)$$

где: T_1 и T_x — абсолютные температуры поступающего сжатого воздуха и холодного потока;

$\eta = \frac{\Delta t_x}{\Delta t_s}$ — температурная эффективность — отношение эффекта охлаждения холодного потока к эффекту охлаждения при изэнтропном расширении. При таком увеличении степени расширения эффект охлаждения повышается на 9,5%.

Регенерация холода

Холодный поток, выходящий из камеры холода, имеет низкий температурный потенциал, поэтому его целесообразно использовать для предварительного охлаждения сжатого воздуха, поступающего в вихревой холодильник.

Если холодный поток отводит от камеры холода Q калорий тепла, то при использовании регенерации в идеальном противоточном теплообменнике температура холодного потока может быть выражена формулой

$$T_x = T_1 \frac{1 - \mu + \frac{M}{T_1}}{\frac{1}{N} - \mu}, \quad (3)$$

где: $\mu = \frac{G_x}{G}$ — весовая доля холодного потока G_x от общего расхода G вихревого холодильника;

$M = \frac{Q}{Gc_p}$ — постоянная для данного режима;

$$N = 1 - \eta \left[1 - \left(\frac{1}{\pi} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right],$$

здесь κ — показатель изоэнтропы.

Расчет T_x по выражению (3) на основе обобщенных характеристик вихревого холодильника [3] показывает, что при работе на режиме максимального охлаждения ($\mu = 0,3$, $\pi = 6$) в результате регенерации холода в идеальном противоточном теплообменнике можно повысить эффект охлаждения на 29%. По данным В. Дорофеева [4], при $\mu = 0,8$ регенерация позволяет увеличить эффект охлаждения более чем на 100%. Однако наличие температурного напора в реальном противоточном теплообменнике значительно снижает эффект, получаемый в результате регенерации.

Эжектирование холодного потока горячим

Горячий поток выходит из вихревого холодильника при повышенном давлении по сравнению с холодным потоком и с более высокой температурой, чем у поступающего сжатого воздуха.

При значительной весовой доле горячего потока использование его работоспособности позволит существенно повысить степень термодинамического совершенства установки [1].

Утилизацию энергии горячего потока удобнее осуществить в эжекторе, отсасывающем холодный поток и, таким образом, создающем вакуум в тракте холодного потока. Это приводит к возрастанию степени расширения π , т. е. к увеличению эффекта охлаждения холодного потока.

Для приближенной оценки увеличения эффекта путем утилизации можно воспользоваться упрощенной формулой расчета давлений эжектора [5]. Для данного случая эта формула будет иметь вид

$$p_0 = \frac{\alpha p_g + p_x}{\alpha + 1}, \quad (4)$$

где: p_0 — абсолютное давление окружающей среды;

p_g, p_x — абсолютные давления горячего и холодного потоков;

α — геометрический параметр эжектора.

Используя последнее выражение, обобщенные характеристики и эмпирическую зависимость, определяющую давление горячего потока [3], можно вычислить степень повышения эффекта охлаждения за счет работы эжекто-

ра. При $\pi = 7$, $\mu = 0,3$ эффект увеличивается на 22%.

Уменьшение длины вихревой зоны

Ранее было установлено [6], что при сокращении длины вихревой зоны до оптимальной (равной девяти диаметрам трубы) вихревой эффект несколько улучшается. В укороченной вихревой зоне вращающийся у стенок трубы горячий поток не успевает потерять в результате трения кинетическую энергию, которую при правильной организации выхода можно преобразовать в энергию давления и, таким образом, повысить работоспособность горячего потока.

Проведенные нами исследования [3] показали, что наиболее рационально уменьшать длину вихревой зоны путем установки на горячем конце спрямляющей четырехлопастной крестовины с отогнутыми против потока передними торцами лопастей. Установка на горячем конце раскруточного диффузора без спрямляющей крестовины не приводит к желательным результатам, а, наоборот, ухудшает вихревой эффект.

