

50-ЛЕТИЮ МИЭМ

ПОСВЯЩАЕТСЯ

ВВЕДЕНИЕ

Одной из главных тенденций развития мировой радиоэлектронной, космической, медицинской и других отраслей наукоёмкой промышленности начала XXI века является широкое использование высоких технологий, требующих создания и поддержания в течение процесса обработки изделий высокого и сверхвысокого вакуума или сред со специальными свойствами. Важную роль в поддержании достигнутого вакуума играет коммутационная вакуумная запорно-регулирующая аппаратура.

Вопросами ее создания занимались многие отечественные ученые и специалисты, в том числе Александрова А.Т., Варлов Л.Я., Капустин Н.Ф., Кеменов В.Н., Курбатов О.К., Леонтьев А.Ф., Львов Б.Г., Минайчев В.Е., Пипко А.И., Шувалов А.С. и другие [1÷7].

Установка на свертывание, начиная с 1992 года, тематики НИИ и КБ Российской электронной и смежных отраслей промышленности, а также переориентации заводов электронного машиностроения на выпуск несвойственной им продукции в связи со снижением спроса на оборудование и элементную базу вакуумной техники, разработка и выпуск тем не менее новых поколений вакуумной коммутационной аппаратуры продолжается.

Наибольших успехов в этом направлении добились Российские спе-

специализированные предприятия ОАО "Вакууммаш" (г. Казань) и завод "Темп" (г. Фурманов).

Интенсивное развитие вакуумной коммутационной аппаратуры за последние годы отмечается за рубежом, что объясняется расширяющимся внедрением во всех отраслях науки и техники нового оборудования высоких вакуумных технологий, предусматривающих возможность проведения многооперационных технологических процессов в условиях высокого и сверхвысокого вакуума в едином цикле.

Опыт показал, что для реализации этой цели наиболее рациональной является многомодульная структура технологического оборудования с герметично изолированными рабочими позициями – вакуумными модулями, разделенными между собой быстродействующими и надежными вакуумными затворами.

Изолированные друг от друга технологические модули позволяют свести к минимуму привносимую дефектность в виде продуктов износа и газовыделения, а также исключают возможность взаимовлияния разнородных процессов обработки изделий на рабочих позициях.

При этом справедливо утверждение о том, что герметичное перекрытие вакуумных камер с равной или незначительно (на один, два порядка) отличающейся степенью разрежения, что имеет место в многомодульном вакуумном оборудовании, требует значительно меньших усилий уплотнения.

В то же время анализ литературных источников показал, что и в отечественном и в зарубежном оборудовании высоких вакуумных технологий все еще используются для межмодульной изоляции вакуумные клапаны и затворы стандартного типа, выполненные на традиционной основе, которые были созданы для герметизации вакуумных объемов на границе "атмосфера – высокий вакуум". Они обладают совершенно оправданной энер-

го и металлоемкостью, способностью формировать удельные усилия до 25 кгс/см² (для эластичных уплотнителей) и характеризуются наличием узлов трения, вводов движения и зачастую сложной кинематикой преобразующих систем и устройств, которые в совокупности являются источником загрязнения вакуумной среды [8, 9].

Специалисты всех стран мира работают над созданием новых поколений вакуумных клапанов и затворов, в конструкциях которых предпринимаются попытки сократить до минимума распространяющиеся при их функционировании продукты загрязнения технологической вакуумной среды при одновременном улучшении собственных эксплуатационных характеристик.

В числе ведущих стран, которые разрабатывают и выпускают вакуумную коммутационную аппаратуру не только для удовлетворения собственных потребностей, но и для мирового рынка следует прежде всего упомянуть Англию, Францию, Японию, Германию, Швейцарию, США и другие.

Ближе всего к решению этой проблемы подошли специалисты фирмы VAT (Швейцария), тем не менее, несмотря на предпринятые усилия, им не удалось существенно уменьшить металлоемкость и исключить пары трения в конструкциях вакуумных клапанов и затворов, несмотря на то, что в последнее время и появились облегчённые и бескорпусные варианты конструкций предложенные авторами более 10 лет назад*.

В связи с этим возникла необходимость разработки принципиально нового подхода к проектированию вакуумной коммутационной аппарату-

* Васин В.А. Ресурсосберегающие принципы проектирования исполнительных устройств оборудования для высоких технологий // Машиностроитель №9, 1997. – С. 39-42.

Васин В.А., Ивашов Е.Н., Степанчиков С.В. Идеология проектирования автоматизированного оборудования современных вакуумных технологий // Автоматизация и современные технологии № 8, 2008. – С. 3-8.

ры для работы в условиях малых перепадов низких давлений.

Одним из возможных решений при этом является использование в качестве приводов формирования перемещений и усилий упруго-деформируемых пневматических герметичных элементов, действующих на основе принципа управляемой упругой деформации.

К настоящему времени принцип управляемой упругой деформации теоретически достаточно проработан, хорошо зарекомендовал себя при создании ряда устройств внутрикамерной вакуумной механики, в том числе, манипуляторов, транспортных систем, мониторов для измерения параметров ионных пучков, устройств для экранирования тепловых и молекулярных потоков, координатных столов, коллиматоров и др.

Понимание возможности применения принципа управляемой упругой деформации для создания высоковакуумной запорной аппаратуры стимулировало работы в этом направлении.

При этом проблема обеспечения герметичности при малых перепадах давления и быстродействия вакуумной коммутационной аппаратуры для конкретных условий эксплуатации явились основой данной работы.

В связи с этим появилась потребность постановки ряда новых, не рассмотренных ранее исследований с использованием математического моделирования и проведения серии натуральных и машинных экспериментов.

В составе монографии сформулированы основные принципы конструирования вакуумной запорной аппаратуры, наиболее полно удовлетворяющей требованиям высоковакуумного многомодульного оборудования, выполнен комплекс теоретических и компьютерных и экспериментальных исследований, сформулированы требования по широкой реализации направления в технике создания облегченных конструкций бескорпусных вакуумных клапанов и затворов и рассмотрены перспективы дальнейшего развития работ в этом направлении, а так же при создании большинства

других устройств вакуумной механики.

Именно такие устройства требуются для освоения микро и нанотехнологий.

Настоящая монография может быть также рекомендована аспирантам вузов и студентам, обучающимся по специальности 210107 – «Электронное машиностроение» и направлению подготовки бакалавров и магистров 210100 – «Электроника и наноэлектроника» профиля подготовки «Микро- и наноинженерия в электронике».

ГЛАВА 1. ВЫСОКОВАКУУМНАЯ КОММУТАЦИОННАЯ АППАРАТУРА В СОВРЕМЕННОМ ОБОРУДОВАНИИ ВЫСОКИХ ВАКУУМНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

1.1. Анализ многомодульного оборудования для обработки изделий в вакууме в едином технологическом цикле

При обработке изделий в вакууме в едином технологическом цикле используется принцип шлюзования изделий на позициях загрузки и выгрузки, предусматривающий наличие двух затворов, один из которых герметизирует шлюзовую камеру на границе атмосфера–вакуум, а другой на границе вакуум–вакуум [10].

В зависимости от количества технологических модулей используется соответствующее количество затворов, являющихся важными функциональными элементами оборудования. Этот вывод подтверждается анализом структурно компоновочных схем модульного оборудования различного назначения.

На рис. 1.1 приведена структурно компоновочная схема сверхвысоковакуумного многомодульного комплекса. Каждый модуль выполняет отдельные технологические операции, объединённые сверхвысоковакуумной транспортной линией, которая также является самостоятельным модулем [13].

Данный способ реализации транспортирования обрабатываемых изделий (пластин) позволяет проводить параллельные операции в различных модулях и в максимальной степени предотвращает загрязнение модулей продуктами разнородных технологических процессов при обработке под-

ложек.

Эффективность магистрально-модульной компоновки рассмотренного типа состоит также в возможности согласования по времени различных технологических операций за счет варьирования состава модулей.

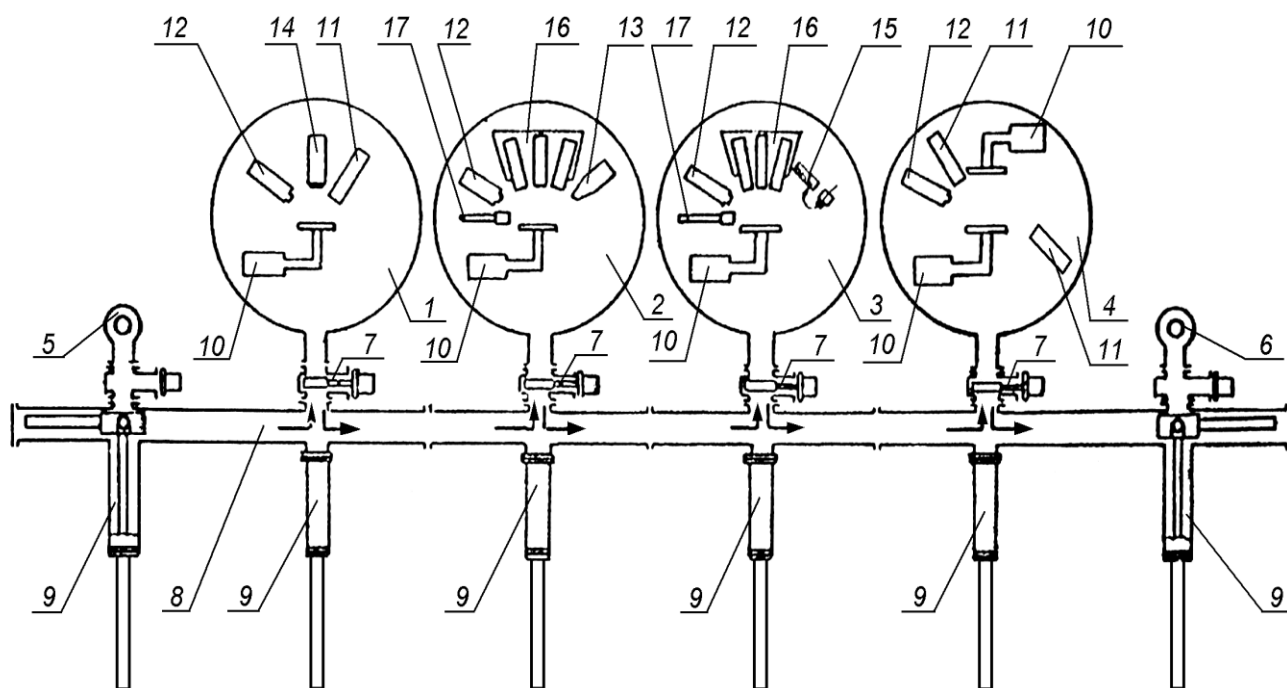


Рис. 1.1. Структурная схема сверхвысоковакуумного технологического комплекса:

1 – модуль подготовки подложек; 2 – модуль МЛЭ; 3 – модуль электронно-лучевого испарения; 4 – модуль электронно-лучевого осаждения; 5 – модуль загрузки; 6 – модуль выгрузки; 7 – шибер; 8 – транспортная вакуумная магистраль; 9 – манипулятор передающий; 10 – манипулятор прецизионный; 11 – источник ионов; 12 – квадрупольный фильтр масс; 13 – дифрактометр быстрых электронов; 14 – оже-анализатор; 15 – источник электронов; 16 – блок молекулярных источников; 17 – измеритель потоков

Так, например, если время подготовки и анализа состава поверхно-

сти подложки в модуле предварительной подготовки сопоставимо со временем выращивания эпитаксиальной структуры в модуле молекулярной эпитаксии, то во избежание простоя модуля целесообразно иметь один модуль предварительной подготовки подложек и один модуль эпитаксии.

В состав комплекса входят:

- 1 – модуль подготовки подложек;
- 2 – модуль молекулярно-лучевой эпитаксии;
- 3,4 – модули электронно-лучевого испарения и осаждения;
- 5 – модуль загрузки;
- 6 – модуль выгрузки;
- 7 – затвор;
- 8 – транспортная магистраль;
- 9,10 – манипулятор;
- 11 – источник ионов;
- 12 – квадрупольный фильтр масс;
- 13 – дифрактометр быстрых электронов;
- 14 – оже-анализатор;
- 15 – источник электронов;
- 16 – блок молекулярных источников;
- 17 – измеритель.

Загрузочно-транспортная система с выносным вакуумным транспортёром обеспечивает многомодульный принцип построения оборудования. Каждый технологический модуль соединяется с вакуумным транспортёром посредством вакуумного затвора, разделяющего вакуумные рабочие объёмы в процессе транспортирования и передачи изделий и позволяющего проводить операции их загрузки и выгрузки параллельно с выполнением основных операций.

Для наибольшей наглядности рассмотрим коммутационную часть

исполнительной аппаратуры.

Функциональное назначение затвора обуславливает предъявляемые к нему определённые эксплуатационные требования, в числе которых обязательными являются: обеспечение требуемого уплотнения, быстродействие, надёжность, отсутствие узлов, генерирующих привносимую дефектность в виде микрочастиц износа.

Однако, в рассмотренном комплексе последнее требование не удовлетворяется.

Другим примером многомодульного оборудования, требующего применения затворов как на входном и выходном шлюзах, так и при перегрузке кремниевых пластин из автоматической вакуумно-транспортной системы в технологические модули, является линия для производства БИС, блок-схема которой приведена на рис. 1.2 [11]. Эта линия по своей структуре повторяет использованное в предыдущем комплексе решение.

В то же время она отличается некоторыми конструктивными особенностями. Данная линия состоит из набора унифицированных технологических модулей индивидуальной обработки пластин. Модули объединены единой герметичной вакуумной системой и изолируются между собой шлюзовыми устройствами, состоящими из автоматически действующих затворов, работа которых согласована с действиями манипулятора - перегрузчика передающего пластины с транспортёра в технологический модуль. Технологические модули используются на операциях ионного травления, нанесения резиста, экспонирования, плазмохимического травления, ионного легирования, фотонного обжига, магнетронного нанесения металлов и диэлектриков. Однотипность модулей создаёт как бы единый обменный фонд узлов и систем, значительно упрощает обслуживание линии и значительно повышает её работоспособность.

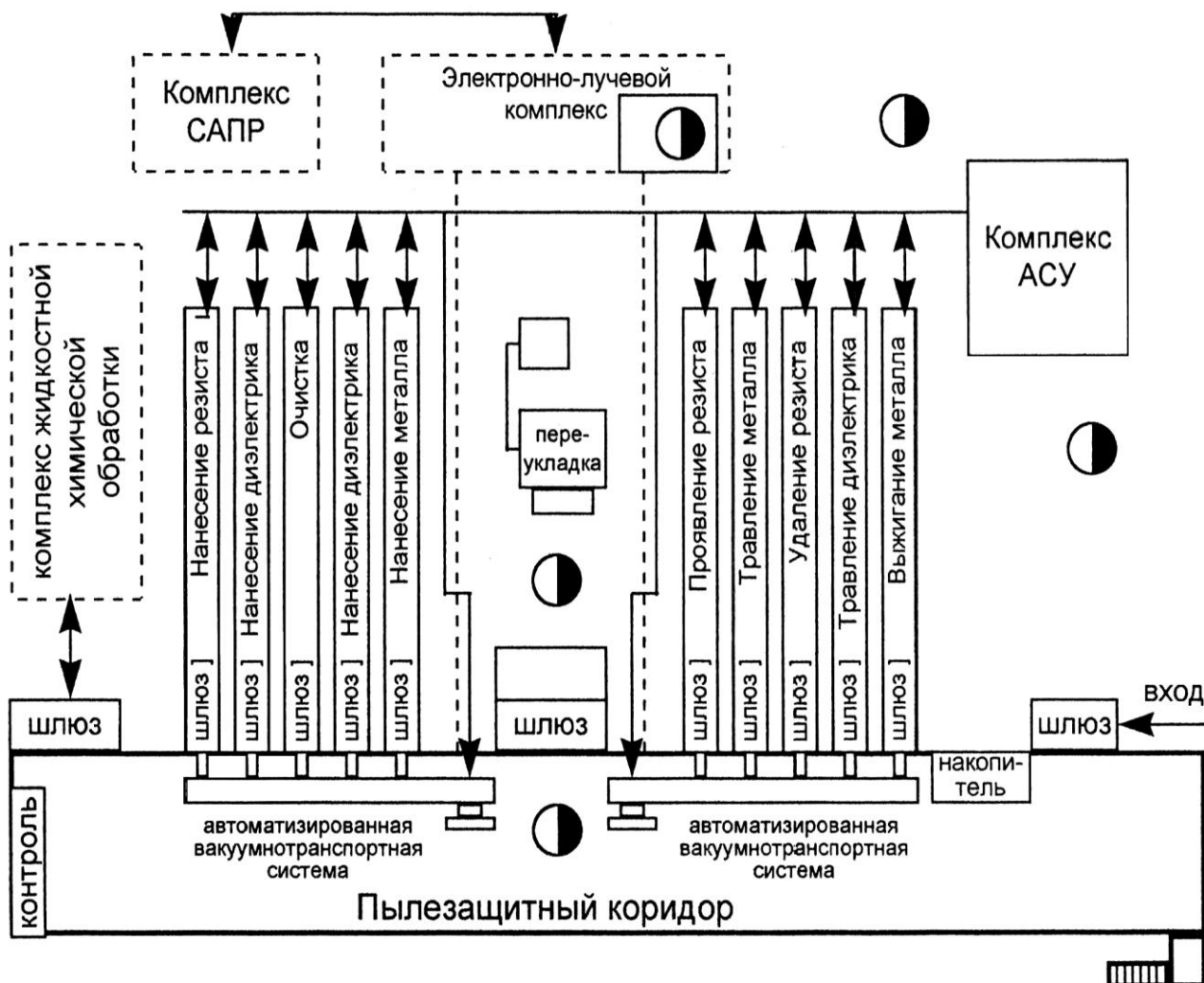


Рис. 1.2. Блок схема для производства БИС

Несколько иная структура многомодульного оборудования для ионно-плазменного осаждения покрытий приведена на рис. 1.3 [12].

Каждая из камер, составляющих линию, имеет свою автономную вакуумную систему, а поддержание определённого уровня разрежения в камере достигается применением вакуумных затворов, которые на короткое время, необходимое для перемещения изделия из камеры в камеру, одновременно открываются (кроме первого и последнего затвора на позициях загрузки и выгрузки) и герметизируют рабочий объём каждой камеры.

