

Автореферат  
4-49

Одесский институт низкотемпературной техники и энергетики

На правах рукописи

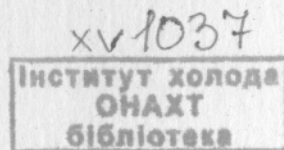
ЧЕРНАВСКИЙ Виктор Тимофеевич

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ  
МАГНИТОДИНАМИЧЕСКОГО КОМПРЕССОРА И ЕГО ЭЛЕМЕНТОВ

Специальность 05.04.03 - Машины и аппараты холодильной  
и криогенной техники и систем кондиционирования

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук



*В. Чернавский*

Одесса - 1992

Работа выполнена в Научно-исследовательском институте "Шторм" (г.Одесса).

Научный руководитель - доктор технических наук, профессор  
Мидованов В.И.

Официальные оппоненты - доктор технических наук, профессор  
Пластинин П.И.

доктор технических наук, профессор  
Мазур В.А.

Ведущая организация - Центральное научно-производственное  
объединение "Комета" (г.Москва)

Защита диссертации состоится " 8 " июня 1992 г.  
в 11 часов на заседании специализированного совета К.068.27.01  
при Одесском институте низкотемпературной техники и энергетики  
по адресу: 270057, г.Одесса, ул.Петра Великого, 1/3, ОИИТЭ.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан " \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 1992 г.

Ученый секретарь  
специализированного совета

К.Т.К., доцент

Р.К.Никульшин

### ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Развитие медицинской, химической, пищевой, криогенной и других областей техники и народного хозяйства сопряжено с потребностью в компримировании газов с высокой степенью чистоты.

Для микрокриогенных систем с температурой криостатирования 60-80 К, длительной безрегламентной работой в течение 2-4 лет, жесткими требованиями к энергетическим и массогабаритным характеристикам наиболее целесообразным является использование компрессоров без смазки.

Наиболее перспективным направлением по созданию высокоресурсных компрессоров без смазки является разработка компрессоров с линейным приводом. Применяемые в настоящее время магнитоэлектрический и электродинамический типы линейного привода имеют ряд недостатков, ограничивающих их использование в высокоресурсных микрокриогенных системах.

Поэтому актуальной задачей является разработка высокоресурсного поршневого компрессора без смазки с линейным приводом.

Целью настоящей работы является разработка и исследование поршневого компрессора с линейным приводом с высоким ресурсом работы и низким уровнем газовойдавлений.

#### Задачи исследования.

1. Разработка и исследование поршневого компрессора с новым типом линейного привода, основой которого является устройство для преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное, именуемое в дальнейшем магнитным преобразователем движения.

2. Проведение узловых исследований и отработка элементов компрессора с магнитным преобразователем движения.

3. Разработка предложений и рекомендаций по применению компрессора с магнитным преобразователем движения (магнитодинамического компрессора) в микрокриогенных системах.

#### Научная новизна работы.

1. Доказана возможность использования устройства преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное в конструкциях герметичных поршневых компрессоров без смазки.

2. Исследована работа компрессора с асимметричной схемой преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное в нерезонансном режиме работы.

3. Предложена модель расчета величины передаваемой мощности

для симметричного и асимметричного вариантов выполнения устройства магнитного преобразования.

4. Определены особенности работы компрессора при использовании электродвигателей с жесткой и мягкой характеристикой.

5. Исследованы особенности работы цилиндрично-поршневой группы компрессора с линейной опорой качения.

#### Научные положения, защищаемые в работе.

1. Компрессор с магнитным преобразователем движения и электродвигателем с мягкой характеристикой работает в режиме близком к резонансному при различных возмущающих воздействиях, вызывающих изменение резонансной частоты возвратно-поступательного звена.

2. На поршень компрессора с линейной опорой качения при сжатии газа действует радиальная сила, величина которой пропорциональна перепаду давлений, диаметру поршня, длине уплотнительной щели и обратно пропорциональна зазору в щели.

Также получены и защищаются следующие научные результаты.

1. Подтверждена возможность использования магнитного преобразователя движения для поршневого компрессора без смазки.

2. Доказана возможность использования в компрессорах с магнитным преобразователем движения электродвигателей, как с мягкой, так и с жесткой характеристикой.

3. Доказана возможность нерезонансной работы магнитодинамического компрессора с высоким значением КПД при использовании асимметричной схемы преобразования.

4. Предложена модель расчета величины передаваемой мощности в устройстве преобразования.

5. Проведена оптимизация числа магнитных цепочек с увязкой с конструктивными параметрами возвратно-поступательного звена.

6. Определено влияние компримируемого газа на поршень. Предложена модель расчета величины радиальной силы, действующей на поршень в процессе сжатия газа.