Все рассмотренные способы утилизации энергии могут в сумме значительно повысить эффективность вихревого холодильника: до 70% от эффекта, получаемого в самом вихревом холодильнике. Таким образом, температурную эффективность подобной установки можно довести до значения $\eta = 0,9$.

Это позволит создать промышленную вихревую холодильную камеру, работающую на сжатом воздухе от заводской сети. Такая установка имеет ряд преимуществ по сравнению с другими видами холодильных установок.

Устройство и эксплуатация вихревой холодильной камеры

Нами разработано и осуществлено несколько конструктивных вариантов вихревой холодильной камеры.

На рис. 1 изображена вихревая холодильная камера ХК-3. В эту установку, кроме диффузора, теплообменника и эжектора, входит силикагелевый осушитель для осушки поступающего в нее сжатого воздуха. Осушка позволяет несколько повысить эффект охлаждения [7] и, кроме того, обеспечивает стабильную работу установки, предотвращая образование снежных наростов в тракте холодного потока.

Сжатый воздух из внешней магистрали (рис. 1, а) подается через патрубок 1 в силикагелевый осушитель 2, откуда по трубкам теплообменника 3 поступает в полость 4 и через сопло 5 — в вихревой холодильник 6. После разделения в нем холодный поток через отверстие в диафрагме 7 и раскруточный диффузор направляется в камеру холода 8, где охлаждает загруженные в нее образцы.

Из камеры холода через отверстия 9, кольцевую полость 10 и второй контур теплообменника холодный поток отсасывается эжектором 11, работающим на горячем потоке вихревого холодильника.

Температура холодного потока регулируется с помощью регулировочной иглы 12, управляемой сектором 13.

При работе установки, особенно на режиме максимального эффекта охлаждения, эжектор создает вакуум в тракте холодного потока (в камере холода, кольцевой полости и втором контуре теплообменника), для поддержания которого крышка 14 камеры холода тщательно герметизируется резиновым кольцом 15 и распорным винтом 16.

Камера холода изолирована от кожуха двумя центрирующими кольцами 17 (из пенопласта) и шлаковатой 18. Герметизирующая крышка камеры холода изолирована от внешней крышки пенопластом 19. Теплообменник изолирован асбестом 20.

Для контроля давления поступающего сжатого воздуха на приборном щитке установлен манометр (рис. 1, б), соединенный гибким шлангом с полостью осушителя. На том же щитке имеется гальванометр со шкалой от $+20$ до -70° , регистрирующий температуру холодного потока, поступающего в камеру хо-

лода. Датчиком для замера температуры является батарея хромель-копелевых термопар.