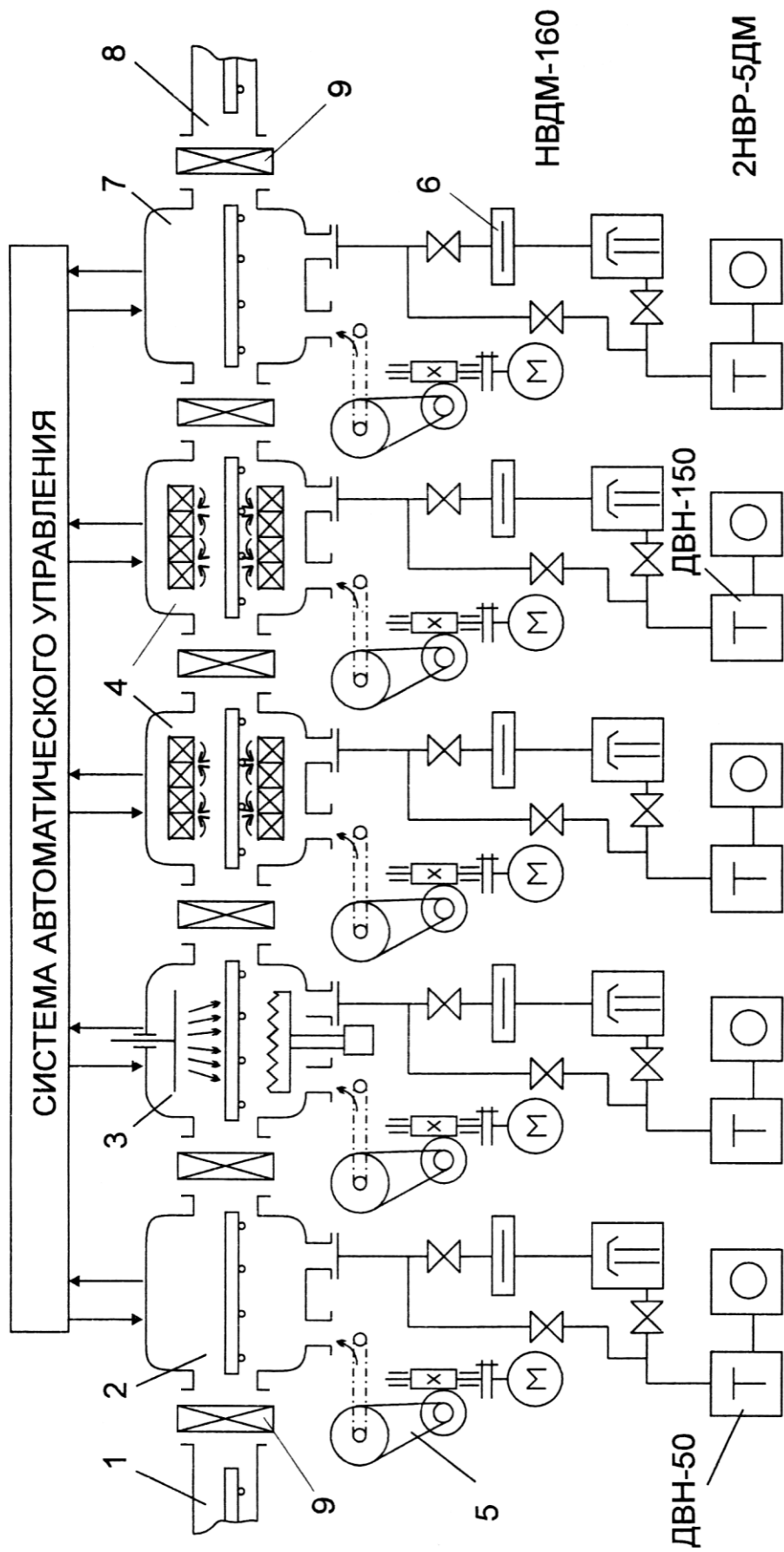


Рис. 1.3. Блок схема для производства БИС:

1 – загрузочное устройство; 2,7 – шлюзовые камеры; 3 – камера ионной очистки поверхности изделий; 4 – камеры ионно-плазменного осаждения покрытий; 5 – привод перемещения изделия; 6 – вакуумная система; 8 – устройство выгрузки; 9 – вакуумный затвор

В отличие от предыдущих схем, в этом оборудовании система транспортирования встроена в каждую камеру и также как и затворы является источником привносимой дефектности. Частота срабатывания затворов лимитируется временем нанесения покрытий в камерах, а длительность пребывания в открытом положении – скоростью перемещения изделия.

Структурно-компоновочная схема многомодульной высоковакуумной установки для изготовления ЭОП (электронно-оптические преобразователи) имеет параллельно-последовательное соединение вакуумных камер между собой с помощью вакуумных затворов [115] (рис. 1.4).

В процессе изготовления ЭОП катодные узлы в приспособлениях - спутниках помещаются через загрузочное шлюзовое устройство 1 и камеру металлизации герметизируемых поверхностей 2 в камеру 3, где производится их обработка на восьмипозиционной карусели 4.

Параллельно в камеру герметизации 5 через загрузочно-шлюзовое устройство 6 устанавливается спутник с анодными узлами и корпусом приборов. Узлы в каждом из спутников установлены соосно. Спутники загружаются партией на восьмипозиционную консоль камеры 5. Узлы прибора подвергаются термическому и электронному обезгаживанию а, также, другим операциям. При этом операция электронного обезгаживания выполняется параллельно на нескольких позициях. Катодные узлы передаются манипулятором через открытый затвор в камеру 8 для активировки в парах цезия.

В камере 5 обработка анодных узлов и корпусов завершается активировкой газопоглотителя, расположенного внутри корпуса. Сформированный фотокатод передается для дальнейшей обработки в камеру 5 манипулятором 9. Так как цикл обработки катодных узлов значительно меньше цикла обработки анодных узлов, для обеспечения непрерывности

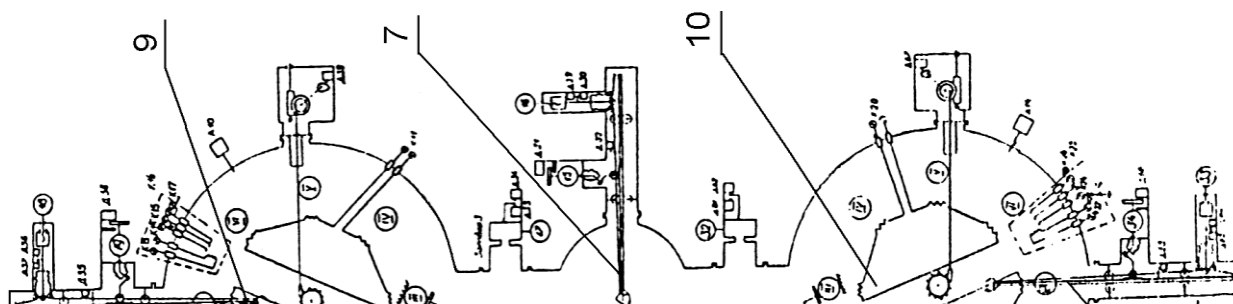


Рис. 1.4. Принципиальная схема сверхвысокой линии изготовления фотоэлектронных преобразователей:

1,6 – шлюзовые устройства; 2 – камера металлизации; 3 – камера термообработки; 4 – карусель; 5,10 – камеры герметизации; 7,9,11 – манипуляторы; 8 – камера активировки катодных узлов; 12 – вакуумный затвор

процесса производится параллельная обработка анодных узлов и корпуса в

дублирующей камере герметизации 10 с определённым смещением по времени. Следующий подготовленный фото катодный узел подаётся в камеру герметизации 10 манипулятором 11. Из камеры 5 готовые приборы извлекаются через запорно-шлюзовое устройство 6 по завершении изготовления всей партии приборов.

Как видно из приведённой схемы все высоковакуумные функциональные модули соединены затворами, которые обеспечивают герметичное перекрытие технологических камер каждого модуля.

Близким по своей идее, но несколько отличающимся по структуре, является кластерное оборудование, представляющее собой интегрированные вакуумные технологические установки, в которых реализуется концепция выполнения многоступенчатого технологического процесса в едином вакуумном цикле.

Индивидуальная обработка пластины осуществляется в технологических модулях, в которые, расположенным в центральном модуле манипулятором, по заданной программе передаются пластины (рис. 1.5).

Низкий уровень привносимой дефектности обеспечивается не только индивидуальной откачкой каждого модуля но и герметичным разделением модулей вакуумными затворами щелевого типа [14].

Большим достоинством кластерных установок является их открытая архитектура, возможность замены и перестановки используемых модулей, что обеспечивает гибкое перестраивание системы применительно к различным технологическим процессам.

Трудно переоценить роль вакуумных затворов, разделяющих центральную и рабочие камеры. Именно они, наряду с вакуумными насосами способствуют созданию рабочей среды в технологических модулях, обеспечивая требуемую герметичность и чистоту технологической среды, свободную от привносимой дефектности. Это требует особого подхода к конст-

руированию вакуумных затворов, и не только в приведённых здесь случаях.

Наряду с показанной классической схемой кластерного оборудования в мировой практике используются разнообразные компоновки, в которых вопросы бездефектного шлюзования изделий в рабочие камеры и их последующая герметизация в условиях малых перепадов давления является одной из важных проблем (при этом под привносимой дефектностью следует понимать совокупный фактор, то есть не только микрочастицы износа, но и газовые потоки, формируемые диффузией и десорбцией).

В настоящее время около 80% кластерных установок в микроэлектронике используется для выполнения процессов металлизации. Это свя-

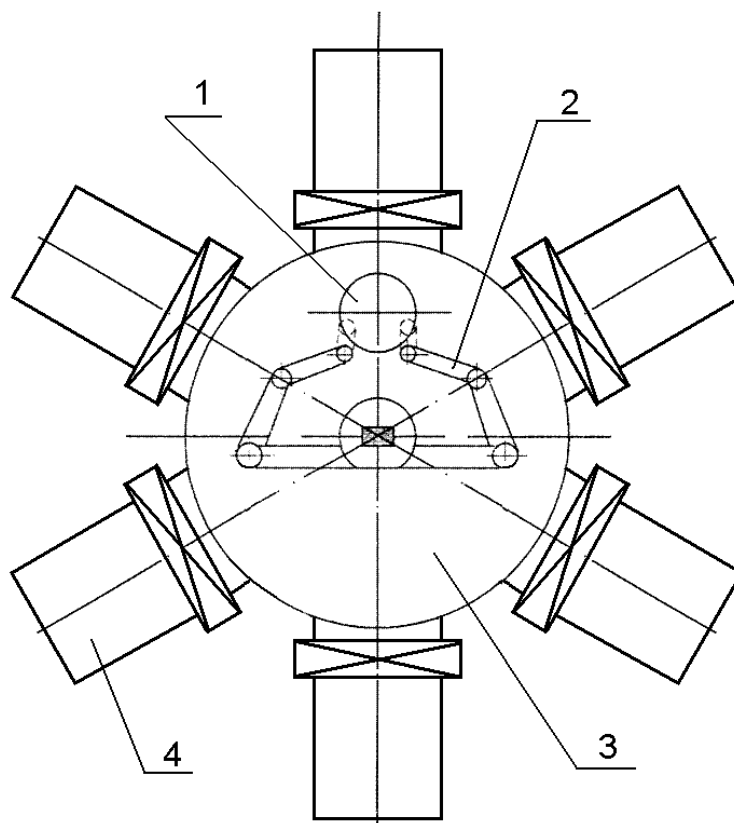


Рис. 1.5. Структурная схема кластерного оборудования:

- 1 – пластина;
- 2 – манипулятор;
- 3 – центральная камера;
- 4 – рабочие камеры

зано с характерными требованиями к операциям при изготовлении мето-

дами планарной технологии. Так, например, при последовательном нанесении плёнок Ti-TiN-Al чистота поверхности не является критичным фактором после осаждения Ti .

В то же время даже небольшое загрязнение рабочей среды молекулами кислорода перед осаждением Al может привести к резкому ухудшению характеристик прибора [15]. Это позволяет прийти к выводу о необходимости создания конструкций всех входящих элементов с минимальными металлоёмкостью и поверхностями, обращёнными в вакуумный объём, а также с повышением быстродействия вспомогательных систем и устройств, связанных с передачей изделий из распределительной в рабочую камеру.

В первую очередь это относится к затворам, быстрота действия которых, естественно будет препятствовать распространению газовых потоков из камеры с большим общим и парциальным давлениями отдельных газов в камеру с меньшими давлениями (рабочую).

К выпуску оборудования кластерного типа переходят, в настоящее время, многие фирмы ведущих стран мира. При этом планируется осуществить в одной многомодульной установке весь комплекс обработки пластин.

1.2. Критерии надёжности коммутационной высоковакуумной аппаратуры в многомодульном технологическом оборудовании микроэлектроники

Тенденции развития микроэлектроники характеризуются неуклонным увеличением интеграции микросхем и, одновременно с этим, уменьшением размеров элементов. Последний фактор является критерием для установления допустимого размера и количества микро дисперсных час-

тиц, попадающих на поверхность пластин в процессе выполнения технологических процессов.

С 1985 года этот фактор, не учитывавшийся ранее при проектировании оборудования микрoeлектронного производства, стал одним из основных (рис. 1.6).

Статистическими наблюдениями по анализу брака микросхем установлено, что более 30% снижения выхода годных связано с загрязнениями, вносимыми при функционировании оборудования.

В прецизионной технологии микро- и нанoeлектоники считаются критичными размеры микрочастиц, составляющие 0,1 от минимального размера топологического элемента схемы [16], что видно из таблицы 1.1. Это составляет $0,005 \div 0,008$ мкм, при топологических размерах микросхемы

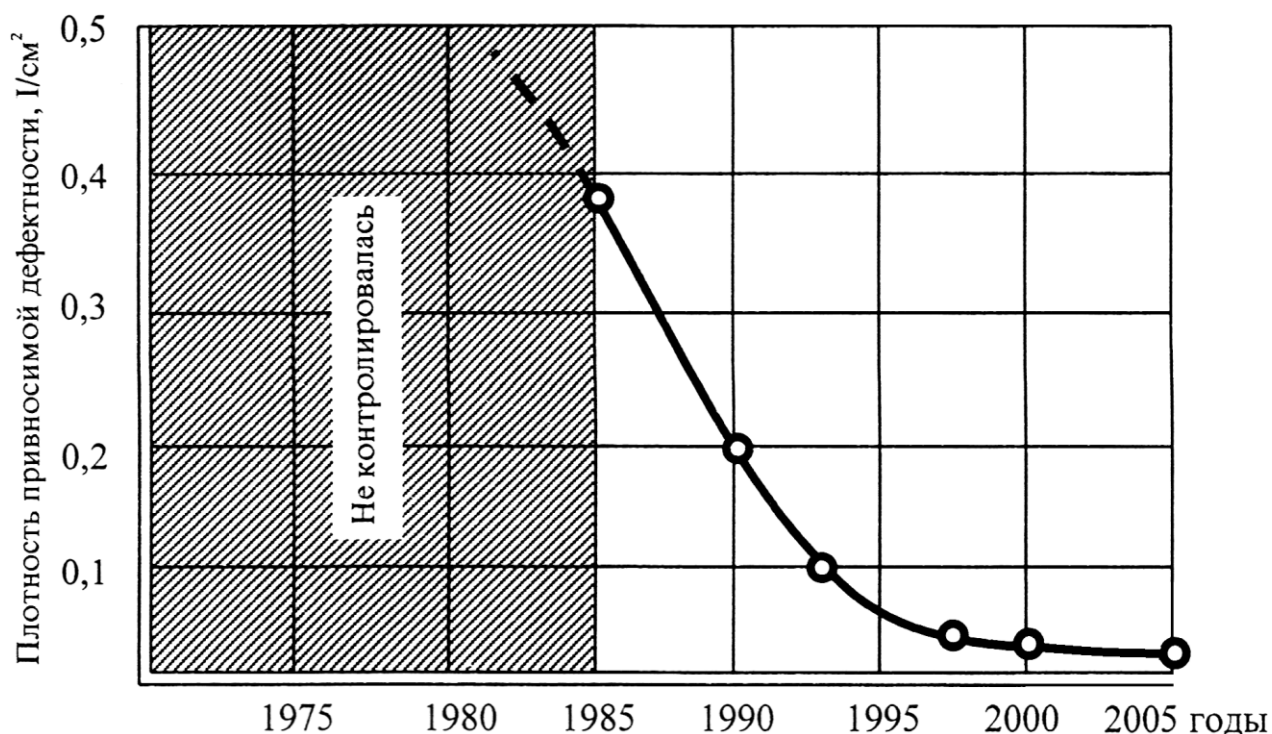


Рис. 1.6. Динамика требований по привносимой дефектности, предъявляемых к технологическому оборудованию

0.045-0.065 мкм. (® INTELL, Taiwan Semiconductor Manufacturing)*.

Генерация микродисперсных частиц износа распространяется со

Таблица 1.1

Минимальные размеры топологии микросхем и соответствующие им критические размеры микрочастиц загрязнения (указаны в мкм) [114]

Фирма	Разрешение (по поверхности/эффективное)		Критический размер микрочастиц	
	2000 г.	2005 г.	2000 г.	2005 г.
FUJITSU	0.25/0.18; 0.35/0.28; 0.5/0.45	0.060	0.022; 0.032; 0.048	0.007
HITACHI	0.18/0.15; 0.2/0.18; 0.35/0.28; 0.4/0.35	0.065	0.016; 0.019; 0.032; 0.038	0.006
LG SEMICON	0.4/0.3	0.12	0.038	0.010
National Semicon- ductor	0.22/0.18	0.1	0.02	0.010
SIEMENS	0.25/0.22; 0.35/0.25; 0.5/0.3	0.1	0.023; 0.035; 0.05	0.009
Taiwan Semicon- ductor Manufactur- ing (TSMC)		0.080; 0.065		0.010; 0.008
Texas Instrument	0.23/0.18; 0.32/0.22 0.42/0.35	0.080	0.02	0.008
® INTELL		0.045		0.005

стороны функциональных устройств, расположенных внутри вакуумных

* Васин В.А., Ивашов Е.Н., Степанчиков С.В. Особенности проектирования вакуумного технологического оборудования радиоэлектронной промышленности // Успехи современной радиоэлектроники №2, 2011. – С. 66-71.

камер, вакуумных затворов вводов движения, систем транспортирования подложек внутри камеры и подобных устройств.

Некоторые механизмы, в частности вакуумные затворы и передающие манипуляторы, имеют в своём составе до двух десятков узлов трения, которые в процессе работы генерируют сотни тысяч и миллионы микро-частиц износа размером до десятых долей микрометра.

При отрыве от поверхности микрочастицы, в большинстве случаев, приобретают электрический заряд, благодаря которому могут мигрировать в вакуумных объёмах и некоторые из них осаждаются на поверхность пластин.

Наглядным примером является результат исследования процесса формирования привносимой дефектности плёнок (рис. 1.7) [17].

Приведённая иллюстрация свидетельствует о том, что максимальный набор дозы микро дефектности возникает в шлюзовом устройстве 2 и практически сохраняется на всём протяжении вакуумного тракта установки. В дополнение к этому затворы на входе и выходе из рабочей камеры также вносят свою дозу микродефектности.

Коэффициент выхода годных для микросхем по параметру "привносимая дефектность" выражается следующей зависимостью:

$$\eta_{\Gamma} = \exp [-D \cdot A \cdot \nu \cdot P(d_{\text{ч}} - d_{\text{кр}})] , \quad (1.1)$$

где D – доза привносимой дефектности, шт./см²;

A – площадь кристалла, см²;

ν – доля площади микрокристалла, занятая микроструктурами;

$P(d_{\text{ч}} - d_{\text{кр}})$ – доля попавших на кристалл микрочастиц с размером $d_{\text{ч}}$ большим $d_{\text{кр}}$;

$d_{\text{ч}}$ и $d_{\text{кр}}$ – средний и критический размеры микрочастиц.