Практическая ценность и внедрение результатов работ. Разработан поршневой компрессор с новым типом линейного привода — магнитодинамический компрессор. Получены научно-обоснованные данные по оптимизации параметров магнитного преобразователя движения. Разработана методика расчета мощности, передаваемой магнитным преобразователем движения. Предложены практические рекомендации, необходимые при конструкторской разработке магнитодинамического компрессора. Исследован ряд узлов, входящих в конструкцию магнитодинамического компрессора. Отработанные в про-

цессе исследований узлы и конструкторско-технологические решения внедрены в микрокриогенные системы.

Публикация и апробация результатов исследований. Рассмотрены в диссертации конструкторско-технологические решения защищены авторскими свидетельствами № I058273, I072I84, II9I659, II57274, I252339, I4I4049, I59994I. По результатам выполненных исследований опубликовано I6 статей. Результаты работы докладывались на Всесоюзной научно-практической конференции "Трение и износ" (Гомель, 1982), на Всесоюзной научно-практической конференции "Композиционные полимерные материалы и их применение в народном хозяйстве" (Ташкент, 1983), на Международной научно-практической конференции по криогенике (Балашиха, 1991) и научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава и научных сотрудников ОТИХП (Одесса, 1977-1981).

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения и приложения. Работа изложена на I39 страницах основного текста, содержит 62 рисунка, 5 таблиц, список литературы из 70 наименований и приложения на 8 стр.

#### СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Одним из главных требований при разработке микрокриогенных систем с температурой криостатирования 60-80 К является сохранение высокой степени чистоты рабочего газа в течение заданного срока эксплуатации. Обеспечить это требование, при использовании для компримирования рабочего газа поршневого компрессора, возможно двумя способами. Первый способ предусматривает использование смазываемого варианта компрессора с последующей очисткой рабочего газа. Применение смазываемого варианта компрессора целесообразно в микрокриогенных системах с небольшим ресурсом работы при отсутствии жестких требований к массогабаритным параметрам и возможностью проведения регламентных работ. Второй способ предусматривает использование для компримирования рабочего газа поршневого компрессора без смазки. Однако, сложность изготовления и невысокий ресурс работы узлов трения компрессора без смазки с криво-шатунным механизмом преобразования стимулирует проведение разработок по совершенствованию конструкций компрессоров.

Особую актуальность эта проблема имеет для создания микрокриогенных систем с ресурсом работы 10-30 тыс. часов, безрегламентным сроком службы 4-5 лет, с жесткими ограничениями по электропитанию и массогабаритным параметрам.

В настоящее время в СССР и за рубежом наметилась тенденция к использованию для высокоресурсных микрокриогенных систем комп-

рессоров без смазки с линейным приводом. Преимуществом компрессора с линейным приводом является возможность свести количество узлов трения к минимуму.

Обычно, компрессор с линейным приводом имеет один узел трения, работающий без смазки. В предельном случае, при центрировании возвратно-поступательного звена с поршнем с помощью магнитного подвеса или упругих разрезных шайб, узел трения исключается.

В работах Имянитова Л.М., Козлова А.Т., Фридмана Н.З. дана обзорная информация о поршневых компрессорах с возвратно-поступательным электродвигателем. Рассмотренные типы возвратно-поступательных электродвигателей можно свести к трем типам: электромагнитному, магнитоэлектрическому и электродинамическому. Из трех типов привода наиболее приемлемым к использованию в составе микрокриогенных систем является электродинамический привод, обладающий наивысшим КПД и возможностью изготовления его на основе поршневых компрессоров мощностью до 200-250 Вт. В работах Шнайда И.М., Гликсона А.Л. приведен ряд конструкций электродинамических компрессоров, рассмотрены особенности их работы и методики расчета.

Однако, поршневой компрессор с электродинамическим приводом имеет ряд недостатков. Во-первых, это неустойчивая работа компрессора при изменении характеристик системы. Во-вторых, это ограничение по подводимой мощности к катушке, связанное с резким увеличением ее массы при высокой частоте возвратно-поступательного звена. В-третьих, значительная часть мощности, подводимая к приводным катушкам, преобразуется в тепло и приводит к значительному разогреву рабочего газа. Наиболее существенным недостатком электродинамического компрессора, при использовании его в составе микрокриогенной системы, является высокий уровень газовой утечки со стороны приводной катушки.

Исходя из того, что размещение приводной катушки в чистой полости является нежелательным, в качестве приводного элемента наиболее реально использование постоянных магнитов.

Желательно, чтобы разрабатываемый компрессор был малогабаритным, дешевым, безопасным в работе, простым в эксплуатации, ремонтоспригодным и с возможностью хорошей герметизации полостей с рабочим газом.

Анализ патентной и технической литературы показал, что наиболее перспективным является вариант конструкции поршневого компрессора с использованием устройства преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное по а.с. СССР № 1072184.

На рис. 1 а приведен вариант симметричной схемы преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное. Каждая из кольцевых магнитных цепочек ведущего (вращающегося) и ведомого (возвратно-поступательного) звеньев состоит из двух половинок с различной магнитной полярностью и направлением магнитного поля перпендикулярным оси вращения ведущего звена. Каждая из кольцевых магнитных цепочек ведомого звена поочередно взаимодействует с тремя кольцевыми цепочками ведущего звена. Поэтому за два оборота ведущего звена ведомое звено совершает одно колебание. Симметричная схема работает с редукцией  $i = 2$ .