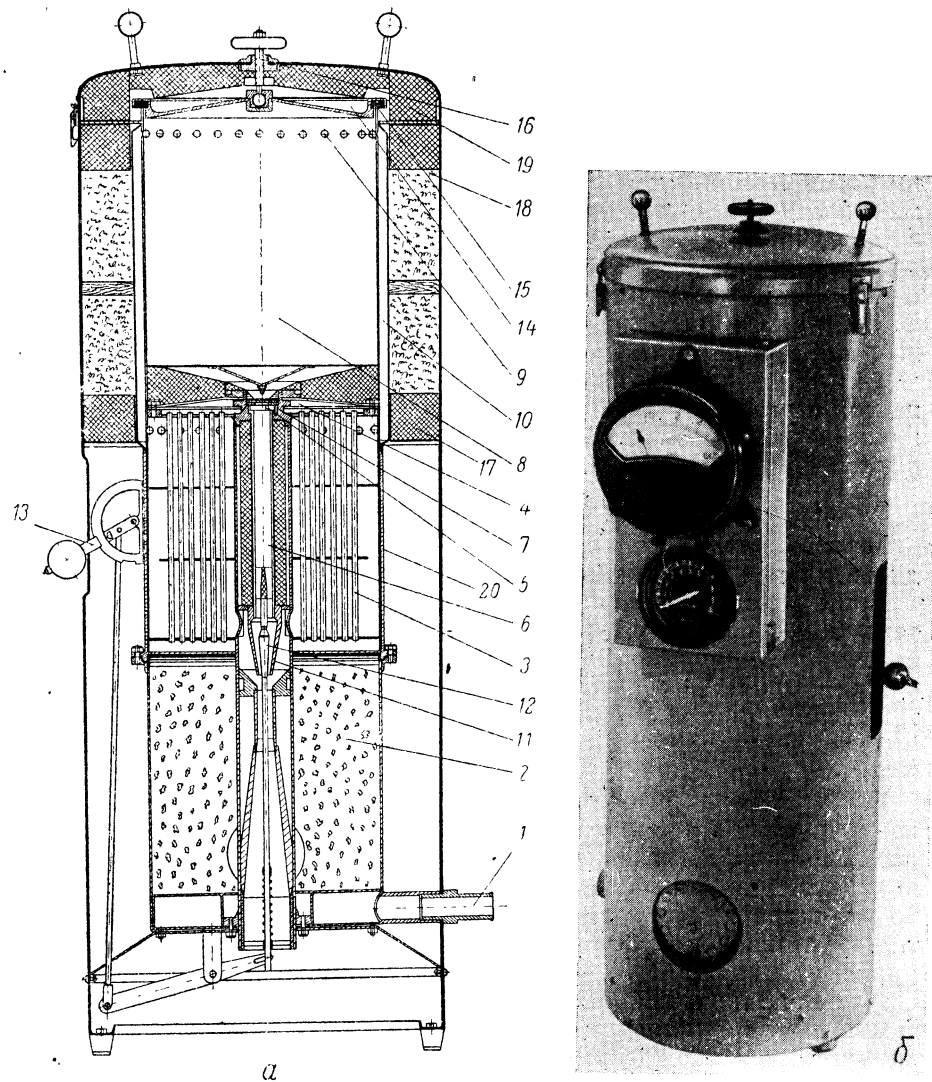


Рис. 1. Холодильная камера ХК-3:
а — разрез, б — внешний вид.

работе спаи которых помещены под днищем камеры холода, а компенсационные — за приборным щитком. Ввод термопар в камеру холода герметизируется конической резиновой пробкой. Нижний лючок предназначен для смены силикагеля.

В зависимости от требуемой степени охлаждения вихревая холодильная камера может успешно работать в широком диапазоне температур и давлений (от 1 до 8 атм) подаваемого в нее сжатого воздуха. Соответствующим

увеличением прочности высоконапорной части установки рабочее давление можно значительно повысить, что обеспечит увеличение эффекта охлаждения.

Техническая характеристика вихревой холодильной камеры ХК-3 приведена ниже.

Параметры сжатого воздуха:

давление максимальное, <i>ати</i>	8
температура, °С	15
Минимальная температура в камере холода, °С	-70
Расход сжатого воздуха (макс.), <i>лм³/мин.</i>	2,2
Рабочий объем камеры холода, <i>л</i>	10
Габаритные размеры, <i>м</i>	0,35×0,9
Вес, <i>кг</i>	35

На рис. 2 показаны кривые зависимости температур в камере холода и общего расхода воздуха от давления подводимого сжатого воздуха при 15°.