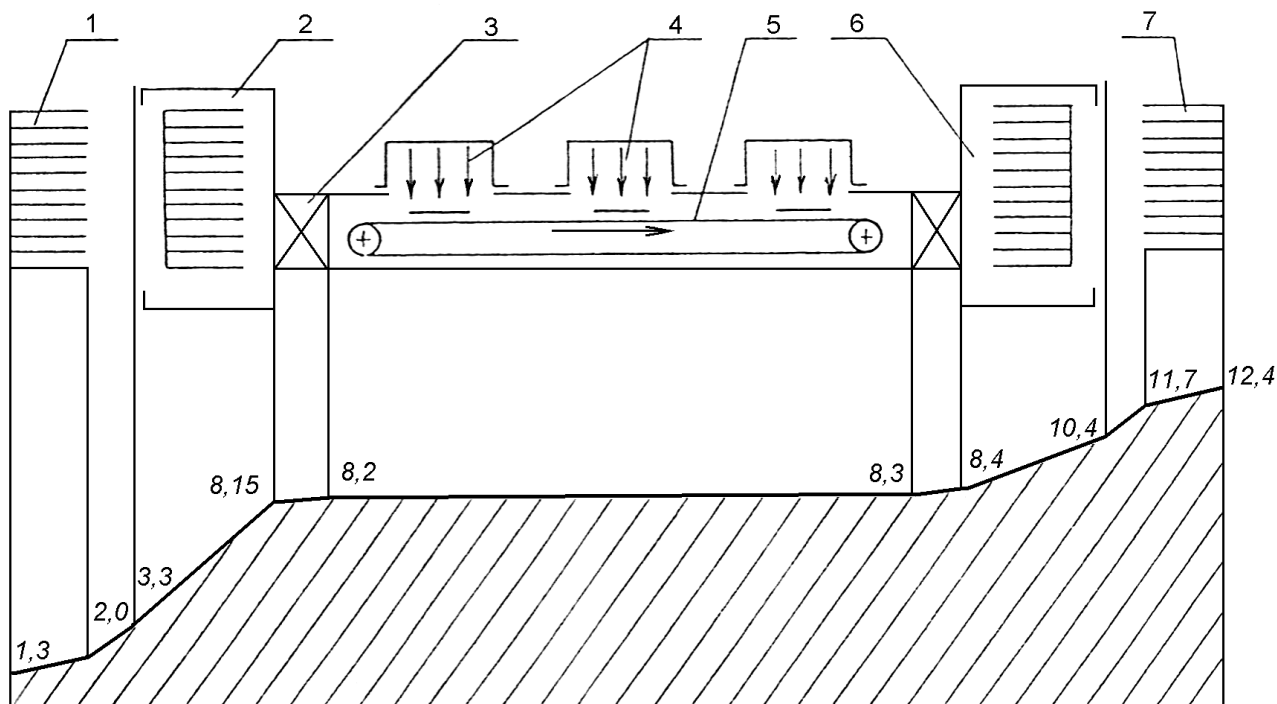


Рис. 1.7. Исследование процесса формирования привносимой дефектности в оборудовании термического осаждения пленок:

- 1 – загрузочное устройство; 2,6 – шлюзовые устройства;
- 3 – затвор; 4 – позиции осаждения покрытий;
- 5 – транспортная система;
- 7 – устройство выгрузки изделий

Отсюда выражение для дозы привносимой дефектности имеет вид:

$$[D] = \frac{\ln\left(\frac{1}{\eta_{\Gamma}}\right)}{A \cdot v \cdot \exp\left(\frac{d_{\text{кр}}}{d_4}\right)}. \quad (1.2)$$

В суммарном потоке привносимой дефектности немалая доля принадлежит вакуумным затворам, которые, как известно, содержат собст-

венные вводы движения и пары трения в подвижных элементах переноса уплотнительного узла и устройства формирующего усилие уплотнения.

Как было показано в разделе 1.1, количество затворов в некоторых видах многомодульного оборудования высоких вакуумных технологий лежит в пределах от нескольких единиц до нескольких десятков и, соответственно их количеству, увеличивается привносимая дефектность.

Другим важным фактором, способным дестабилизировать технологические условия обработки пластин, является формирование "паразитных" газовых потоков, распространяющихся не только из очагов трения, но и из конструкционных материалов в результате диффузии и десорбции, стимулируемых различными технологическими факторами: электронным, ионным и фотонным излучением, термическими внешними воздействиями и т.п.

В то же время ряд технологических процессов ионно-лучевой, плазмохимической и некоторых других технологий требуют строго регламентированного состава остаточной газовой среды.

В работе [18] показано, что дестабилизация вакуумной среды в результате формирования газовых потоков приводит к снижению надёжности оборудования вплоть до невозможности получения выхода годных изделий. Для этого случая вероятность безотказной работы оборудования $P(t)$ представлена следующим выражением:

$$P(t) = \prod_{i=1}^k P_i(t) \Phi [Q(t) - Q_{\text{доп}}], \quad (1.3)$$

где $P_i(t)$ – вероятность безотказной работы i -го функционального устройства;

k – количество функциональных устройств рассматриваемого типа в составе оборудования;

$Q(t)$ – текущее значение газового потока, выделяющегося со стороны

функциональных устройств в процессе работы оборудования;

$Q_{\text{доп}}$ – допустимое значение газового потока.

Очевидно, что если множитель $\Phi[Q(t) - Q_{\text{доп}}]$ при $Q(t) \geq Q_{\text{доп}}$ приобретает нулевое значение, то $P(t)$ также станет равным нулю.

Таким образом:

$$\Phi[Q(t) - Q_{\text{доп}}] = \begin{cases} 1, Q(t) \leq Q_{\text{доп}} \Leftrightarrow t \leq \bar{t} \\ 0, Q(t) > Q_{\text{доп}} \Leftrightarrow t > \bar{t} \end{cases} \quad (1.4)$$

где t – текущее значение времени;

\bar{t} – критическое значение времени.

На рис. 1.8 показана кинетика газовыделения водорода из очага трения пары 38ХМЮА - 38ХМЮА от нормальной нагрузки в контакте и различных скоростей скольжения.

Любопытны также данные, полученные в работе [19] по характеру приращения парциальных давлений активных составляющих суммарного газового потока в том числе H_2 , CO_2 , H_2O , CO , N_2 , C_nH_m при работе той же, что и в предыдущем случае, пары трения в течении двух часов (рис. 1.9,а,б).

Приведённые графики соответствуют удельной нагрузке, равной $5 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$ и скорости скольжения $v = 0,26 \text{ м/с}$ при температурах $T = 293 \text{ }^\circ\text{К}$ и $T = 373 \text{ }^\circ\text{К}$.

Отсюда следует вывод о необходимости особого подхода к конструированию оборудования и его элементов в направлении снижения металлоёмкости функциональных устройств и систем, предельно возможного уменьшения площадей поверхностей, обращённых в вакуумный объём и уменьшения до минимума или полного исключения пар трения.

Вакуумные клапаны и затворы традиционного исполнения удовлетворяют этим требованиям далеко не полностью, о чём свидетельствует

анализ многочисленных отечественных и зарубежных публикаций.

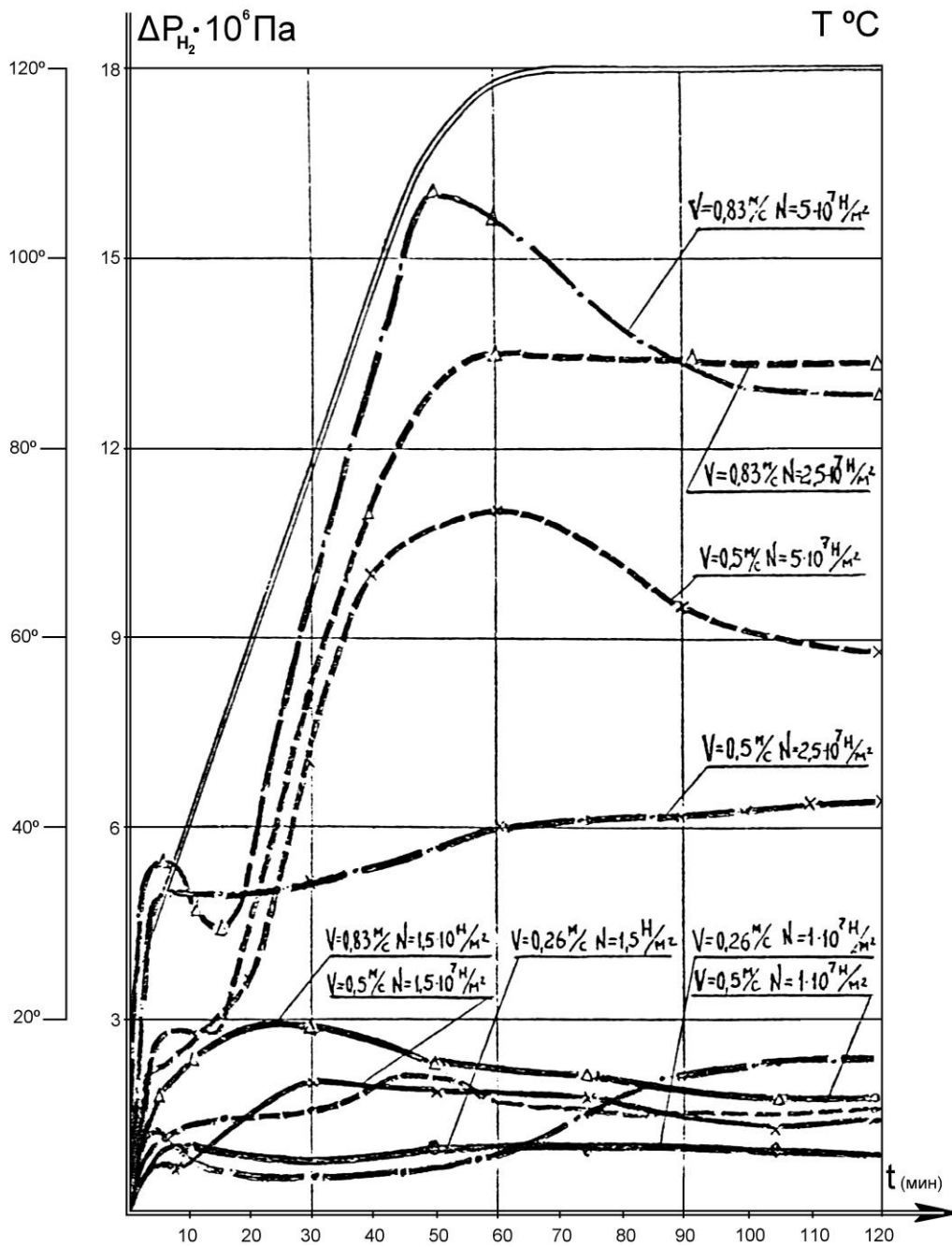


Рис. 1.8. Кинетика газовыделения водорода из очага трения пары 38ХМЮА–38ХМЮА от нормальной нагрузки в контакте и скорости относительного скольжения

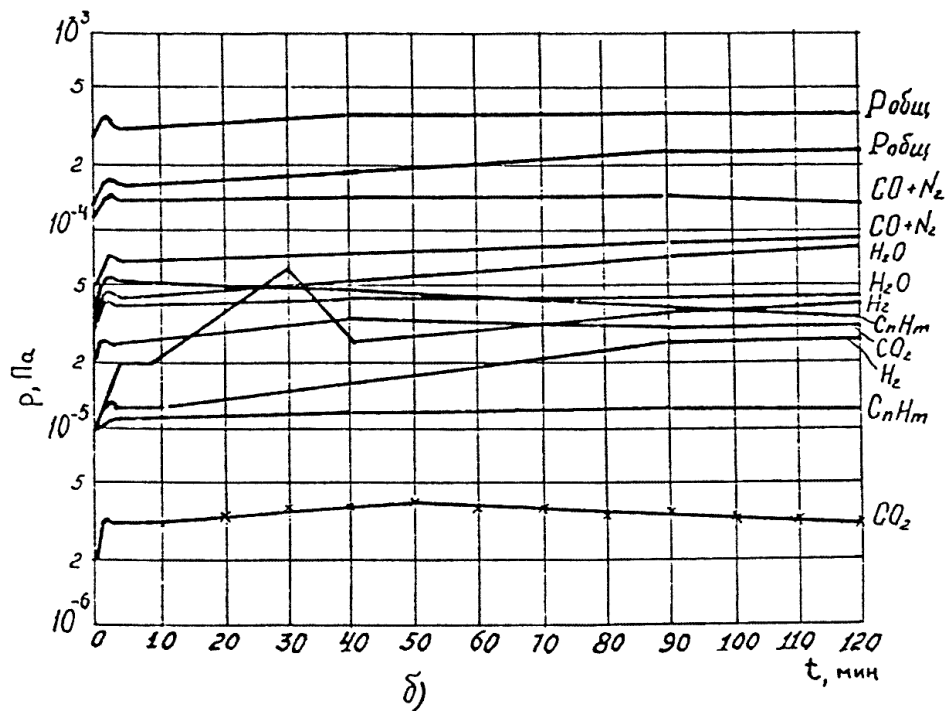
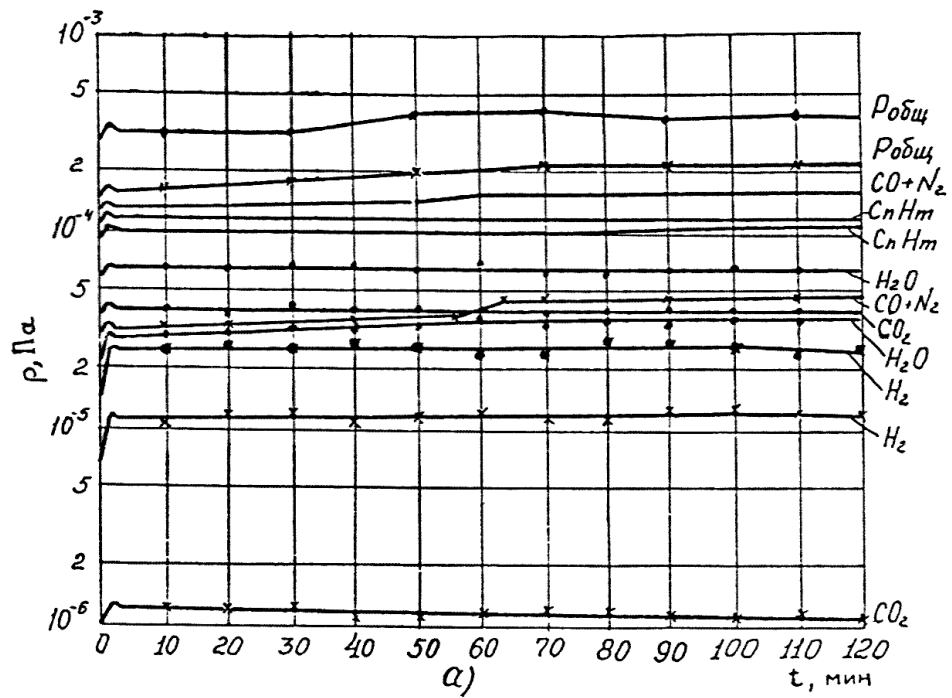


Рис. 1.9. Графики приращения парциальных давлений активных составляющих суммарного газового потока при работе пары 38ХМЮА–38ХМЮА в вакууме в течение 2-х часов: **а)** $T=2930\text{K}$; **б)** $T=5730\text{K}$; $V=0,26\text{ м/с}$

1.3. Современный уровень развития коммутационной вакуумной аппаратуры

Одним из важнейших функциональных элементов вакуумных систем оборудования высоких технологий, предназначенных для герметичного перекрытия газовых потоков, являются вакуумные клапаны и затворы.

Несмотря на кажущуюся простоту выполняемых функций, создание вакуумной коммутационной аппаратуры, отвечающей современным требованиям микроэлектронного производства, является серьёзной научно-технической задачей, требующей решения сложных теоретических, конструктивных, технологических и материаловедческих проблем.

Они возникают в процессе новых разработок оборудования, совершенствования конструкций существующей вакуумной коммутационной аппаратуры, оптимизации ее параметров при появлении новых требований, предъявляемых к динамично развивающимся в мире вакуумным технологиям.

Основными направлениями совершенствования и создания новой вакуумной коммутационной аппаратуры являются:

- обеспечение надёжности и улучшения эксплуатационных характеристик клапанов и затворов;
- использование в качестве уплотнительных материалов термостойких эластомеров и решение гарантированной герметизации вакуумных объёмов в области сверхвысокого вакуума, вплоть до 10^{-7} Па;
- создание облегчённых конструкций клапанов и затворов для герметизации объёмов в области высокого вакуума с перепадами давления на 2÷3 порядка;
- улучшение эксплуатационных характеристик по проводимости, быстродействию, энергопотреблению, ресурсу;

- возможность обезгаживающего прогрева;
- минимальный поток собственного газовыделения;
- отсутствие привносимой дефектности, поступающей в герметизируемый объём оборудования.

Следует отметить, что ранее разработанные вакуумные клапаны и затворы непрерывно модернизируются.

На рис. 1.10 приведены графики, отражающие тенденции изменения в период 1960÷2000 годов основных показателей надёжности вакуумной коммутационной аппаратуры (N циклов) и усреднённого значения удельной массы (m), рассматривающейся по следующей зависимости:

$$m = \sum_{k=1}^n \frac{M_k}{n \cdot D_y}, \quad (1.5)$$

где: M_k – масса единицы каждого вида арматуры, кг;

n – количество видов арматуры;

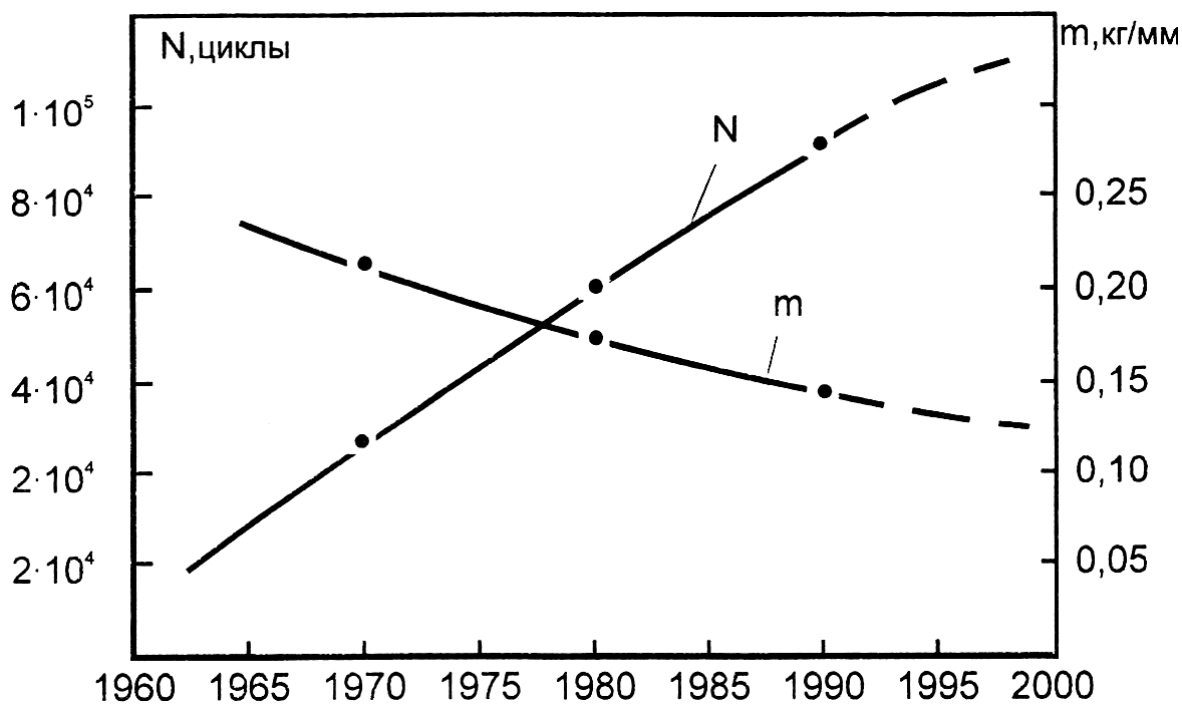


Рис. 1.10. Тенденции изменения показателей вакуумной арматуры

D_y – средний диаметр условного прохода, мм.

Снижение удельной массы в указанной триаде было достигнуто за счёт применения новых материалов и методов формообразования а также конструктивными средствами.

Повышение надёжности осуществлялось благодаря реализации ряда оригинальных конструктивных решений и уменьшения общего количества элементов, являющихся потенциальными источниками отказов, а также в результате использования новых уплотнителей.

Рис. 1.11, например, иллюстрирует, начиная с 1960 года, тенденцию непрерывного уменьшения потребляемой мощности вакуумных затворов, типа 23ВЭ, достигнутого благодаря совершенствованию конструкции, уменьшению массы подвижных элементов и реализации новых конструкторских решений [20].