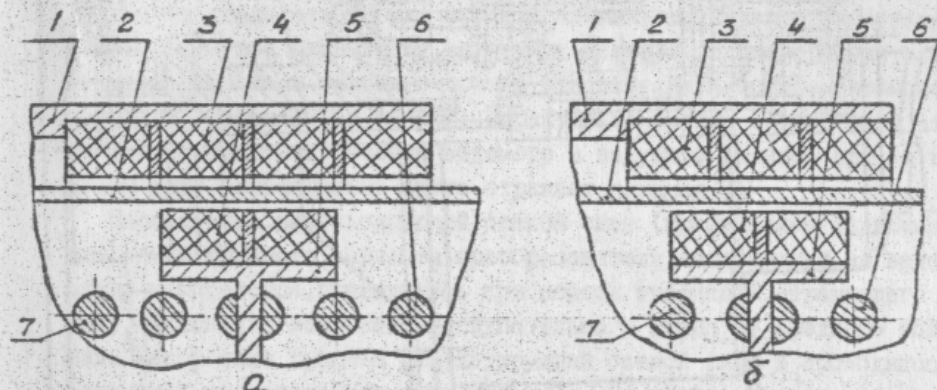


Рис. 1. Схемы магнитных преобразователей вращательного движения в возвратно-поступательное.

а - симметричная схема преобразования; б - асимметричная схема преобразования.

1 - ведущее (вращающееся) звено; 2 - немагнитная перегородка; 3, 4 - кольцевые магнитные цепочки соответственно ведущего и ведомого звеньев; 5 - ведомое звено; 6, 7 - пружина.

Исходя из этого, в компрессоре с такой схемой преобразования возможно использование высокооборотного электродвигателя.

Асимметричная схема, приведенная на рис. 1 б, отличается от симметричной схемы тем, что каждая из кольцевых магнитных цепочек ведомого звена поочередно взаимодействует с двумя кольцевыми цепочками ведущего звена. За один оборот ведущего звена ведомое звено совершает одно колебание. Коэффициент редукции  $i = 1$ .

На основе асимметричной схемы преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное был спроектирован и изготов-

лен макет магнетодинамического компрессора на линейной опоре качения, конструкция которого приведена на рис.2.

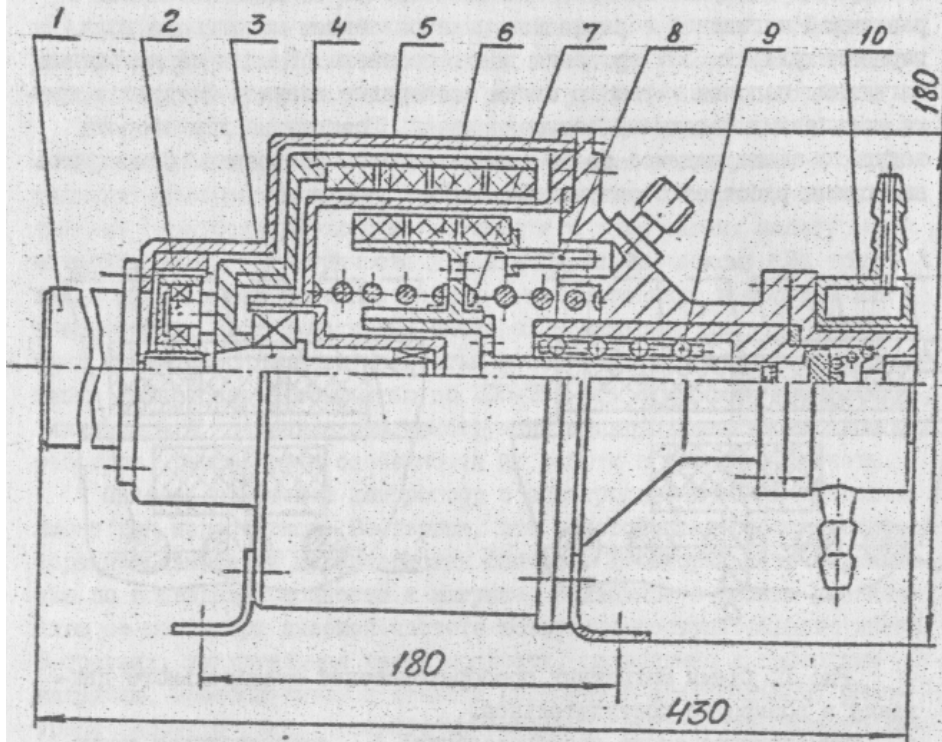


Рис.2. Конструкция макета магнетодинамического компрессора на линейной опоре качения с приводом с жесткой характеристикой  
1 - электродвигатель ДАТ-100-8; 2 - мотор-редуктор ( $i = 7$ ); 3 - подшипниковый узел ведущего (вращающегося) звена; 4 - ведущее звено с магнитной полумуфтой; 5 - немагнитная перегородка; 6 - ведомое (возвратно-поступательное) звено с магнитной полумуфтой; 7 - пружина; 8 - штырь-фиксатор от проворота ведомого звена; 9 - линейная опора качения; 10 - теплообменник.