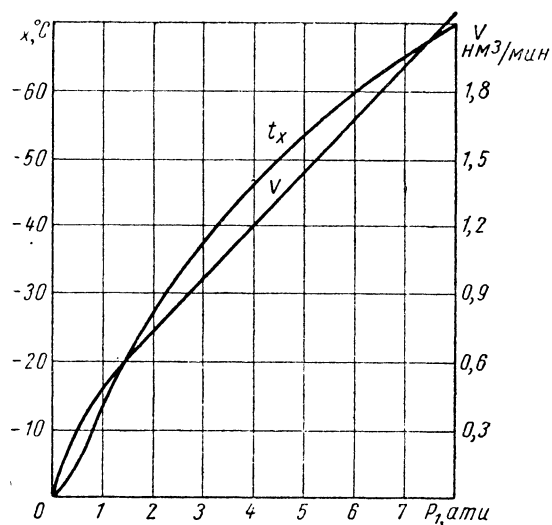


Рис. 2. Характеристики холодильной камеры ХК-3

При эксплуатации холодильную камеру соединяют посредством шланга с сетью сжатого воздуха. В камеру загружают охлаждаемые образцы и герметически закрывают ее крышкой. При пуске установки открывают магистральный вентиль на линии сжатого воздуха.

Для быстрого достижения заданного режима эжектор прикрывается регулировочной иглой (сектор поднимается), что обеспечивает увеличение расхода холодного потока и интенсивное охлаждение камеры.

При замедлении снижения температуры в камере (уменьшается скорость движения стрелки гальванометра) игла эжектора выдвигается (сектор опускается) до тех пор, пока не установится требуемая температура в камере холода.

Загруженный силикагелем осушитель может обеспечить непрерывную работу установки в течение 3 часов при 100%-ной влажности поступающего сжатого воздуха. После полного насыщения силикагеля его следует заменить или регенерировать. Показателем насыщения силикагеля служит возникновение периодических звуковых срывов при работе установки и появление под решеткой камеры ледяных цилиндров, выбрасываемых из вихревого холодильника. Если нет необходимости в получении особенно низких и стабильных температур холодного потока, то установка может работать без силикагеля (или при насыщенном влагой силикагеле). В этом случае необходимо после окончания работы продуть холодильную камеру (для осушки ее от влаги) в течение 5—10 минут при поднятом до отказа секторе.

Благодаря простоте и надежности конструкции, для обслуживания вихревой холодильной камеры не требуется специально подготовленного персонала. Заданный режим в зависимости от степени охлаждения достигается за 5—30 минут.

Стоимость вихревой холодильной камеры невысокая, эксплуатационные расходы незначительны.

При средней стоимости получения на заводе сжатого до 7 *ати* воздуха 1—2 *кп/лм³* затраты на односменную работу холодильной камеры составляют немногим более 300 руб. в месяц.

Холодопроизводительность установки зависит от допустимой величины изобарного подогрева холодного потока в камере холода. При подогреве на 10° холодопроизводительность при установившемся режиме и давлении сжатого воздуха 7 *ати* составит около 100 *ккал/час*.

Вихревая холодильная камера легко может быть приспособлена для работы от вакуум-насоса. В этом случае ее можно использовать как термобарокамеру.

Описанная установка применяется в лабораториях и на производстве при термической обработке металлов, деталей и инструментов, при низкотемпературных испытаниях агрегатов и проведении исследовательских работ.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. Меркулов, Диссертация, Жуйбышевский авиационный институт, 1956.
2. Г. Гроздовский, Ю. Кузнецов, Известия АН СССР, ОТН № 10, 1954.
3. А. Меркулов, «Холодильная техника», 1958, № 3.
4. В. Дорофеев, Труды Жуйбышевского авиационного института, вып. 6, 1958.
5. Г. Абрамович, Прикладная газовая динамика, 1953.
6. А. Меркулов, ЖТФ, т. 26, вып. 6, 1956.
7. В. Алексеев, В. Мартыновский, Известия АН СССР, ОТН № 1, 1956.

THE VORTEX REFRIGERATED CHAMBER

A. MERKULOV, *Cand. Tech. Scf.*

Summary

The main shortcoming of the vortex tube as a source of cold is its low efficiency. This may be raised by utilizing the energy of the flows issuing from the tube by straightening out the cold flow, regenerating cold, ejecting the cold flow by the hot one, diminishing the length of the vortex zone and straightening out the hot flow.