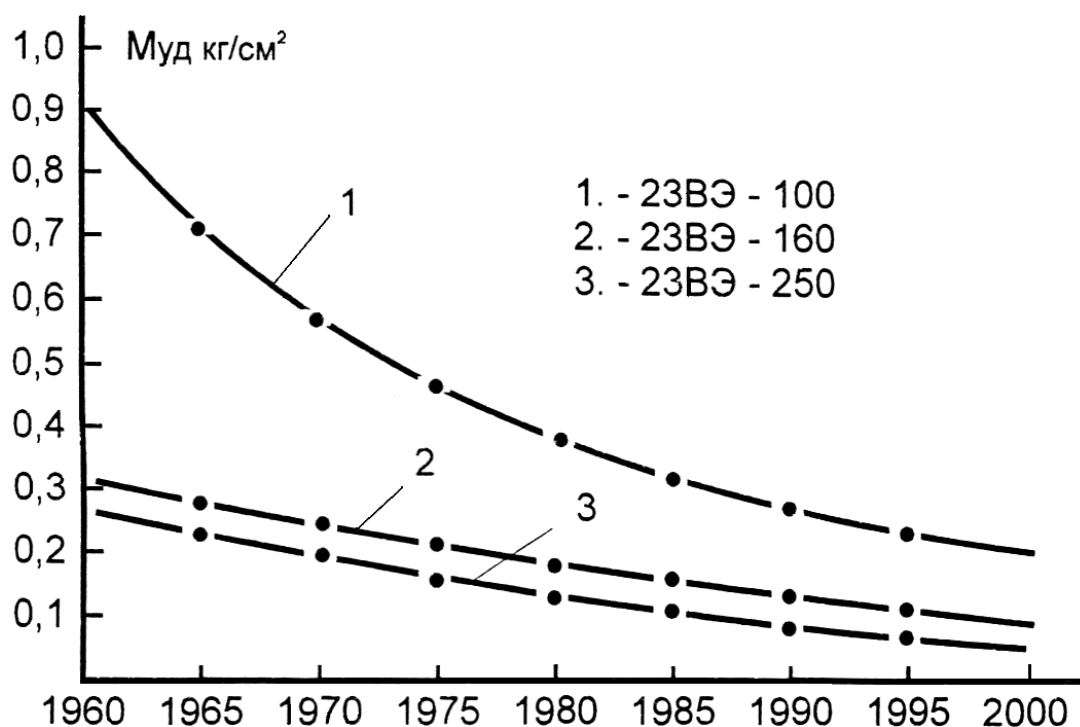


Рис. 1.11. Тенденция уменьшения потребляемой мощности вакуумных затворов типа 23ВЭ

Необходимо отметить, что используемая в настоящее время отечественная высоковакуумная коммутационная аппаратура, которая применяется для герметизации вакуумных объёмов на границе атмосфера - высокий вакуум, что накладывает чёткие требования на уровень усилий уплотнения и вызывает необходимость создания конструкции, способной воспринять реакцию возникающих в уплотнении усилий, в связи с этим довольно металлоёмка.

В данном обзоре рассматриваются клапаны и затворы, позволяющие осуществлять дистанционное программное управление.

Отечественная промышленность выпускает клапаны с электромагнитным, электромеханическим, и электропневматическим приводом. Не останавливаясь подробно на каждом из них следует остановиться на характеристиках двух типов клапанов – электропневматическом и электромеханическом.

Электропневматические клапаны получили широкое распространение в отечественной и зарубежной практике. Они, как правило, просты в конструктивном отношении, имеют малые габаритные размеры, надёжны в эксплуатации, работают под давлением $0,4 \div 0,6$ МПа.

Недостатком клапанов данного типа является невозможность прогрева. Конструкция электропневматического клапана типа КПУ представлена на рис. 1.12,а и внешний вид на рис. 1.12,б.

Корпус клапана литой из алюминиевого сплава АЛ-9. В качестве уплотнителя используется вакуумная резина, марка которой может меняться в зависимости от заданных требований.

Другой разновидностью электропневматических клапанов являются клапаны типа КПУТ (клапаны пневматические условно термостойкие) (рис. 1.13). В клапанах этого типа в отличие от предыдущей конструкции в качестве уплотнения используется термостойкая резина ТКР, допускаю-

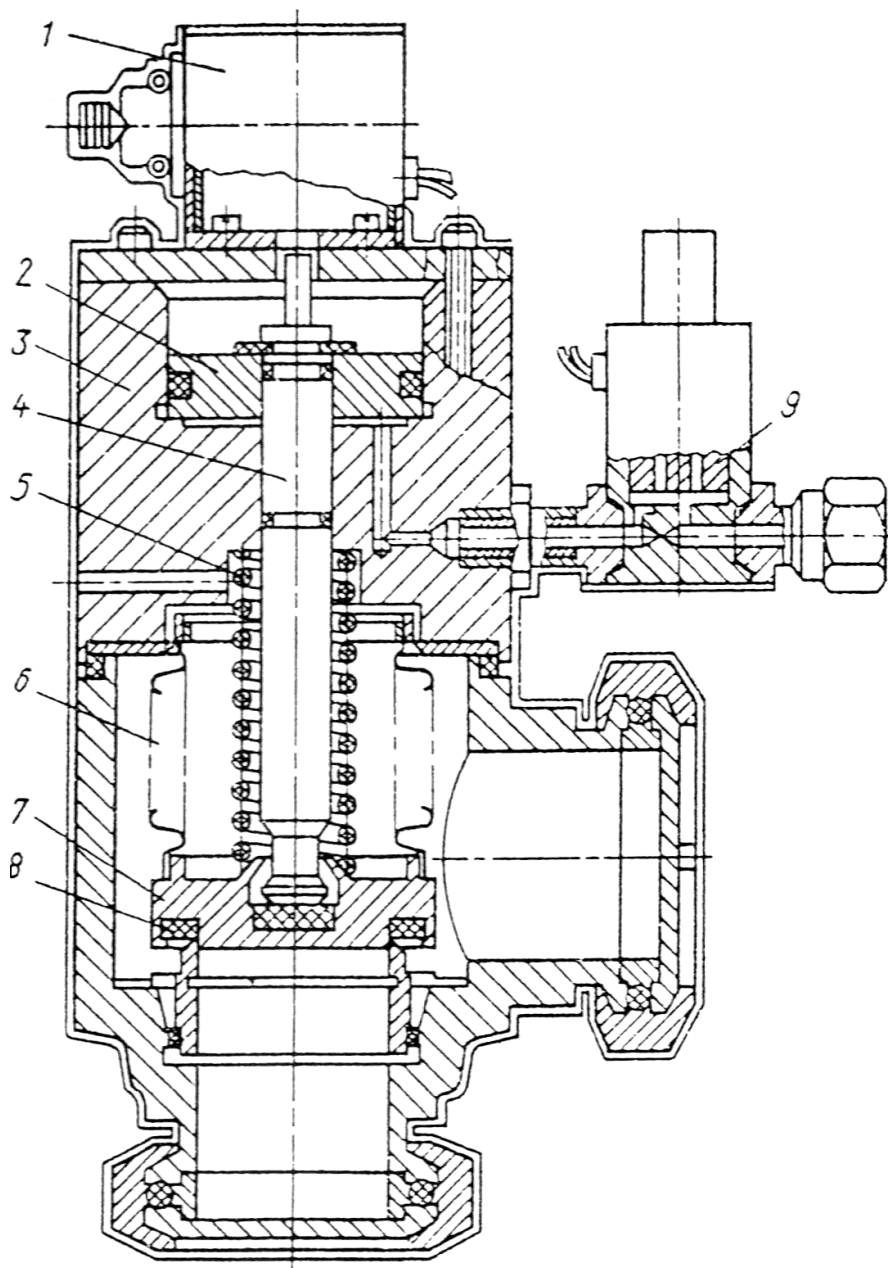


Рис. 1.12,а. Вакуумный электропневматический клапан типа КПУ:

- 1 – конечный выключатель; 2 – поршень;
- 3 – пневмоцилиндр; 4 – шток; 5 – пружина; 6 – сильфон;
- 7 – диск; 8 – уплотнитель; 9 – электромагнитное
золотниковое устройство



Рис. 1.12,б. Внешний вид вакуумного электропневматического клапана типа KPU

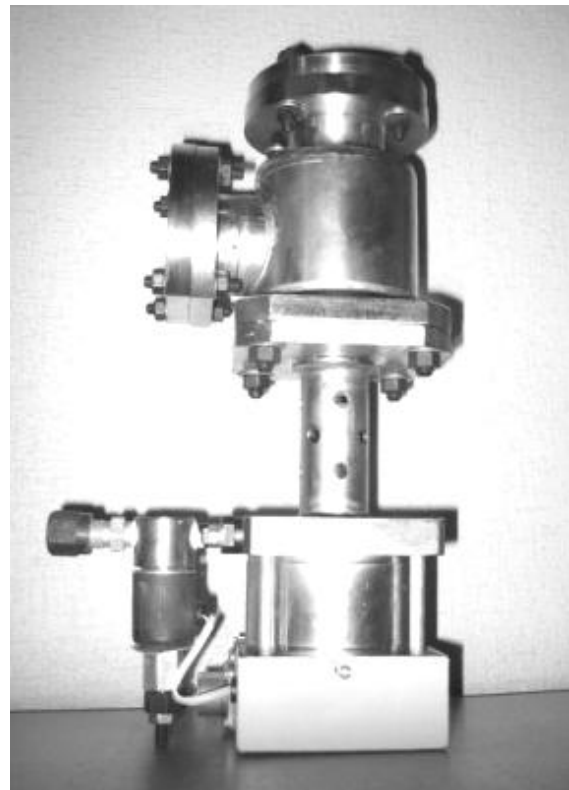
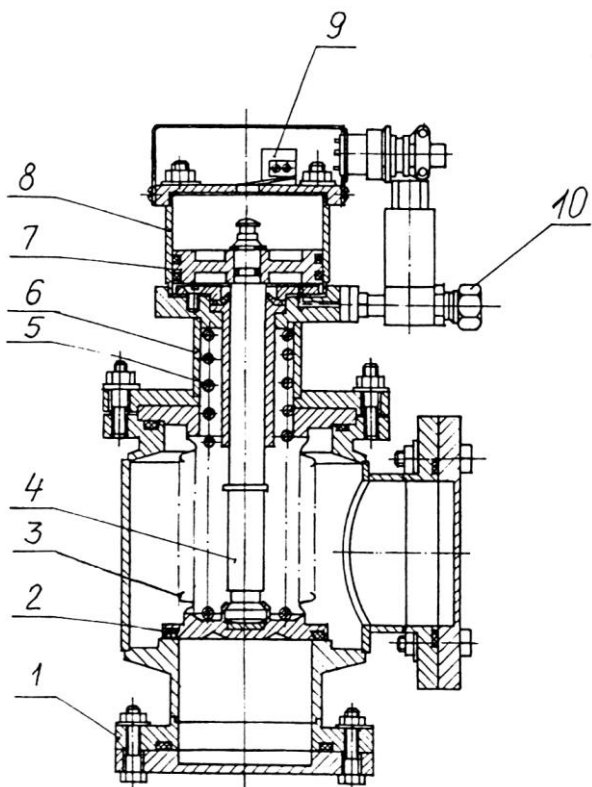


Рис. 1.13. Вакуумный электропневматический клапан типа KPUT

щая прогрев до 300⁰ С. Основные элементы клапана: 1– корпус; 2 – уплотнитель; 3 – сильфон; 4 – шток; 5 – пружина; 6 – втулка; 7 – поршень; 8 – пневмоцилиндр; 9 – микропереключатель; 10 – электромагнитный клапан.

Клапаны КПУТ являются также химостойкими по отношению к фтор и хлорсодержащим газам.

Таблица 1.2

Клапаны с электропневматическим приводом

Параметры		Тип клапана					
		КПУ-25Л	КПУ-40Л	КПУ-63Л	КПУТ-40	КПУТ-63	КПУТ-100
Диаметр условного прохода D_y , мм		25	40	63	40	63	100
Проводимость, 10^{-3} м ³ /с		15	30	45	40,5	97	302
Быстродействие, с.		0,2	0,3	0,5	0,3	0,4	0,6
Потребляемая мощность, Вт		7,2					
Допустимый поток натекания Q , м ³ Па/с		$5 \cdot 10^{-9}$			$6 \cdot 10^{-11}$		
Напряжение питания золотника, В		24					
Ресурс, N циклов		10^5			$2 \cdot 10^5$		
Диапазон рабочих давлений, Па		$10^{-5} \div 10^{-6}$					
Габаритные размеры, мм.	длина	170	195	240	140	175	200
	ширина	75	90	135	90	134	170
	высота	210	260	355	270	290	100
Масса, кг		2,2	3,6	7,6	5,2	8,2	9,5

Технические параметры электропневматических клапанов приведе-

ны в таблице 1.2.

В отечественной практике, в отличие от зарубежной, широко распространена вакуумная запорная коммутационная аппаратура с электромеханическим приводом. Например, серийные клапаны типа КЭУН, разработанные в МИЭМ (Московский институт электронного машиностроения) [21] (рис. 1.14,а,б).

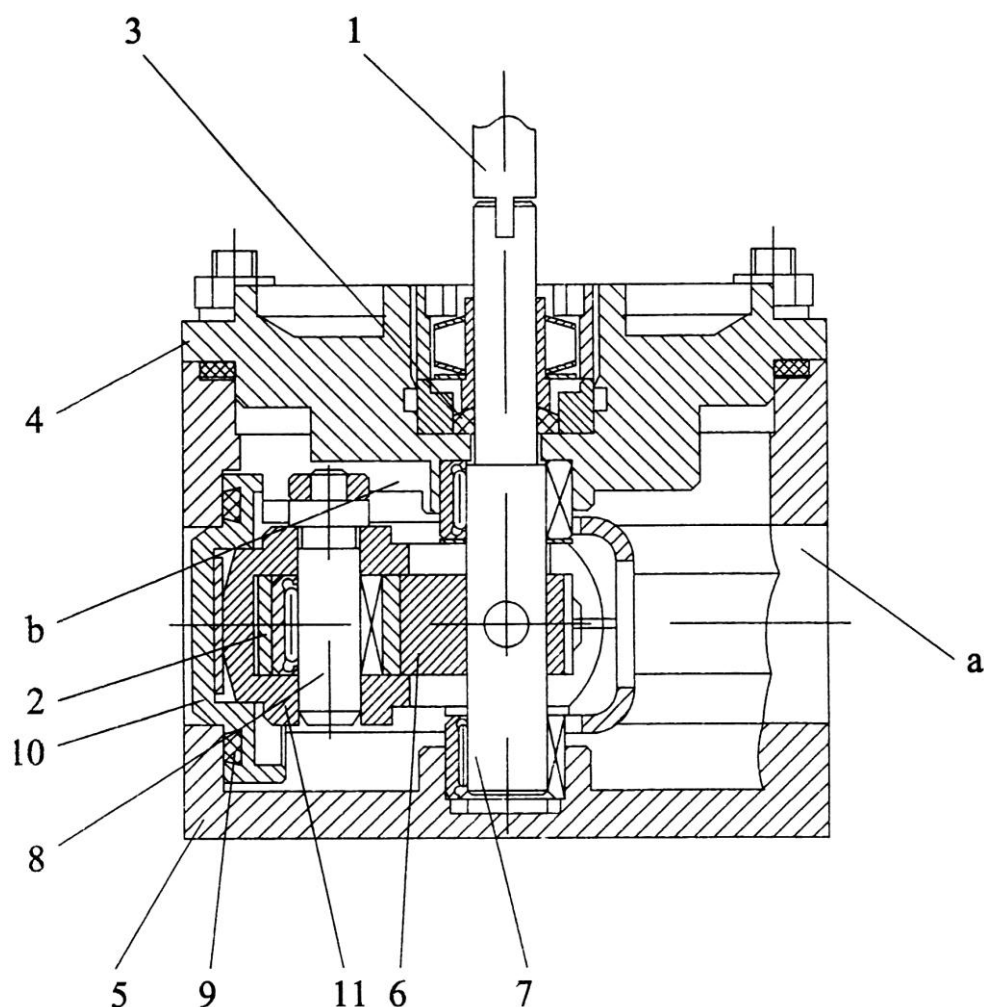
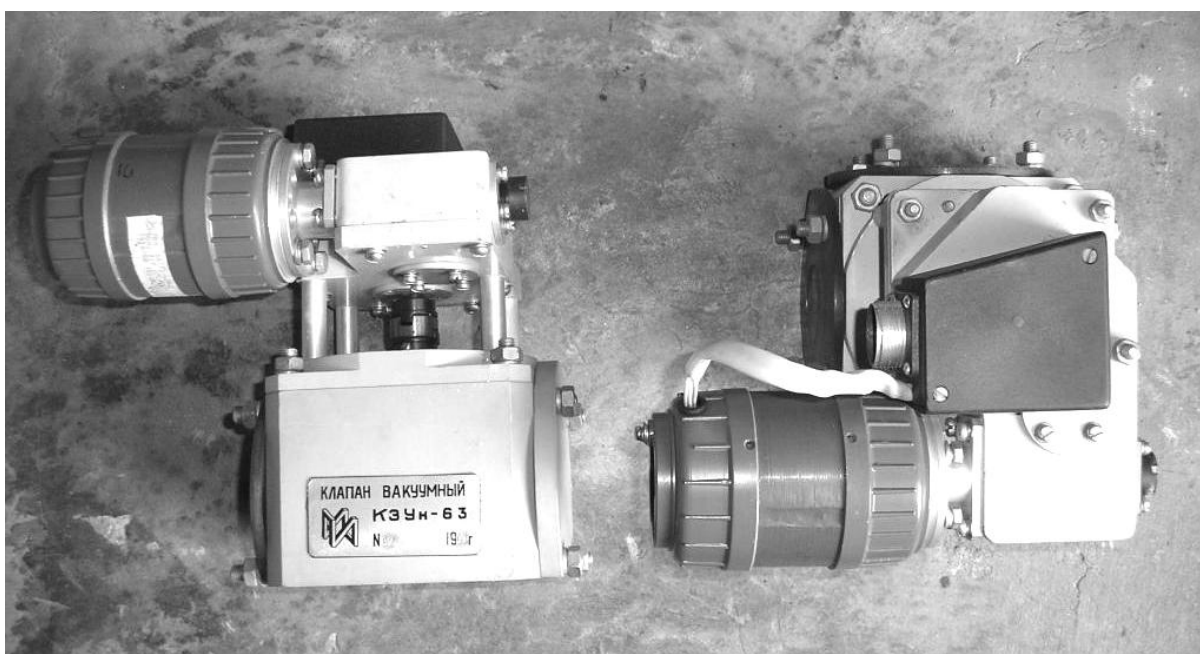


Рис. 1.14,а. Электромеханический клапан типа КЭУН:

1 – электродвигатель; 2 – серьга; 3 – ось; 4 – крышка; 5 – корпус;
6 – кулачок; 7 – ось; 8 – штырь; 9 – уплотняемая поверхность;
10 – диск; 11 – ролик; 12 – вал; а – проходное отверстие; б – паз



Клапан КЭУн-25



Клапан КЭУн-63

Рис. 1.14,б. Электромеханический клапан типа КЭУН:
внешний вид

Технические параметры клапанов приведены в таблице 1.3.

Особенностью клапанов этого типа является переменная структура, состоящая в том, что на больших перемещениях при закрытии или открытии проходных отверстий с целью ускорения быстроты срабатывания осуществляется быстрое перемещение уплотнительного узла при передаточном числе, равном 1.

Таблица 1.3

Электромеханические клапаны типа КЭУН

Параметры		Тип клапана		
		КЭУН-25	КЭУН-40	КЭУН-63
Диаметр условного прохода \underline{D}_y , мм.		25	40	63
Проводимость U , 10^{-3} м ³ /с.		20	70	190
Быстродействие, с.		5	5	10
Потребляемая мощность, Вт.		—	—	—
Допустимый поток натекания Q , м ³ Па/с.		10^{-4}		
Средний ресурс, N циклов		$2 \cdot 10^4$		
Диапазон рабочих давлений, Па.		$10^5 \div 10^{-5}$		
Габаритные размеры, мм.	длина	124	127	190
	ширина	112	112	225
	высота	181	186	200
Масса, кг.		2,3	2,4	7,5

На малых перемещениях при герметизации уплотнительной пары, для выигрыша в силе, используется механизм с возможно меньшим передаточным отношением.