Рабочая частота колебаний возвратно-поступательного звена  $f = 20$  Гц. Для согласования числа оборотов, используемого в компрессоре электродвигателя ДАТ-100-8 с частотой колебаний возвратно-поступательного звена между приводом и ведущим звеном ус-

установлен планетарный редуктор с передаточным отношением  $i = 7$ . Полость электродвигателя отделена от полости сжатия с возвратно-поступательным звеном немагнитной перегородкой, осуществляющей полную герметизацию полости с рабочим газом. Центрирование возвратно-поступательного звена относительно немагнитной перегородки осуществляется с помощью линейной опоры качения. При этом поверхности поршня и цилиндра образуют безконтактное щелевое уплотнение, что позволяет избежать износа и потери мощности на трение.

Основой разрабатываемого компрессора является магнитный преобразователь движения. Для определения величины мощности, передаваемой магнитным преобразователем движения, силу взаимодействия магнитных сегментов разлагаем на ряд простых элементов. Характер изменения осевой силы взаимодействия магнитных цепочек ведомого звена с магнитными цепочками ведущего при их относительном осевом перемещении отражает график 1 (см.рис.3). Характер изменения осевой силы взаимодействия магнитных цепочек ведомого и ведущего звеньев при их вращении друг относительно друга отражает ломаная 3.

Определение результирующей осевой силы (графическая зависимость 4), для асимметричного варианта преобразователя, действующей на ведомое звено компрессора, проводилось при помощи графика 2, отражающего величину отклонения возвратно-поступательного звена от среднего положения. Построение графика результирующей осевой силы 4 проводилось в следующей последовательности. Ось  $O - \ell$  разбивалась на отрезки разные  $OA$ . Перпендикулярно оси  $O - \ell$  через точку  $A$  проводим прямую до пересечения с графиками 1 и 2. Через точку  $B$  параллельно оси проводим прямую до пересечения с графиком 3. Полагая, что максимальная величина графика 1 равна единице, определяем относительное значение отрезка  $AB$ . Умножая величину осевой силы взаимодействия магнитных сегментов, соответствующую точке  $\Gamma$ , на относительное значение результирующей осевой силы, действующей на ведомое звено в точке  $A$ .

Аналитическое определение величины результирующей осевой силы от угла поворота ведущего звена для асимметричной схемы преобразования проводим с использованием графиков 1, 2 и 3, приведенных на рис.3.

Величина результирующей осевой силы  $F_{ос.рез.(\varphi)}$ , действующей на ведомое звено в асимметричной схеме преобразования, определяется произведением значений осевой силы  $F_{ос.(\varphi)}$  на синус графика единичной силы 1 ( $\theta$ ).

$$F_{ос.рез.(\varphi)} = F_{ос.(\varphi)} \cdot \theta \quad (1)$$

Графики 1 и 3 построены в различных системах координат  $F_{ос.} - \varphi$  и  $F_{ед.} - \ell$ . Для перехода от системы координат  $F_{ос.} - \varphi$  к  $F_{ед.} - \ell$  используем график движения ведомого звена 2, в промежуточной системе координат  $\ell - \varphi$ .