On introducing these measures, an efficient refrigerated chamber may be constructed, possessing a temperature of -70°S . and a capacity of 10 liters. It may be used with advantage in laboratories and in the instrument shops of machine building works.

The expenditure of compressed air at 6—8 atm pressure is maximum 2.2 m³/min.

The unit has already received widespread application.

Исследование идеального цикла машины Филиппа методами термодинамики переменного количества газа

Канд. техн. наук Л. МЕЛЬЦЕР, инж. И. КАРАВАНСКИЙ — Одесский технологический институт пищевой и холодильной промышленности

Высокая эффективность машины Филиппа для получения холода при температурах -80° — -180° , ее оригинальная конструкция и малые габариты привлекли всеобщее внимание. Однако анализ и расчет даже упрощенного схематического цикла, соответствующего условиям работы этой машины, разработаны весьма неполно.

Цель настоящей статьи — обоснование нового метода расчета цикла газовой регенеративной машины типа Филиппа.

Рассмотрим схему Кодегона, в которой кинематические связи обеспечивают такое движение двух поршней, при котором рабочий агент в определенной последовательности сжимается, проходит через регенератор и расширяется (рис. 1, а), где:

- а — обратимое изотермическое сжатие при температуре T_C ;
- б — перемещение газа из полости С в полость Е через регенератор R;
- в — обратимое изотермическое расширение при температуре T_E ;
- д — перемещение газа из полости Е в полость С через регенератор R.

В идеальном схематичном цикле принимаются следующие допущения:

газ, находящийся в полости С или Е, имеет постоянную температуру, равную соответственно T_C или T_E , то есть находится в термическом равновесии с источниками тепла той же температуры;

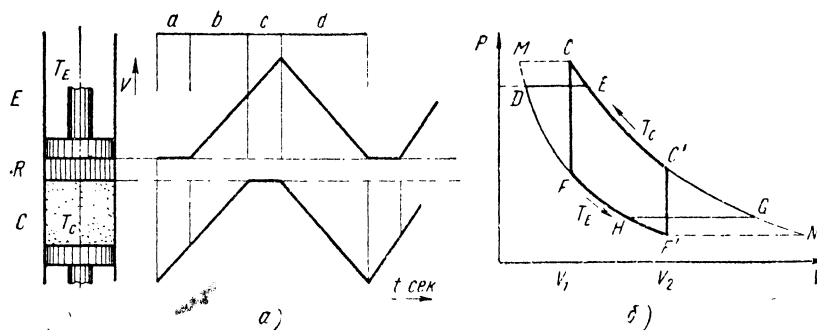


Рис. 1.

переход газа через регенератор с большой поверхностью насадки сопровождается отводом тепла при переходе из полости С в полость Е и подводом тепла при возвращении газа из полости Е в полость С. Допускается, что перемещение газа через регенератор осуществляет-

ся без потерь (на трение и недорегенерацию), при постоянном общем объеме

$$V_C + V_E = const.$$

Предполагается, что процесс теплообмена в регенераторе также обратимый с изменением температуры газа от T_C до T_E .

Движение поршней изображено ломаными линиями, расстояние между которыми по вертикали равно суммарному объему газа в полостях C и E (в реальной машине Филиппса с кривошипно-шатунным механизмом график движения поршней криволинейный и остановки поршней не реализуется).

В работах Келлера и Джонкерса, а также Кодегона [1, 2] приводится довольно сложное доказательство того, что в машине теоретический холодильный коэффициент равен коэффициенту цикла Карно, то есть

$$\varepsilon = \frac{T_E}{T_C - T_E}.$$

Однако в данном случае это является очевидным и без доказательства, так как в рассматриваемом цикле участвуют лишь два внешних источника тепла при постоянных температурах T_C и T_E , а все процессы цикла осуществляются при соблюдении условий обратимости. Кодегон [2] впервые обратил внимание на особый характер теплового взаимодействия рабочего тела и источников тепла во время процессов изотермического сжатия и расширения.