В зависимости от назначения, в отечественной практике применяют высоковакуумные прогреваемые и сверхвысоковакуумные непрогреваемые клапаны и затворы.

В настоящее время в Российской Федерации получили распространение два типа затворов: маятникового типа и шиберные с прямоугольным корпусом.

В затворах маятникового типа 2ЗВЭ* и шиберных затворах 3ЭПШ используется электромеханический привод, а в затворах 3ППШ и 3ППШТ – электропневматический [21] (рис. 1.15).

Технические характеристики затворов 3ППШ и 3ППШТ приведены в таблице 1.4.

Затворы 3ВЭ маятникового типа (рис. 1.16) общепромышленного применения получили широкое распространение в России и странах СНГ. Технические характеристики затворов приведены в таблице 1.5.

По сравнению с угловыми затворами, выпускаемыми ранее, плоские прямопролётные затворы рассматриваемых типов обладают примерно в два раза большей проводимостью и меньшей массой.

Они применяются в вакуумном оборудовании, в котором предусматривается последовательная обработка изделий без соприкосновения с атмосферой. Однако их недостатком является привносимая дефектность, благодаря наличию узлов трения.

В последнее время появилась необходимость создания затворов щелевого типа для перекрытия рабочих и перегрузочных камер в много-

Таблица 1.4

Затворы шиберного типа

Параметры		Тип затвора						
		ЗЭПШТ-100	ЗЭПШТ-160	ЗЭПШТ-250	ЗЭПШТ-400	ЗППШТ-160	ЗППШТ-200	ЗППШТ-250
Диаметр условного прохода, D_y , мм.		100	160	250	400	160	200	250
Проводимость, U , 10^{-3} м ³ /с		1,6	4,0	16	40	2,6	10	16
Мощность, электродвигателя, Вт.		25	40	40	90	—	—	—
Быстродействие, с.		< 4 С.						
Допустимый поток натекания Q , м ³ Па/с		$6 \cdot 10^{-11}$						
Средний ресурс, циклы		$5 \cdot 10^5$						
Средняя наработка на отказ, циклы		10^4						
Диапазон рабочего давления, Па.		$10^5 \div 10^{-6}$						
Температура нагрева, °С		300	300	300	70	300	300	300
Габариты, мм.	длина	345	440	582	967	445	500	575
	ширина	180	250	360	364	255	318	360
	Высота	230	245	270	518	205	205	265
Масса, кг.		15	25	43	100	11	32	41

* Выпускается ОАО «ВАКУУММАШ» г. Казань
<http://vacma.ru/documents/catalogue/valves/zve/2zve.pdf> (на 01.09.2012)

Таблица 1.5

Затворы маятникового типа с электромеханическим приводом

Параметры		Тип затвора			
		22ВЭ-100	23ВЭ-180	23ВЭ-250	23ВЭ-400
Диаметр условного прохода, D_y , мм.		100	160	250	400
Проводимость, м ³ /с.		1,3	3,3	13,4	42,6
Быстродействие, с.		3	4	9	20
Допустимая величина натекания, м ³ Па/с		10^{-7}			
Средний ресурс, N циклов		10^5		$2,5 \cdot 10^4$	
Диапазон рабочих давлений, Па.		$10^5 \div 10^{-5}$			
Потребляемая мощность при закры- тии, открытии, Вт.		63	100	200	200
Габаритные размеры, мм.	длина	630	720	780	1070
	ширина	290	370	510	750
	высота	100	100	140	160
Масса, кг.		17	24	46	110

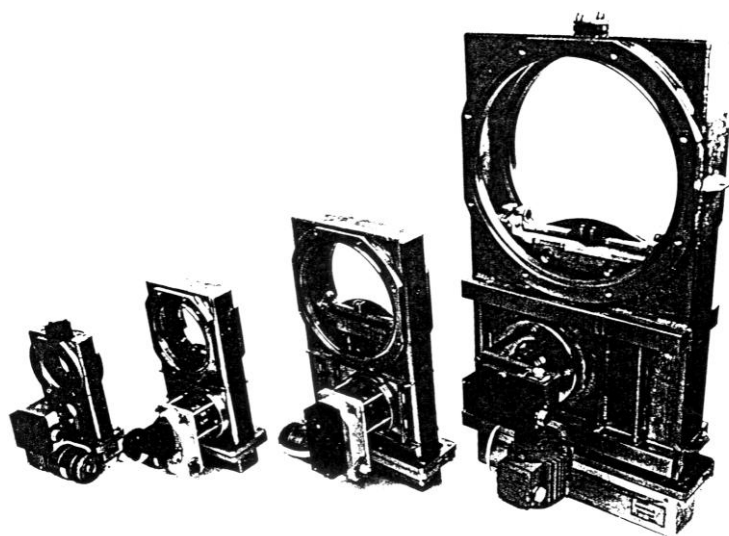
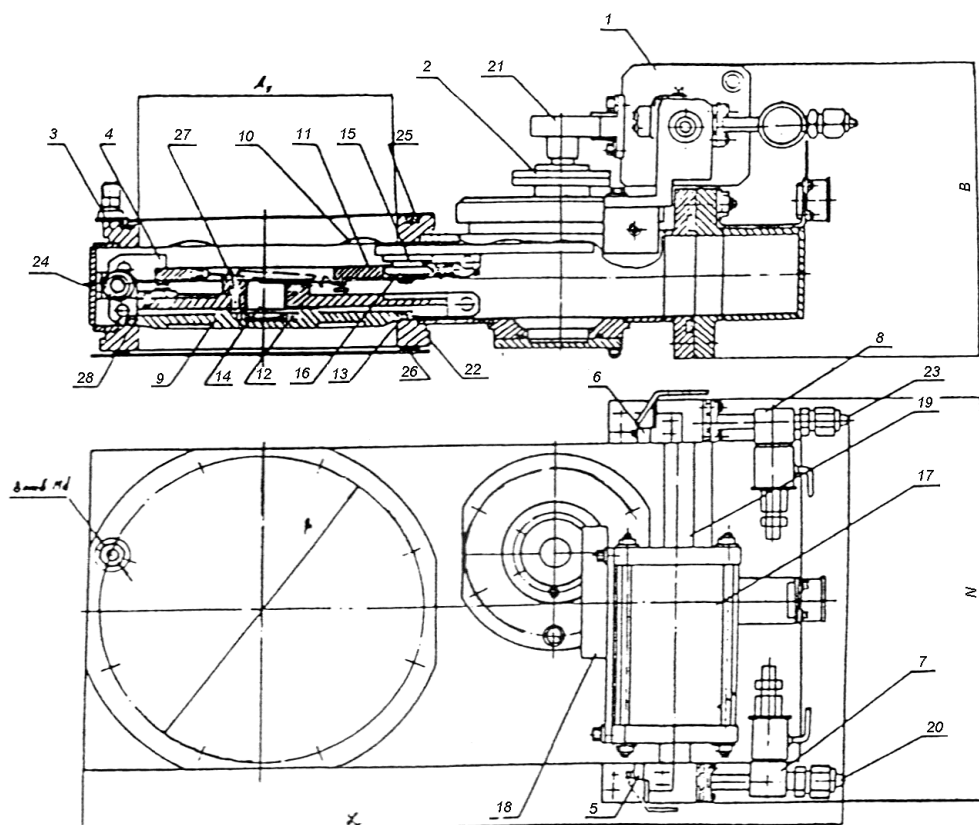


Рис. 1.15. Серия затворов типа ЗППШТ с электропневматическим приводом:

1 – пневмопривод; 2 – ввод движения; 3, 22 – фланцы соединительные; 4 – каретка; 5, 6 – микропереключатели; 7, 8 – клапаны электромагнитные; 9 – заслонка; 10 – ролик; 11 – основание верхнее; 12 – основание нижнее; 13 – уплотнитель; 14, 24 – упоры; 15 – рычаг; 16 – ролик; 17 – пневмоцилиндр; 18 – рейка зубчатая; 19 – шток с поршнем; 20, 23 – штуцеры; 21 – бобышка; 25, 26 – заглушки; 27 – пружина; 28 – вилка с роликом

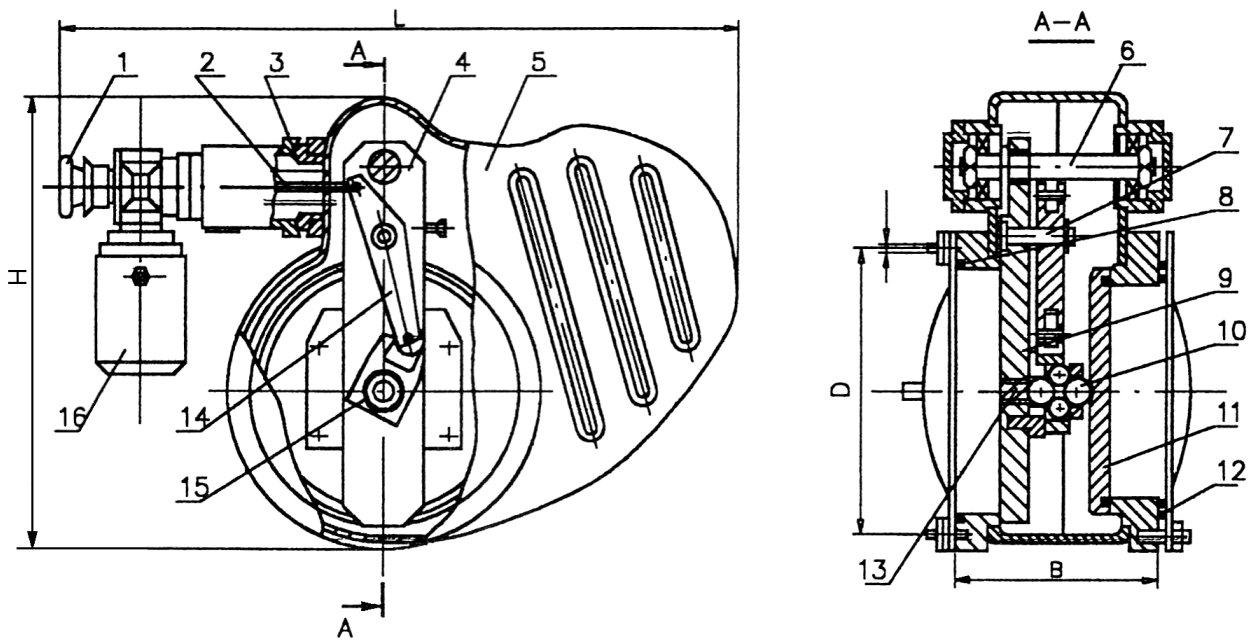


Рис. 1.16. Затворы маятникового типа серии 23ВЭ:

1 – привод настройки; 2 – приводной шток; 3 – сильфонный ввод; 4,14 – рычаг; 5 – корпус; 6,7 – ось; 10 – шарики; 11 – уплотняющий диск; 8,12 – уплотнитель; 13 – регулировочный винт; 15 – шариковый замок; 16 – электродвигатель

модульном оборудовании высоких технологий.

Щелеобразное отверстие обусловлено видом транспортируемого из-

деляя – полупроводниковой пластины.

Для установки молекулярно-лучевой эпитаксии типа "Обь" в работе [22] сообщается о создании щелевого затвора с отверстием 30×125 мм для герметичного перекрытия двух высоковакуумных камер. При сравнительно небольшом отверстии клапан обладает массой 15 кг.

Щелевой вакуумный затвор с электропневматическим приводом, приведённый на рис. 1.17, предназначен для перекрытия шлюзовой и рабочей камеры кластерного высоковакуумного оборудования. Он выгодно отличается от рассмотренных затворов оригинальностью и простотой конструкции уплотнительного узла.

В то же время затвор этого типа не лишен недостатков, присущих всем известным отечественным и зарубежным конструкциям. Он характеризуется достаточно большой металлоёмкостью (масса 24 кг) и наличием узлов трения в опорах оси системы поворота уплотнительного узла.

Ведущими зарубежными фирмами в области создания и выпуска вакуумной арматуры являются фирмы: VAT (Швейцария), Alkatel (Франция), КАТО (Япония), Edwards (Англия)*, Balzers (Лихтенштейн), Leybold (Германия), Varian (США), и другие [23÷27].

Наибольших успехов в направлении создания новых видов вакуумных клапанов и затворов достигла фирма VAT, в связи с чем следует наиболее подробно остановиться на результатах, достигнутых этой фирмой.

Фирма выпускает затворы двух типов: затворы для высокого вакуума, прогреваемые до температуры 150⁰ С, в которых в качестве уплотнителя используется эластичный материал типа Viton и затворы сверхвысоковокуумные, прогреваемые до 300⁰ С, в которых уплотнение диска по седлу создаётся металлическим элементом, работающем в области упругих дефор-

* <http://www.edwardsvacuum.com/Products/List.aspx?t=58>

маций (серия 43,48). В настоящее время фирма выпускает десять серий высоковакуумных затворов, среди них – серии 01; 02; 08; 10; 12; 14; 16; 17; 18; и 20. Каждая серия отличается назначением и конструкцией отдельных элементов. Общепромышленному применению отвечают затворы серий 01, 10, 12, 14 [28].

Из анализа информационного материала следует, что мировой технический уровень высоковакуумных затворов определяется двумя сериями – 10 и 14, основные параметры которых приведены в таблице 1.6.

На каждый тип затворов единой серии фирма создаёт параметрические ряды. Затворы, как правило, имеют модульный привод, позволяющий без каких либо переделок установить либо ручной либо пневматический привод. Приводы, в свою очередь, также имеют унифицированные ряды. Увеличение проводимости достигается главным образом за счёт уменьшения длины проходного канала.

Таблица 1.6
Параметры высоковакуумных затворов фирмы VAT

Параметры	Серия			
	01	10	12	14
Диапазон рабочих давлений, Па.	$10^{-7} \div 10^5$		$10^{-5} \div 10^5$	$2 \cdot 10^{-6} \div 10^5$ до D_y 200 $10^{-6} \div 10^5$
Натекание атмосферного воздуха, m^3Pa/c	10^{-7}			
Условные проходы	25,40,50	63÷1250	63÷1250	63÷320
Уплотнитель	Viton			
Уплотнение ввода движения	Сильфонное		Магнитное	
Ресурс, N циклов	20.000	50.000	20.000	100.000 до D_y 320

Представляет интерес принцип конструкции уплотнительных узлов для основных видов затворов этих серий, представленный на рис. 1.18 и 1.19.*



Рис. 1.18,а. Внешний вид затвора серии 48 фирмы VAT

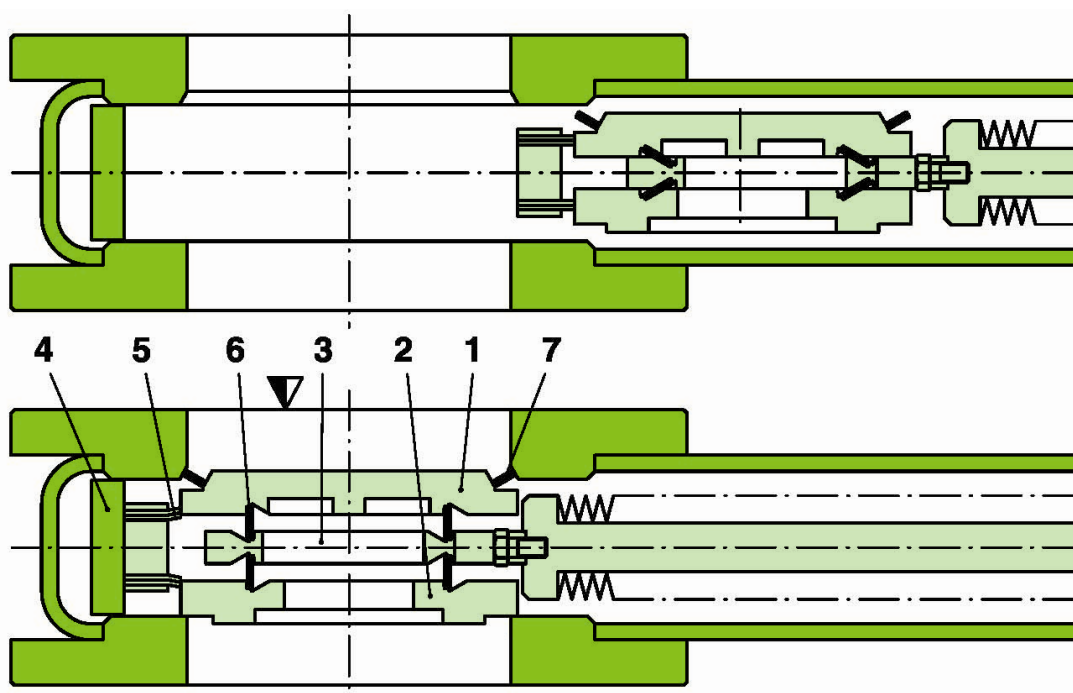


Рис. 1.18,б. Схема уплотнения затвора серии 48 фирмы VAT в открытом и закрытом положении:
1 – уплотнительный диск; 2 – опорный диск; 3 – промежуточный

* [HTTP://WWW.VATVALVE.RU](http://www.vatvalve.ru)

сопровождающий диск; 4 – упор; 5 – герметизирующие пружины; 6 – опоры; 7 – герметизирующее кольцо



Рис. 1.19,а. Внешний вид затвора серии 10 фирмы VAT

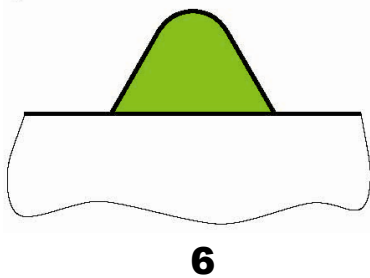
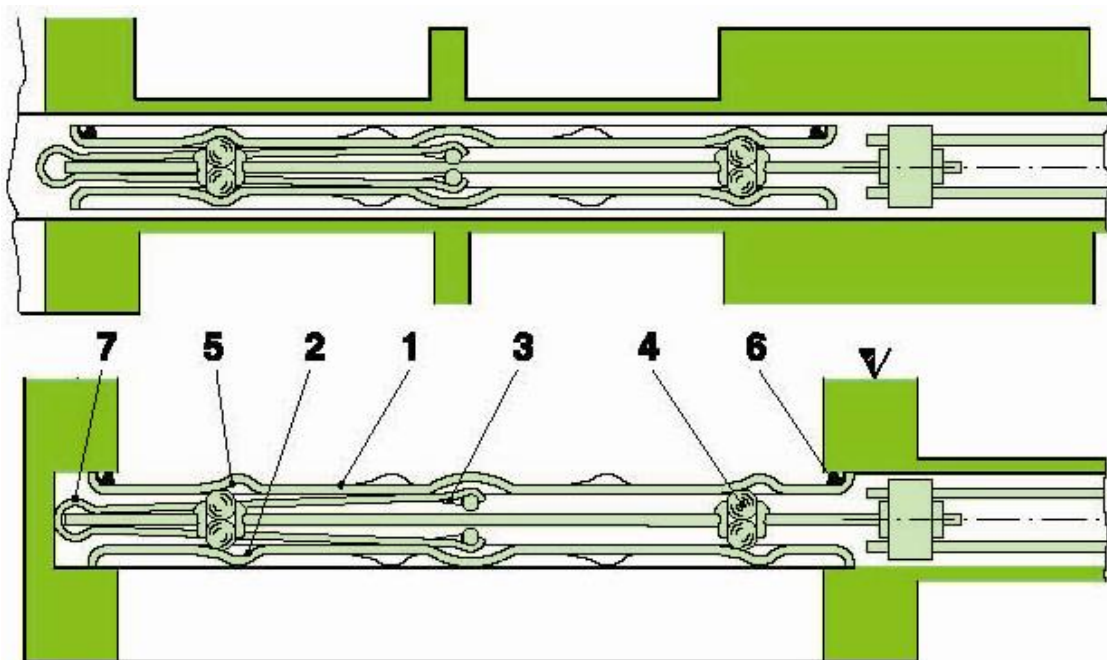


Рис. 1.19,б. Схема уплотнения затвора серии 10 фирмы VAT в открытом и закрытом положении:

1 - уплотнительный диск; 2 - опорный диск; 3 - сепаратор; 4 - шарики; 5 – кольцевые канавки; 6 – уплотнитель. 7 – пластинчатая пружина

Затворы серии 10 выполняются по схеме модифицированной для различных D_y и требуемых усилий.