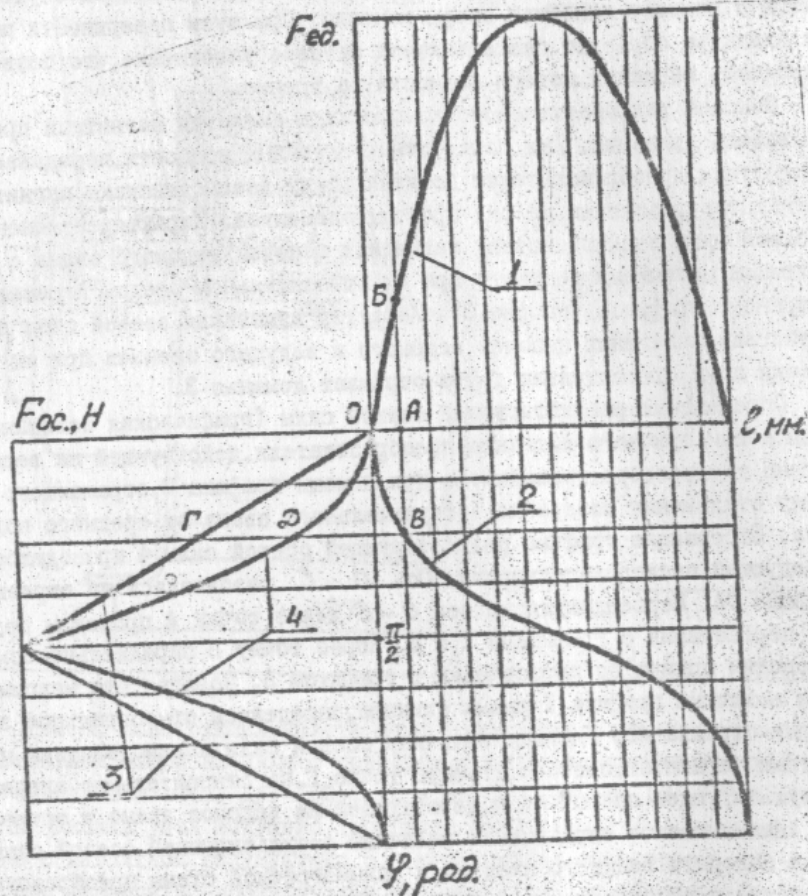


Рис.3. Схема графического определения величины результирующей осевой силы действующей на ведомое звено для асимметричной схемы преобразования.

1 - график изменения единичной силы магнитного сегмента; 2 - график движения возвратно-поступательного звена; 3 - график изменения осевой силы, действующей на ведомое звено в зависимости от угла поворота ведущего звена; 4 - график результирующей осевой силы, действующей на ведомое звено.

График изменения силы I от положения ведомого звена определяется как

$$I = \sin(1 - \cos \varphi) \cdot 90^\circ \quad (2)$$

Осевая сила, действующая на ведомое звено, изменяется прямо пропорционально углу поворота ведущего звена. Поэтому для положения ведомого звена, соответствующего углу поворота ведущего звена  $\varphi$  от нуля до  $90^\circ$ , справедливо выражение

$$F_{ос.}(\varphi) = \frac{F_{ос. max.} \cdot \varphi}{90^\circ} \quad (3)$$

где  $F_{ос. max.}$  - максимальное значение осевой силы  $F_{ос.}(\varphi)$ , Н;  
 $\varphi$  - значение угла поворота ведущего звена, рад.

С учетом (3) и (4) выражение (1) для угла поворота ведущего звена  $\varphi$  от нуля до  $90^\circ$  примет вид

$$F_{ос. рез.}(\varphi) = \frac{F_{ос. max.} \cdot \varphi}{90^\circ} \cdot \sin[(1 - \cos \varphi) \cdot 90^\circ] \quad (4)$$

Максимальное значение функции  $F_{ос. рез.}(\varphi)$  будет иметь при  $\varphi = 90^\circ$ . В этом случае  $F_{ос. рез.}(\varphi) = F_{ос. max.}$

Мощность, которую может передать магнитный преобразователь возвратно-поступательному звену компрессора, зависит от величины результирующей осевой силы  $F_{ос. рез.}(\varphi)$ , хода и числа колебаний поршня в единицу времени. Зависимость, описывающая характер изменения мгновенной передаваемой мощности в течение хода ведомого звена, определяется произведением величины результирующей осевой силы  $F_{ос. рез.}(\varphi)$  на скорость ведомого звена в течение хода.

Для асимметричной схемы преобразования мощность, передаваемая за четверть хода ведомого звена, равна

$$N_{1/4} = \int_0^{90^\circ} F_{ос. рез.}(\varphi) \cdot v(\varphi) \cdot d\varphi = \int_0^{90^\circ} F_{ос. рез.}(\varphi) \cdot \sin \varphi \cdot v_m \cdot d\varphi \quad (5)$$

где  $v(\varphi)$  - график изменения скорости ведомого звена магнитодинамического компрессора в зависимости от угла поворота ведущего звена, м/с;  $v_m$  - максимальное значение скорости ведомого звена, м/с.

С учетом зависимости (4) выражение (5) для полного хода ведомого звена запишется в следующем виде:

$$N = 4 \int_0^{90^\circ} \frac{F_{ос. max.} \cdot \varphi}{90^\circ} \cdot \sin[(1 - \cos \varphi) \cdot 90^\circ] \cdot \sin \varphi \cdot v_m \cdot d\varphi \quad (6)$$

Определяющим для достижения высокого ресурса работы исследуемого компрессора является узел центрирования ведомого звена относительно немагнитной перегородки. Выбранный вариант центрирования с помощью линейной опоры качения имеет ряд особенностей, которые при определенных условиях приводят к возможности отказа цилиндрично-поршневой группы компрессора в процессе работы. Вызвано это тем, что при достаточно малых зазорах (до нескольких десятков микрон) поршень со штоком, консольно закрепленный в шариковой опоре, при определенном перепаде давлений теряет свою устойчивость и смещается от оси рабочей поверхности цилиндра. Возникающий контакт двух стальных поверхностей в условиях сухого трения обычно приводит к их схватыванию и в дальнейшем к отказу компрессора.

Суммарная величина отклонения оси поршня от оси поверхности цилиндра при воздействии перепада давлений рабочего газа может быть представлена как сумма величин отклонения оси поршня, вызываемого его изгибом и радиального смещения оси штока из-за упругой деформации шариковой опоры.