На рис. 1, б изображен цикл машины в диаграмме $p-V$. То обстоятельство, что во время регенерации общий объем полостей остается постоянным ($V_C + V_E = const$), приводит к мысли, что цикл машины состоит из двух изотерм и двух изохор (цикл $F'C'CF$). Однако эта точка зрения ошибочна. Рассмотрим подробнее процессы, сопутствующие переталкиванию газа через регенератор после окончания изотермического сжатия в процессе $C'S$.

При переходе из горячей полости C в холодную E давление элемента газа dG должно понизиться, но так как полости C и E соединены, то в некоторой степени давление понижается и в горячей полости C (процесс CE). По мере переталкивания газа давление в полостях падает и становится равным p_E . Для каждого элемента газа процесс регенерации осуществляется при своем постоянном давлении (процессы типа ED).

Таким образом, по Кодегоне каждый элемент газа при переталкивании из горячей полости в холодную осуществляет три процесса: изотермическое расширение при $T=T_C$, изо-

барное охлаждение и изотермическое расширение при $T=T_E$. Подобное явление происходит при переталкивании газа через регенератор из холодной полости в теплую (процесс $F'HGC'$).

Основные выводы, к которым приходит Кодегон после термодинамического расчета совокупности всех таких процессов за цикл, сводятся к следующему:

1) теплота регенерации равна

$$Q_R = C_p(T_C - T_E),$$

а не $C_v(T_C - T_E)$;

2) в периоды прямого и обратного проталкивания газа через регенератор внешние источники тепла действуют частично как регенераторы, периодически отдавая и отнимая от газа одно и то же количество тепла.

Этот теплообмен является дополнительным, не имеющим ничего общего с тем количеством тепла, которое определяется основными процессами изотермического сжатия и расширения газа в рабочих полостях машины.

Кодегон приводит исследование схематического цикла для случая, когда мертвый объем равен нулю. Это допущение для машины Филиппса является весьма грубым, так как суммарный объем теплообменников и регенератора соизмерим с объемом рабочих полостей. Кроме того, Кодегон так же, как и Келлер и Джонкерс, не затрагивает вопроса определения секундного теплообмена в полостях машины, тогда как при определении тепловых нагрузок теплообменников машины обязательно должна учитываться нестационарность тепловых потоков.

Настоящее исследование базируется на термодинамике переменного количества газа, основы которой изложены М. А. Мамонтовым [3]. Применение этого метода позволяет получить ряд новых результатов и дать полное освещение процессов, происходящих в машине. Сравнительные расчеты позволяют дать ряд рекомендаций по выбору основных параметров машины.

На рис. 2, а изображена принятая нами схема машины Филиппса с учетом вредных пространств и объемов теплообменников, где:

V_C — рабочий объем горячей полости;

V_E — рабочий объем холодной полости;

ω — отношение максимального рабочего объема горячей полости V_{Cmax} к максимальному рабочему объему холодной полости V_{Emax} ;

φ — угол опережения максимального объема V_{Cmax} по отношению к объему V_{Emax} ;