В затворах серии 14 применён вращательный ввод движения в вакуум с манжетным уплотнителем (рис. 1.20).



Рис. 1.20,а. Внешний вид затвора серии 14 фирмы VAT

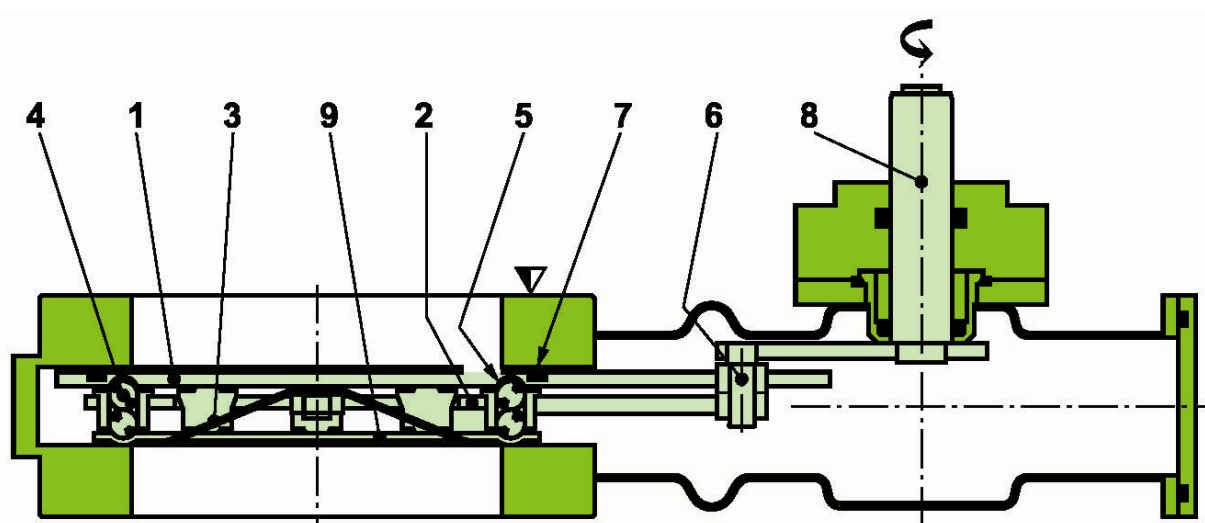


Рис. 1.20,б. Схема затвора серии 14:

1 – уплотнительный диск; 2 – направляющие шарики; 3 – пружина;

4 – силовые шарики; 5 – кольцевые канавки; 6 – рычаг; 7 – уплотнитель; 8 – вращательный ввод движения; 9 – опорный диск

В цельнометаллических сверхвысоковакуумных клапанах, прогреваемых до 450°C , серий 47, 48, 54, 57, 77 принцип уплотнения также осуществляется за счёт упругой деформации металлического диска, прижимающегося с требуемым усилием к поверхности седла (рис. 1.21).



Рис. 1.21,а. Внешний вид затвора серии 57 фирмы VAT

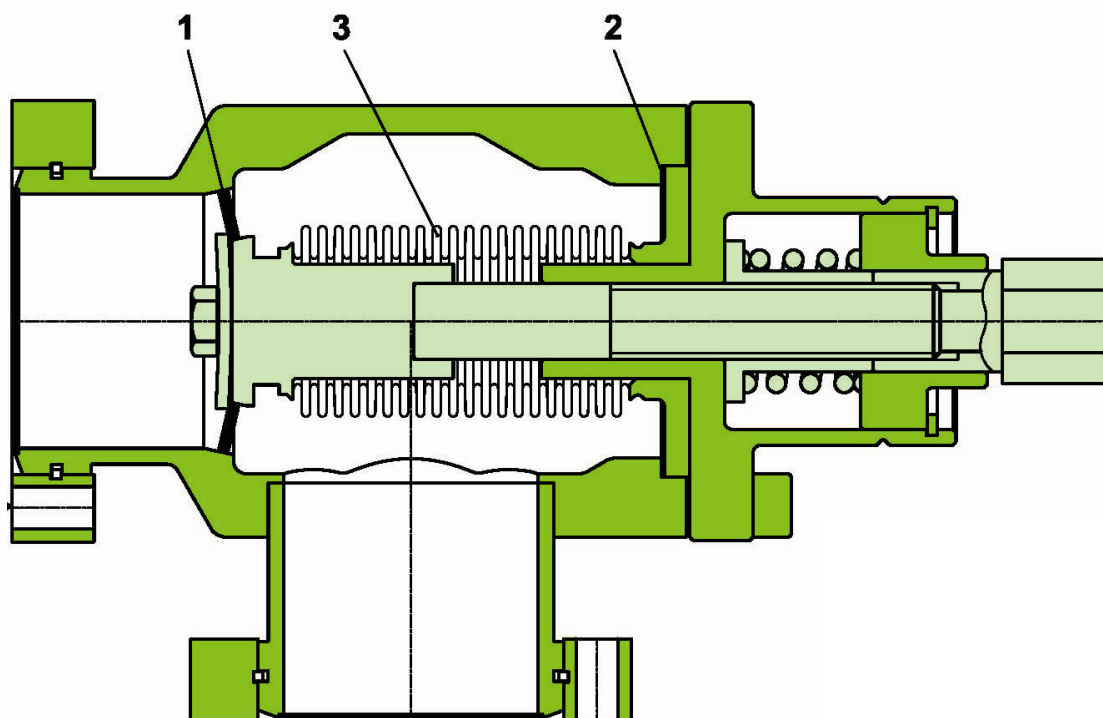


Рис. 1.21,б. Вакуумный клапан, прогреваемый до 450° (723 K) серии

57 фирмы VAT: 1 – кольцообразный уплотнительный элемент;
2 – герметизирующий сильфон; 3 – корпус

В последнее десятилетие получили развитие указанные авторами более десяти лет назад тенденции создания облегчённых щелевых и бескорпусных затворов*, рис 1.22.

На рис 1.23 показаны наиболее удобные схемы интеграции бескорпусных щелевых затворов разных вариантов исполнения в вакуумное оборудование.

Характерной особенностью работ по созданию вакуумной арматуры на фирме VAT является непрерывное совершенствование и высокие вакуумно-технологические параметры, которые позволяют ей в течение 25÷30 лет удерживать мировой технологический уровень.



а)



б)

Рис. 1.22. Внешний вид щелевых бескорпусных вакуумных затворов
а) серии 075 фирмы VAT;

б) серии XGT 22 фирмы SMC

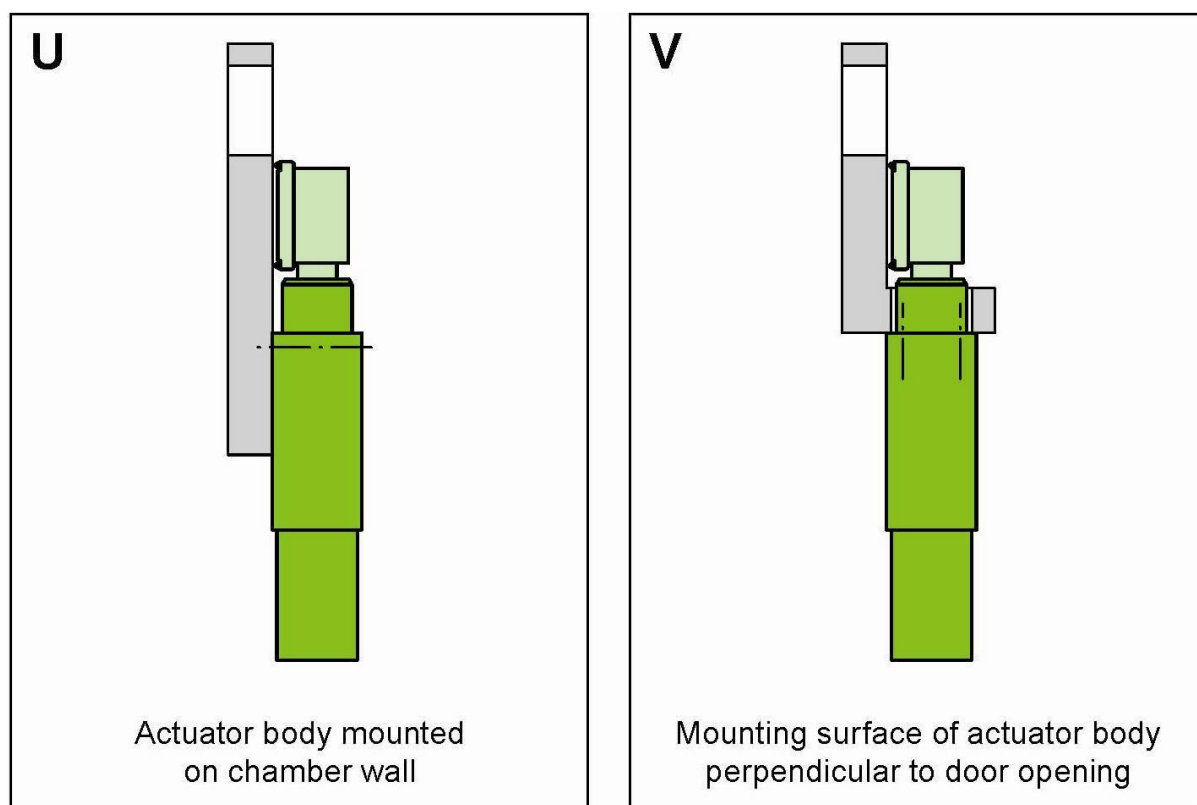


Рис. 1.23. Варианты подсоединения щелевых бескорпусных вакуумных затворов

Широкая гамма вакуумной арматуры, в основе которой использованы традиционные принципы уплотнения, выпускается фирмой Varian.

Вакуумные клапаны с применением ручных, пневматических и электромеханических приводов выпускаются, в основном, с облегчёнными фланцами рассчитанными на присоединение к элементам вакуумных систем с помощью хомутов. Отдельные модели клапанов выпускаются в бесфланцевом исполнении. Для корпусов клапанов используют лёгкие алюминиевые сплавы или коррозионно – стойкую сталь, аналогичную 12Х18Н10Т [26].

Приведённый обзор свидетельствует о том, что выпускаемая отече-

* Васин В.А. Ресурсосберегающие принципы проектирования исполнительных уст-

ственной и зарубежной промышленностью высоковакуумная коммутационная аппаратура рассчитана на перекрытие больших газовых потоков в диапазоне давлений $10^5 \div 10^{-5}$ Па.

В то же время в многомодульном оборудовании как уже отмечалось с последовательной или параллельной обработкой изделий возникает необходимость герметизировать одну высоковакуумную камеру от другой.

В этом случае будет иметь оправдано применение клапанов и затворов облегченного типа на основе новых технических решений.

1.4. Перспективы создания бескорпусных вакуумных клапанов и затворов

Анализ современных требований к созданию коммутационной вакуумной аппаратуры оборудования высоких технологий в многомодульных линиях и кластерном оборудовании выявил необходимость герметичного перекрытия вакуумных объемов с малыми перепадами давления (на $2 \div 3$ порядка) в диапазоне $10^{-5} \div 10^{-7}$ Па.

Отечественные и зарубежные клапаны и затворы выполненные на традиционной основе рассчитаны на универсальное применение как при больших (10 порядков и более), так и при малых перепадах давления.

Такие конструкции содержат массивный корпус, назначение которого состоит, во-первых, в необходимости размещения всех элементов перемещения и создания усилия уплотнения, в том числе опорных узлов, направляющих и вводов движения от расположенного вне корпуса источника движения и, во-вторых, в восприятии реактивного усилия. Габариты, металлоемкость и масса корпуса увеличиваются еще и тем, что в затворах особенно должно быть предусмотрено пространство для размещения кла-

ройств оборудования для высоких технологий // Машиностроитель №9, 1997. – С. 39-42.

пана при открытом отверстии. Кроме того, традиционные затворы должны иметь уплотнения для герметичного соединения с вакуумной камерой оборудования. Такое решение, требующее создания сложной металлоемкой конструкции, оправдано для тех случаев, когда необходимо уплотнить вакуумный объем на границе с атмосферой.

Сложность конструкции, наличие пар трения как правило является источником микрочастиц износа, распространяющихся при работе клапанов и затворов в вакуумные камеры, а также неизбежно формирует дополнительные "собственные" газовые потоки.

Из всех рассмотренных в 1.3 конструкциях клапанов и затворов наиболее удачные технические решения принадлежат фирме VAT (Швейцария) реализация которых, основанная на создании усилий уплотнения с использованием эффекта упругой деформации передаточных звеньев, позволила существенно упростить конструкцию, снизить металлоемкость, уменьшить габариты. Но при этом узлы трения полностью не устранены.

Учитывая тенденцию развития оборудования в направлении создания многомодульных и кластерных структур, целесообразно применение облегченных конструкций вплоть до создания бескорпусной коммутационной вакуумной аппаратуры.

Опыт работы авторов в составе творческого коллектива кафедры "Электроника и наноэлектроника" МИЭМ и предварительные исследования позволяют утверждать о возможности создания бескорпусных вакуумных клапанов и затворов.

Их целесообразно применять в тех случаях, когда требуемое усилие уплотнения при малых потоках сравнительно невелико и может быть воспринято элементами облегченной конструкции или непосредственно опорными поверхностями камеры.

Для решения проблемы создания бескорпусной вакуумной коммута-

ционной аппаратуры могут быть успешно использованы в качестве приводов перемещения уплотнительного узла и создания усилия уплотнения приводы управляемой упругой деформации.

Из множества видов приводов этого типа, разработанных и исследованных под руководством проф. д.т.н. Александровой А.Т. к.т.н. Ермаковым Е.С., к.т.н. Горюновым А.А., к.т.н. Губаревой Л.И., к.т.н. Андреевой А.Ю., к.т.н. Маляровым С.М., к.т.н. Мининым А.В. [29÷36] для создания бескорпусных клапанов и затворов более всего подходят приводы незамкнутого и замкнутого контура.

Бескорпусные клапаны и затворы на основе приводов управляемой упругой деформации обладают преимуществами, свойственными любым устройствам вакуумной механики, в которых используются аналогичные приводы. Эти преимущества сводятся к следующему:

1. Малая металлоемкость на порядок и более меньше традиционных конструкций аналогичного назначения.
2. Полное исключение пар трения движения и соответственно генерации микрочастиц износа – наиболее опасного вида привносимой дефектности.
3. Высокая надежность, оцениваемая более 10^6 рабочих циклов.
4. Простота и технологичность конструкции.
5. Возможность использования в качестве энергоносителя сжатого воздуха заводских магистралей, автономных пневмоисточников в том числе на основе термосорбционных компрессоров [37, 38], а также рабочих жидкостей, жидких металлов, магнитных и реологических жидкостей.
6. Высокое быстродействие.
7. Возможность подвода энергоносителя к приводам через любые труднодоступные конструктивные элементы камер и шлюзов.

Специфика структуры клапанов и затворов на основе нижеприведён-

ных приводов управляемой упругой деформации, представленных на рис. 4.1, требует проведения комплекса теоретических и экспериментальных исследований, направленных на установление оптимальных эксплуатационных параметров, в том числе максимального быстродействия с учетом термодинамических факторов, усилия уплотнения при заданных перепадах давления, проведение структурного синтеза и исследования кинематических моделей с целью выбора геометрических параметров элементов конструкции и ориентации уплотнительного узла относительно уплотняемого отверстия.

ГЛАВА 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ БЕСКОРПУСНЫХ ВАКУУМНЫХ КЛАПАНОВ И ЗАТВОРОВ НА ОСНОВЕ ПРИВОДОВ УПРАВЛЯЕМОЙ УПРУГОЙ ДЕФОРМАЦИИ

2.1. Состояние теории по расчету основных параметров приводов управляемой упругой деформации и проектированию функциональных устройств на их основе

Приводы управляемой упругой деформации представляют собой полые герметичные пружинные элементы, действие которых основано на перепаде давлений – внутреннего в полости привода и наружного – в окружающей его среде.

В мировой практике пружины этого типа использовались в приборах для измерения давления $P_{\text{изм}}$ в диапазоне

$$P_{\text{ср}} > P_{\text{изм}} > P_{\text{атм}} ,$$

где $P_{\text{ср}}$ – давление среды, $P_{\text{атм}}$ – давление атмосферы.

Таким образом с использованием герметичных пружин были созданы манометры, мановакуумметры и вакуумметры на низкую степень разрежения.

Применение пружинных герметичных элементов в качестве кинематических и силовых приводов потребовало иного подхода к их проектированию и расчету. Кроме того проектирование различных функциональных устройств на их основе вызвало необходимость разработки оптимальных в ряде случаев разветвленных структур с плоской и пространственной ори-

ентацией приводов относительно друг друга, введения в качестве передаточных звеньев пассивных элементов, позволяющих преобразовать траекторию перемещения.

Главным эксплуатационным преимуществом приводов управляемой упругой деформации и созданных на их основе функциональных устройств и систем является возможность полного исключения пар трения движения как источников загрязнения вакуумной среды наиболее опасным видом загрязнения - микрочастицами износа трущихся пар.

Разработка и развитие теории расчета пневматических пружин, использовавшихся в приборах для измерения давления (Трубок Бурдона) и послуживших прообразом приводов, используемых при проектировании сложных систем и механизмов принадлежит многим авторам [39÷43], теоретические исследования которых коснулись главным образом определения угловых перемещений.

В отечественной науке основоположником расчета трубок Бурдона является В.И. Феодосьев, выполнивший классический анализ механизма действия деформируемой трубки и применивший для определения усилий и перемещений метод минимума полной потенциальной энергии [44, 45].

Дальнейшее развитие теории В.И. Феодосьева принадлежит отечественным ученым Л.Е. Андреевой [46], Б.Н. Васильеву [47], В.Г. Афонину [48], М.П. Шумскому [49,50], Г.И. Тыжнову [51], В.К. Герасимову [52, 53] и др.

Л.Е. Андреева, труды которой прочно вошли в практику отечественного приборостроения, много внимания уделила расчетам напряженно-деформированного состояния и численным методам расчета параметров трубок Бурдона. Ею предложены зависимости для определения перемещений λ и усилий Q , создаваемых свободным концом деформируемых под действием внутреннего давления трубок постоянного радиуса кривизны

центральной оси (рис. 2.1 ÷ 2.3).