Данное положение экспериментально проверялось на специально разработанном устройстве при изменении перепада давлений от нуля до 1,4 МПа. Проведенные испытания подтвердили его справедливость. Одной из главных причин, вызывающих нарушение геометрии направляющих поверхностей линейной опоры качения, является высокое контактное давление, сочетающееся с явлениями адгезионного взаимодействия и микропроскальзывания при отсутствии смазки и работе пары трения в среде сухого инертного газа.

Проведенные исследования позволили предложить оптимальную, с точки зрения обеспечения высокого ресурса и технологии изготовления, конструкцию сепаратора для линейной опоры качения. Предложен вариант крепления антифрикционного материала на основе фторопласта-4 к металлическому каркасу, обеспечивающий сохранение формы сепаратора. В качестве материала сепаратора были отобраны самосмазывающиеся антифрикционные материалы на основе фторопласта-4 — Ф4К15М5 и Ф4К20. Критериями отбора антифрикционных материалов для сепаратора линейной опоры качения являлись низкий коэффициент трения, минимальная величина интенсивности изнашивания и возможность нанесения на поверхность металлического контртела пленки из пластмассовой композиции. Отбор антифрикционных материалов проводился по результатам их испытаний на специально разработанной герметичной машине трения.

Исследование макета магнитодинамического компрессора проводилось на стенде типа "газовое кольцо" с возможностью замера давления на линиях нагнетания и всасывания, расхода рабочего газа и потребляемой

электродвигателем мощности.

На первом этапе испытаний определялась величина мощности, теряемая в различных узлах компрессора. На втором этапе испытаний определялась возможность работы магнитодинамического компрессора, снабженного электродвигателем с "жесткой" характеристикой. Результаты испытаний приведены на рис. 4. Основной упор в испытаниях был сделан на проверку устойчивости работы компрессора при существенном изменении давления рабочего газа на линии всасывания. В диапазоне изменения давлений от 0,3 до 1,1 МПа компрессор обеспечивал практически постоянный перепад давлений между линиями нагнетания и всасывания. На третьем этапе исследований определялась возможность работы магнитодинамического компрессора, снабженного электродвигателем с "мягкой" характеристикой. Испытания проводились при давлениях на линии всасывания 0,6; 0,85; 1,1 МПа и величине расхода рабочего газа равной 0,1 /ч. Изменение питающего напряжения от 20 до 30 В позволило варьировать величины мощности и числа оборотов электродвигателя в значительных пределах. Результаты испытаний, приведенные на рис. 5, позволили выделить два режима работы компрессора — резонансный и нерезонансный. На графике I отрезок OA соответствует нерезонансному режиму работы. Отрезок BC соответствует работе компрессора в режиме резонанса. Характерно, что величина перепада давлений между линиями нагнетания и всасывания в резонансном режиме работы практически одинакова для графиков 1, 2 и 3. Сохранение резонансного режима в интервале питающего напряжения от 24 до 30 В свидетельствует об устойчивости работы магнитодинамического компрессора при значительных изменениях величины подводимой мощности и числа оборотов электродвигателя. Характер графиков 1, 2 и 3 подтверждает выдвинутое научное положение о возможности изменения резонансной частоты возвратно-поступательного звена при изменении подводимой к нему мощности.

Нерезонансный режим работы компрессора характеризуется значительным снижением величины перепада давлений между линиями нагнетания и всасывания. Однако, следует отметить практически пропорциональное снижение при этом величины потребляемой электродвигателем мощности. Отсюда следует, что величины удельной потребляемой мощности магнитодинамического компрессора в резонансном и нерезонансном режимах работы существенно между собой не отличаются. Поэтому, существенным отличием магнитодинамического привода от электромагнитного, магнитоэлектрического и электродинамического является возможность его работы в нерезонансном режиме.

Удельная потребляемая мощность испытанного макета магнитодинамического компрессора при компримировании инертного газа — гелия