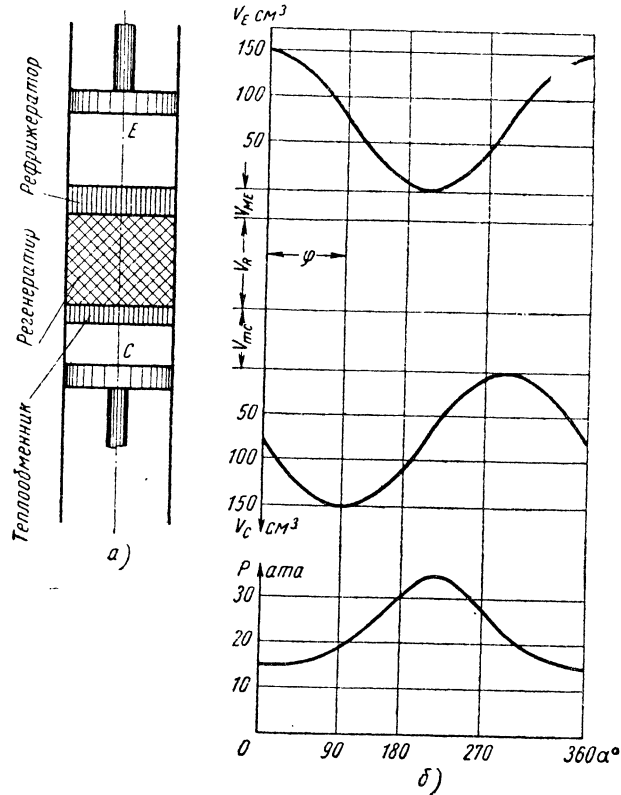
V_{mC} — сумма объемов вредного пространства горячей полости и водяного теплообменника;

V_{mE} — сумма объемов вредного пространства холодной полости и рефрижератора;

V_R — объем агента в регенераторе;

G_C, G_E, G_R — весовые количества агента в горячей, холодной полостях и регенераторе;

T_R — средняя температура агента в регенераторе.



В расчетах принимался синусоидальный закон движения, что достаточно близко к реальным условиям. Максимальные рабочие объемы полостей для большей общности исследования приняты неодинаковые. Остальные условия работы машины не отличаются от принятых Кодоге.

Для определения давления агента в машине составляем уравнение состояния газа для каждой полости и регенератора и, сложив их почленно, получаем:

$$pV_{np} = GRT_E, \quad (1)$$

где: $V_{np} = V_E + V_C \frac{T_E}{T_C} + V_m$ — объем машины, приведенный к температуре T_E ;

$V_m = V_{mE} + V_R \frac{T_E}{T_R} + V_{mC} \frac{T_E}{T_C}$ — мертвый объем машины, приведенный к температуре T_E ;

$G = G_C + G_E + G_R$ — общий вес агента.

При линейном законе распределения температуры агента по длине регенератора среднюю массовую температуру агента T_R находим по формуле:

$$T_R = \frac{T_C - T_E}{\ln \frac{T_C}{T_E}}. \quad (2)$$

Уравнение (1) дает возможность определить давление агента p — по заданному движению поршней. На рис. 2, б представлен график зависимости давления агента от угла поворота коленчатого вала, построенный по результатам расчетов.

Исходные данные в расчетах взяты из эскизного проекта машины, выполненного кафедрой холодильных машин Одесского технологического института пищевой и холодильной промышленности:

$T_C = 300^\circ\text{K}$; $T_E = 75^\circ\text{K}$; $V_{Cmax} + V_{Emax} = 300 \text{ см}^3$;
 $V_{mC} = 70 \text{ см}^3$; $V_{mE} = 35 \text{ см}^3$; $V_R = 115 \text{ см}^3$; число оборотов коленчатого вала $n = 1500$ в мин.

Эти данные (за исключением величин $\omega = 1$ и $\varphi = 90^\circ$) использованы и для последующих расчетов.

Для составления теплового баланса машины используем основное энергетическое уравнение переменного количества газа, предложенное М. А. Мамоновым [3]:

$$dQ + PdG = dU + AdL + \Pi_k dG_k, \quad (3)$$

где: dQ — теплообмен газа со стенками;

Π — приход энергии с 1 кг протекающего газа;

Π_k — расход энергии с 1 кг вытекающего газа;

dG — весовой приход газа;

dG_k — весовой расход газа;

dU — изменение общей внутренней энергии газа;

AdL — внешняя работа расширения.

Расход энергии с 1 кг вытекающего газа Π_k равен его энтальпии, а приход энергии с 1 кг притекающего газа Π равен энтальпии притекающего газа, если теплоотдача в газоподводящем канале равна нулю.