Перемещение свободного конца вдоль траектории имеет вид:

$$\lambda = p \frac{1 - \mu^2}{E} \frac{R_0}{bh} \left(1 - \frac{b^2}{a^2} \right) \frac{\alpha}{\beta + \chi} \sqrt{(1 - \cos \gamma) + (\gamma - \sin \gamma)}. \quad (2.1)$$

Усилия в радиальном Q_r и тангенциальном Q_τ направлениях представлены в следующем виде:

$$Q_r = pab \left(1 - \frac{b^2}{a^2} \right) \frac{\zeta}{\xi + \chi^2} \frac{48(1 - \cos \gamma)}{\gamma - \sin \gamma \cos \gamma}; \quad (2.2)$$

$$Q_\tau = pab \left(1 - \frac{b^2}{a^2} \right) \frac{\zeta}{\xi + \chi} \frac{48(\gamma - \sin \gamma)}{3\gamma - 4 \sin \gamma + \sin \gamma \cos \gamma}. \quad (2.3)$$

Обозначения символов в (2.1), (2.2) и (2.3) следующие: (см. рис. 2.1)

P – давление во внутренней полости трубки;

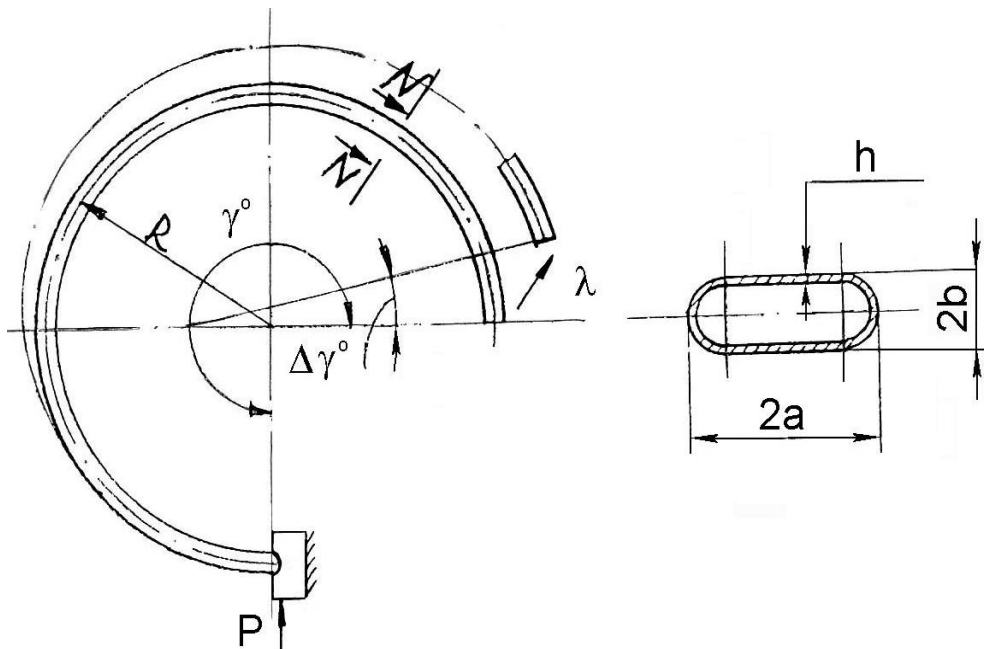


Рис. 2.1,а. Расчетная схема привода незамкнутого контура

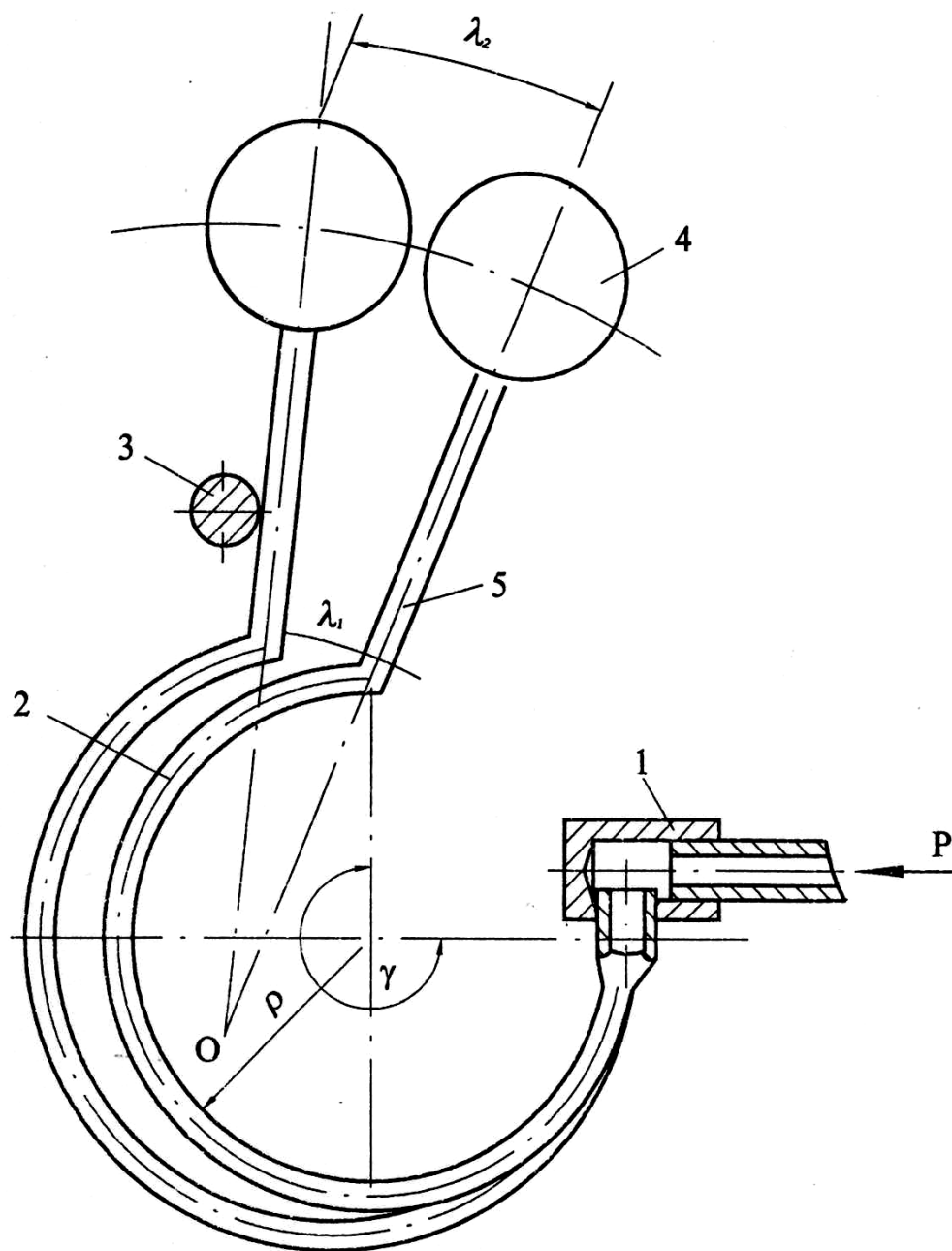


Рис. 2.1,б. Привод незамкнутого контура в устройство экранирования

a, b – большая и малая полуоси сечения;

μ – коэффициент Пуассона;

h – толщина стенки;

$\alpha, \beta, \zeta, \xi$ – коэффициенты в зависимости от вида нормального поперечного сечения;

χ – главный параметр $\chi = \frac{Rh}{a^2}$;

R_0 – исходный радиус кривизны центральной оси;

γ – центральный угол до деформации.

Вопросам динамики измерительных приборов и оценка влияния не-совершенства технологии на параметры трубчатых пружин посвящены ра-боты [54÷57].

Применение трубчатых упругодеформируемых пружин в качестве кинематических элементов и систем передачи и формирования движения в вакууме впервые было предложено А.Т. Александровой [58÷66] и развито затем под ее руководством Мининым А.В., Ермаковым Е.С., Даниловым А.И., Губаревой Л.И., Маляровым С.М., Андреевой А.Ю. и др.

Новое применение трубчатых пружин потребовало более точных решений в связи с чем в работах [29, 31] основные параметры λ и Q реше-ны на основе второго приближения метода минимума полной потенциаь-ной энергии и представлены в виде:

$$\lambda = \frac{PR_0}{Eah} \frac{D_6 + D_7\nu}{D_3 + D_4\nu + D_5 - \nu^2} \sqrt{(\gamma - \sin \gamma)^2 + (1 - \cos \gamma)^2};$$
$$Q_\tau = \frac{D_6 + D_7\nu}{D_0 + D_1\nu + D_2\nu^2} \frac{2(\gamma - \sin \gamma)}{3\gamma - 4 \sin \gamma + \frac{1}{2} \sin 2\gamma} 4R_0 a^2; \quad (2.4)$$
$$Q_r = \frac{D_6 + D_7\nu}{D_0 + D_1\nu + D_2\nu^2} \frac{4(1 - \cos \gamma)}{2\gamma - \sin 2\gamma},$$

где $D_0 \div D_7$ – коэффициенты, зависящие от нормального поперечного сече-ния.

В работах [32÷34] приведена методика кинематического расчета

сложных пространственных систем на основе приводов управляемой упругой деформации, основанная на векторном анализе.

В работе [36] были решены задачи статики в применении к сварным высокочувствительным трубчатым элементам, исследовано их напряженно-деформированное состояние, определены оптимальные геометрические размеры сечения.

В работах [37, 38] были рассмотрены вопросы создания приводов управляемой упругой деформации незамкнутого контура с переменным радиусом кривизны центральной оси с целью выбора необходимой траектории перемещения свободного конца по направлению и протяженности, что является важным аспектом проектирования устройств перемещения в заданном направлении.

Работа [56] посвящена вопросам повышения точности позиционирования исполнительных органов функциональных устройств на основе приводов незамкнутого контура, в том числе в сочетании с пассивными преобразующими элементами.

В частности показано что управление точностью и продолжительностью времени позиционирования может быть достигнуто за счет регулирования логарифмического декремента затухания системы приводов при применении различных энергоносителей.

На основе приводов незамкнутого контура был создан ряд функциональных устройств, структура которых может быть использована при создании бескорпусных вакуумных клапанов.

Например, простейшее устройство экранирования (рис. 2.2,а,б), или устройство измерения параметров ионных пучков (рис. 2.2,в), состоящие из привода управляемой упругой деформации и рычага, в основе своей являются аналогом привода перемещения уплотнительного узла клапана.

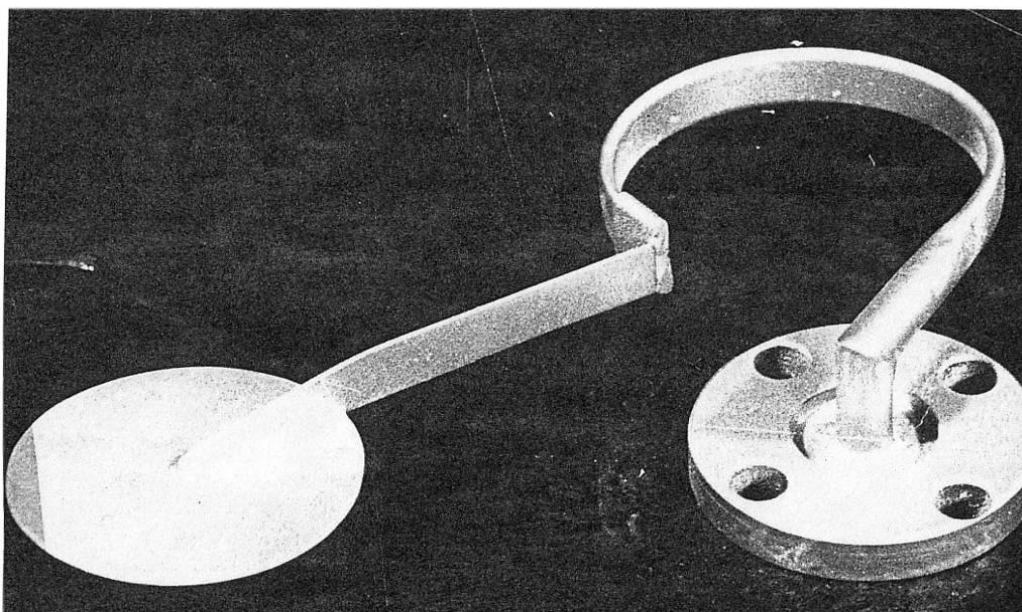


Рис. 2.2,а. Устройство экранирования

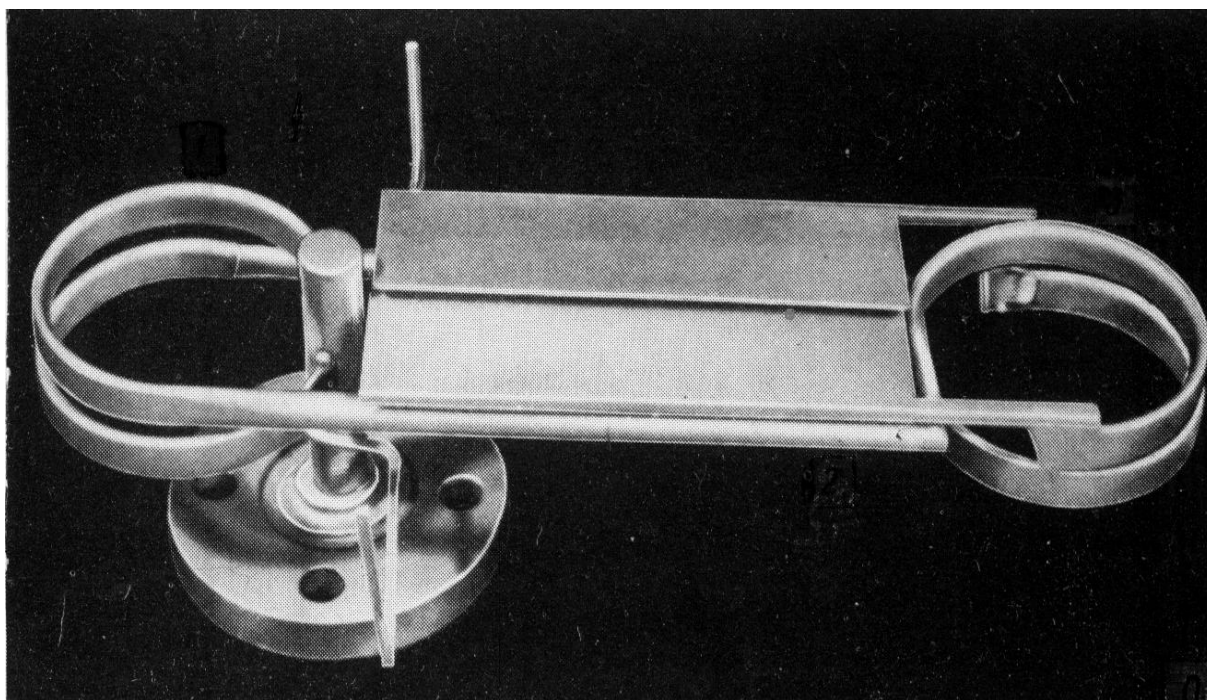


Рис. 2.2,б. Двухстворчатое устройство экранирования

Многовитковый привод 4-х позиционного робота перегрузчика (рис. 2.3) может быть использован в клапанах или затворах с совмещением функций перемещения уплотнителя и создания усилий уплотнения [67].



Рис. 2.2,в. Устройство измерения параметров ионных пучков

Разница состоит однако в том, что в манипуляторе рассмотренного типа привод используется как кинематический элемент, а в вакуумном затворе он одновременно может выполнять силовые функции и этот параметр является наиболее ответственным. Наличие рычага несущего уплотнитель кроме того неизбежно окажет влияние на величину формируемого приводом усилия уплотнения. Расчеты и исследования в этом направлении в рассмотренных устройствах не проводились, поскольку в их функцию не входило преодоление усилий, возникающих в плоскости деформации привода.

Использование приводов замкнутого контура при создании устройств и систем прямолинейного перемещения, в том числе координатных

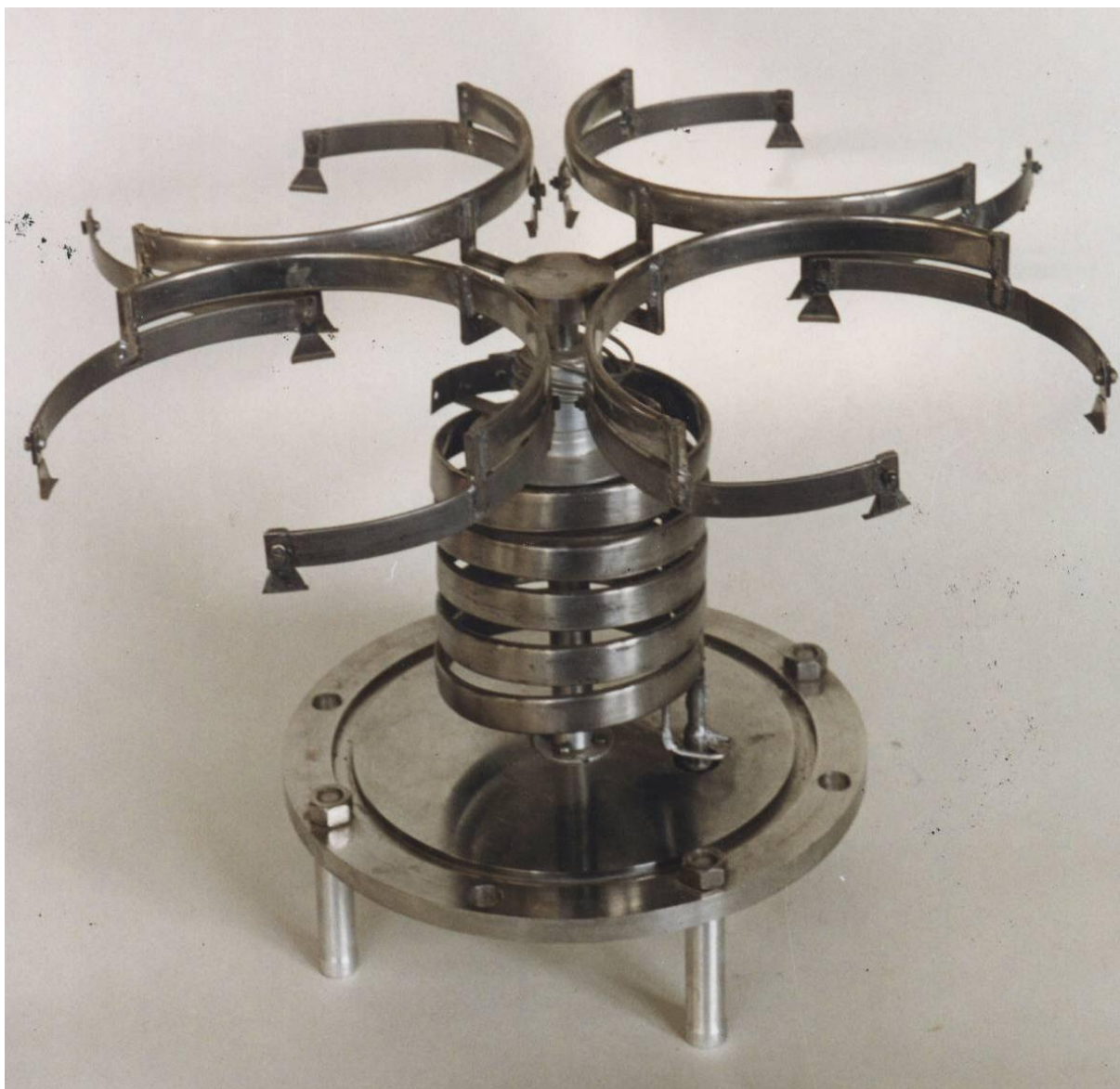


Рис. 2.3. Четырёхпозиционный манипулятор для переноса кремниевых пластин диаметром 200 мм

столов, транспортных систем, манипуляторов и др. потребовало развития методов их создания с учетом возможностей технологии и конструирования сложных систем и методов расчета формируемых перемещений и усилий.

Эти проблемы были решены в работах Андреевой А.Ю. [35, 68].

Расчетная схема для решения поставленной задачи приведена на рис. 2.4.