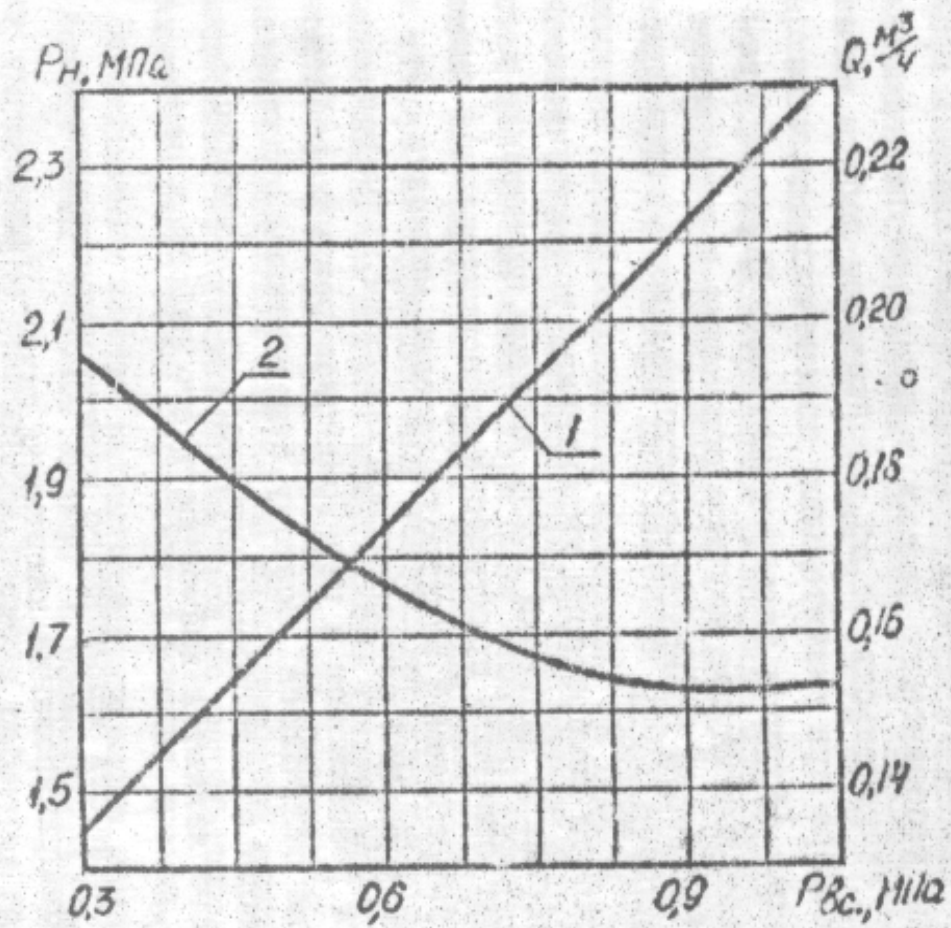


Рис. 4. Результаты испытаний магнитодинамического компрессора с электродвигателем с "жесткой" характеристикой.

1 — график зависимости изменения величины давления в полости нагнетания от давления всасывания; 2 — величина расхода рабочего газа.

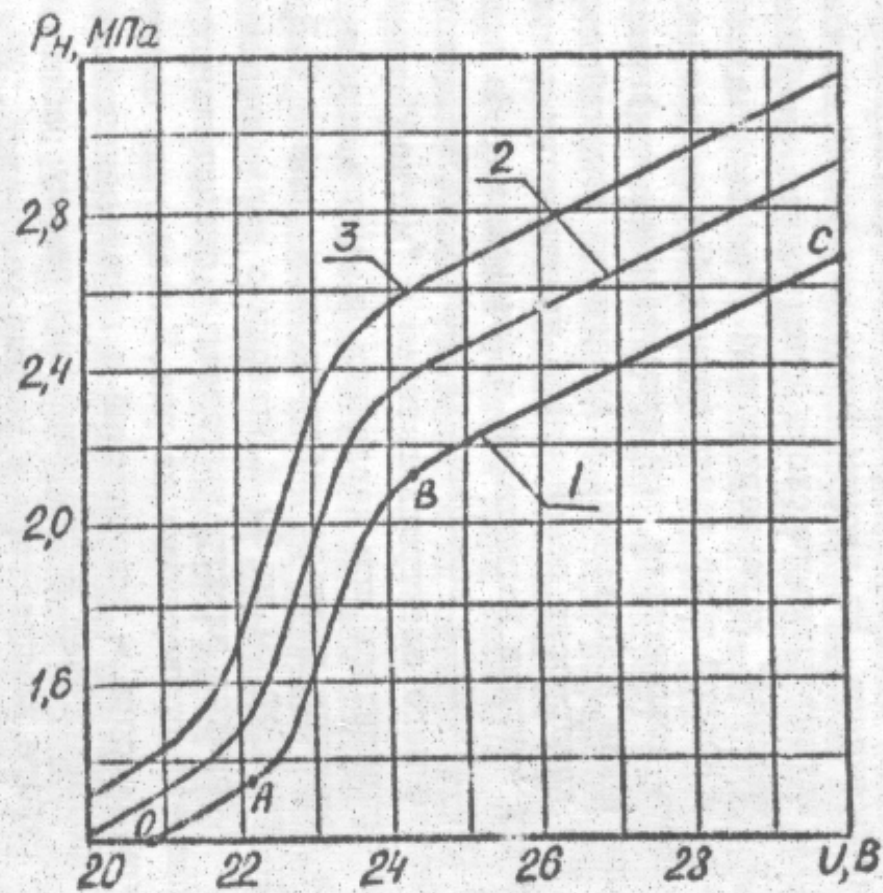


Рис. 5. Результаты испытаний магнитодинамического компрессора с электродвигателем с "мягкой" характеристикой.

1, 2, 3 — графики зависимостей изменения величины давления в полости нагнетания от изменения числа оборотов двигателя при давлении в полости всасывания соответственно 0,6; 0,85 и 1,1 МПа.

с давлением на линии всасывания 0,7 МПа и степенью сжатия  $i = 3$  равна 730 Вт/м<sup>3</sup>. При этом коэффициент подачи равен 0,4. Изотермический КПД испытанного компрессора равнялся 0,53 с учетом потерь мощности в электродвигателе и 0,65 без учета потерь мощности в электродвигателе.

В работе проведен сравнительный анализ применимости электродинамического и магнитодинамического компрессоров. Анализ показывает, что с энергетической точки зрения магнитодинамический компрессор предпочтительно использовать в области мощностей выше 200 Вт.

#### ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Использование устройства для преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное в поршневом компрессоре позволяет получить высокоресурсный компрессор без смазки.

2. Проведенная оптимизация числа и размеров магнитных цепочек позволяет получить магнитный преобразователь движения с оптимальными массогабаритными и конструкторско-технологическими параметрами.

3. Предложенная методика расчета мощности, передаваемой магнитным преобразователем движения, апробирована на макете магнитодинамического компрессора. Испытания макета компрессора подтвердили теоретические положения методики расчета.

4. Определено влияние сжимаемого газа на поршень при использовании в качестве центрирующего узла линейной опоры качения. Предложена модель расчета величины радиальной силы, действующей на поршень в процессе сжатия газа. Конструктивные решения, приведенные в работе, позволяют обеспечить высокий ресурс линейной опоры качения.

5. Исследования ряда узлов компрессора: планетарного мотор-редуктора, линейной опоры качения, цилиндрической группы позволили увеличить их ресурс до 8-10 тыс. часов.

6. Исследованный магнитодинамический компрессор устойчиво работает с различными типами электродвигателей при различных возмущающих воздействиях (давлении в полости всасывания от 0,3 до 1,1 МПа, расходе рабочего газа от нуля до 0,175 м<sup>3</sup>/ч). Однако, наиболее устойчиво магнитодинамический компрессор работает с электродвигателем с "мягкой" характеристикой.

7. Магнитодинамический компрессор сохраняет высокое значение КПД в нерезонансном режиме работы. Нерезонансный режим работы компрессора может применяться при небольших перепадах давлений между линиями нагнетания и всасывания.

8. Оптимизация области использования магнитодинамического

компрессора по параметру потребляемой мощности позволила рекомендовать его применение при мощности выше 200 Вт.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах

1. Анисимов Ю.Н., Лихницкий Г.В., Моисеев В.Ф., Оледук В.И., Чернавский В.Т. Повышение долговечности поршневой группы свободнопоршневой газовой криогенной машины // Химическое и нефтяное машиностроение, 1983, № 6, с.23.
2. Бортовский Ю.Р., Моисеев В.Ф., Рыбин В.К., Чернавский В.Т. Расчетно-экспериментальное определение показателей надежности узлов трения систем криостатирования РЗА // Сб. Вопросы радиоэлектроники. - Сер. ТРТО, - Вып.3. - 1984.
3. Лихницкий Г.В., Моисеев В.Ф., Чернавский В.Т. Работоспособность самосмазывающихся антифрикционных материалов в газовых криогенных машинах // Холодильная техника и технология: Респ. межвед. науч.-техн. сб. Киев: Техника, 1980, вып.31.
4. Чернавский В.Т., Моисеев В.Ф. Герметичный компрессор без смазки для систем криостатирования РЗА // Сб. рефератов НИОКР, обзоров; переводов. 1986. - Сер.ЭИ № 1, ВИМИ.
5. Чернавский В.Т., Моисеев В.Ф., Рыбин В.К. Работоспособность линейных шариковых опор в компрессорах без смазки // Сб. рефератов НИОКР, обзоров, переводов. 1987. - Сер.ИМ № 17, ВИМИ.
6. Чернавский В.Т., Моисеев В.Ф. Влияние хладагента R-12 на антифрикционные свойства пар трения, работающих без смазки // Сб. Вопросы радиоэлектроники. - Сер. ТРТО. - Вып.3, 1988.
7. Чернавский В.Т. Особенности работы компрессора без смазки с точным центрированием поршня относительно цилиндра на линейной опоре качения // Сб. Вопросы радиоэлектроники. - Сер. ТРТО. - Вып.2, 1988.
8. Чернавский В.Т., Милованов В.И., Бортовский Ю.Р. Повышение надежности и долговечности зубчатого зацепления планетарного редуктора компрессора без смазки // Сб. Вопросы радиоэлектроники. - Сер. ТРТО. - Вып.1, 1992.
9. Чернавский В.Т., Милованов В.И., Хитров А.О. Устройство подшипки и его влияние на надежность системы криостатирования // Сб. Вопросы радиоэлектроники. - Сер. ТРТО. - Вып.8, 1990.
10. Чернавский В.Т. Магнитодинамический компрессор без смазки // Тезисы докладов Международной научно-практической конференции по криогенике. - Балашиха, 1991.

Г.Одесса, роталпринт ОИИТЭ. Подписано к печати 21.04.1992 г.

Объем 1,0 п.л. Тираж 100. Заказ 645-92

xv 1037

Институт холода  
ОНАХТ  
Библиотека