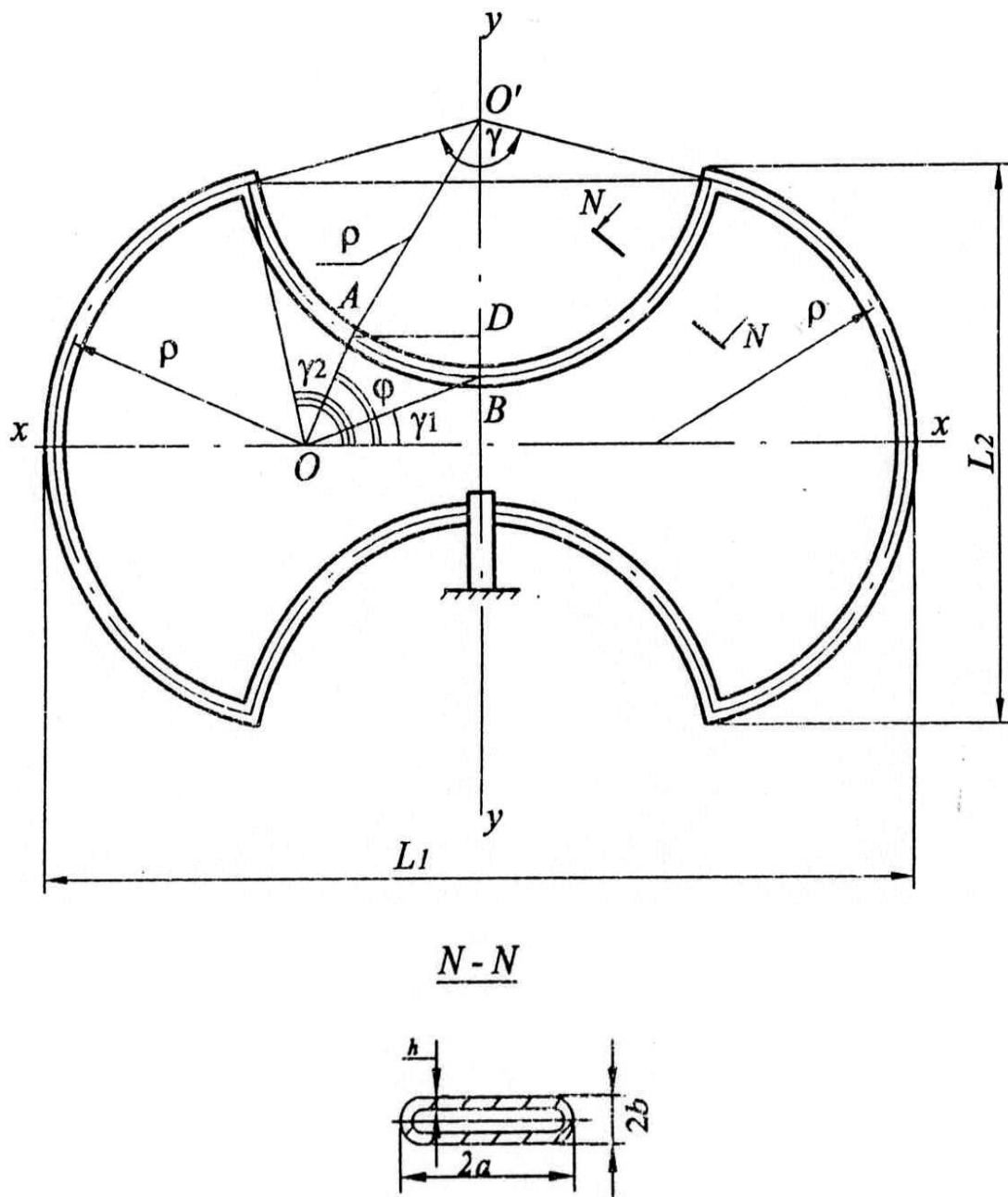


Рис. 2.4. Расчетная схема привода замкнутого контура

В общем случае перемещение упругого элемента привода по контуру S замкнутого привода определяется интегралом:

$$\lambda = \int_s \frac{\psi(\varphi)}{\rho(\varphi)} M_1(\varphi) dS, \quad (2.5)$$

где $M(\varphi)$ – изгибающий момент в произвольном сечении трубчатого эле-

мента от единичной силы, приложенной в направлении искомого перемещения.

Развернутое решение задачи по определению перемещения элемента в точке "В" свободной дуги позволило получить следующую зависимость:

$$\begin{aligned} \lambda_{\beta} = & \int_{\gamma_1}^{\gamma_2} \frac{\psi(\varphi)}{\rho(\varphi)} [r(\gamma_1) \cos \gamma_1 - r(\varphi) \cos \varphi] \sqrt{r^2(\varphi) + r'^2(\varphi)} d\varphi + \\ & + \frac{1}{2} \int_{\gamma_2}^{2\pi-\gamma_2} \psi(\varphi) [r(\gamma_1) \cos \gamma_1 - \rho(\varphi) \cos \varphi] + \\ & + \int_{2\pi-\gamma_2}^{2\pi-\gamma_1} \frac{\psi(\varphi)}{\rho(\varphi)} [r(\gamma_1) \cos \gamma_2 - r(\varphi) \cos \varphi] \sqrt{r^2(\varphi) + r'^2(\varphi)} d\varphi, \end{aligned} \quad (2.6)$$

где $\psi(\varphi)$ – относительный угол поворота сечения трубчатого элемента.

Остальные параметры указаны на рабочей схеме.

Величина усилия, развиваемая приводным элементом замкнутого контура в общем случае определяется из выражения:

$$Q = \frac{EKY_a}{1 - \mu r} \frac{\int_S \frac{\psi(\varphi)}{\rho(\varphi)} [r(\gamma_1) \cos \gamma_1 - r(\varphi) \cos \varphi] dS}{\int_S [r(\gamma_1) \cos \gamma_1 - r(\varphi) \cos \varphi]^2 dS}, \quad (2.7)$$

где Y_a – момент инерции сечения относительно большой оси;

K – коэффициент, учитывающий влияние деформации поперечного сечения на изменение кривизны центральной оси элемента контура привода.

На рис. 2.5 и 2.6 приведены некоторые характеристики, свидетельствующие об эксплуатационных возможностях приводов управляемой упругой деформации замкнутого контура.

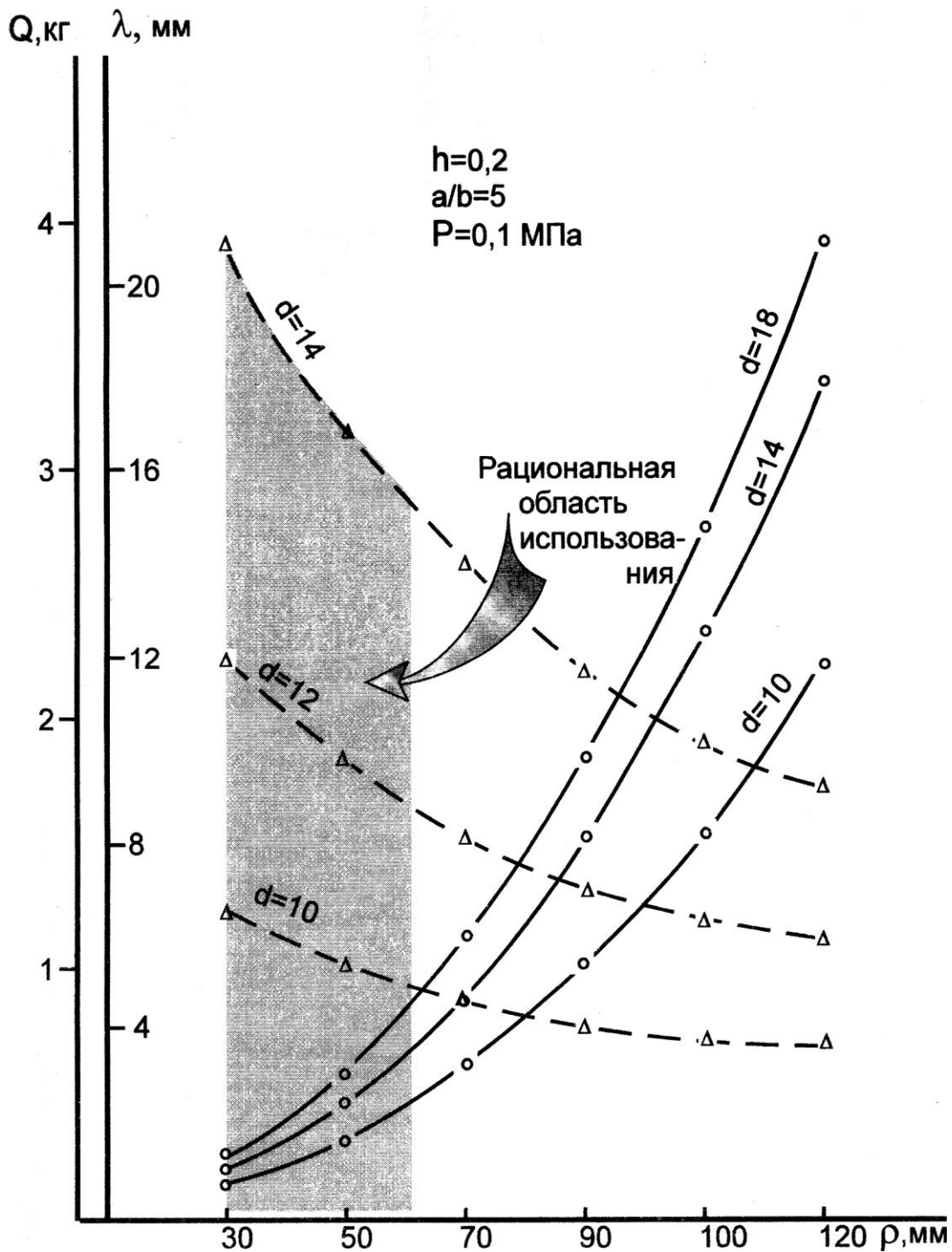


Рис. 2.5. Зависимость величины перемещения λ и усилия Q от радиуса кривизны для различных диаметров исходных трубок привода замкнутого контура

В качестве примера его использования в реальных конструкциях на рис. 2.7,а,б приведено четырехпозиционное устройство для одновременно-

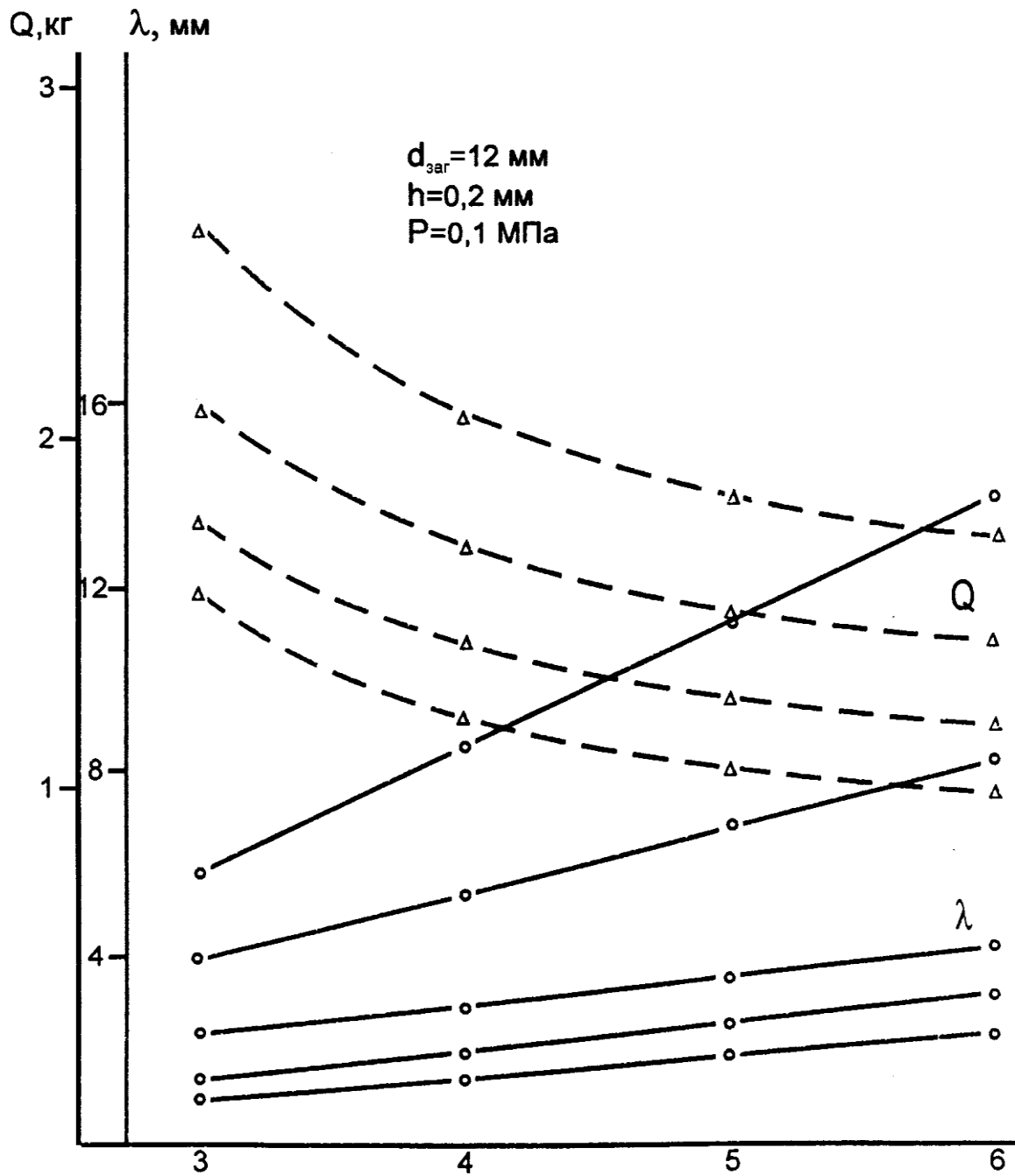


Рис. 2.6. Зависимость величины перемещения λ и усилия Q от отношения полуосей для различных радиусов кривизны (для привода с замкнутым контуром)

го подъема полупроводниковых пластин в зону дальнейшего манипулирования, а на рис. 2.8 показана принципиальная схема и внешний вид модуля транспортной системы, позволяющей реализовать дискретный (рис. 2.8,а)

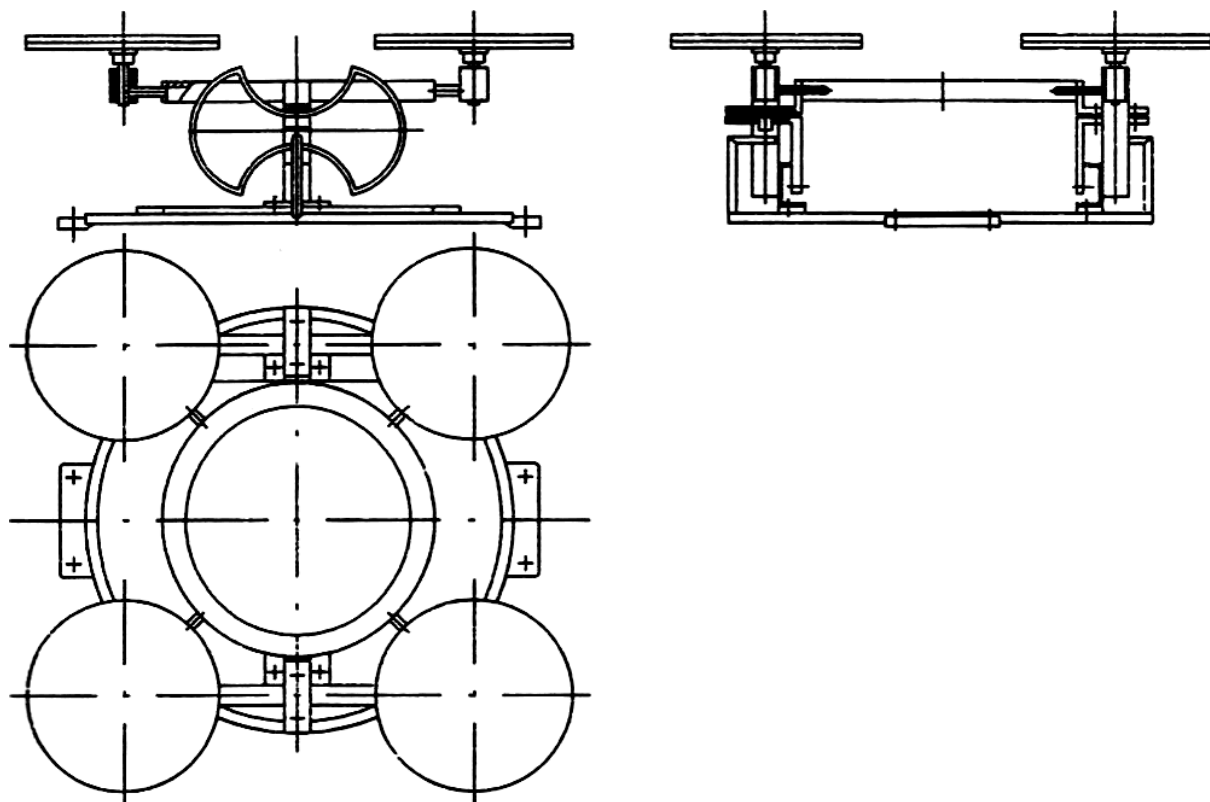
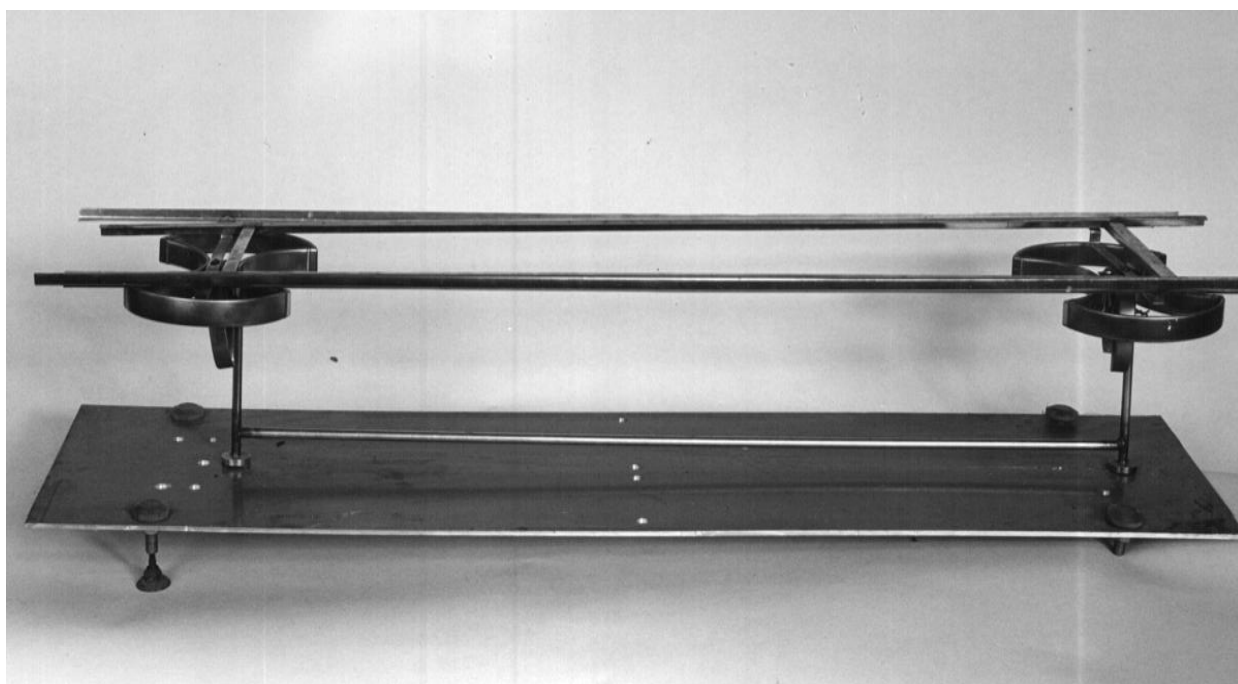
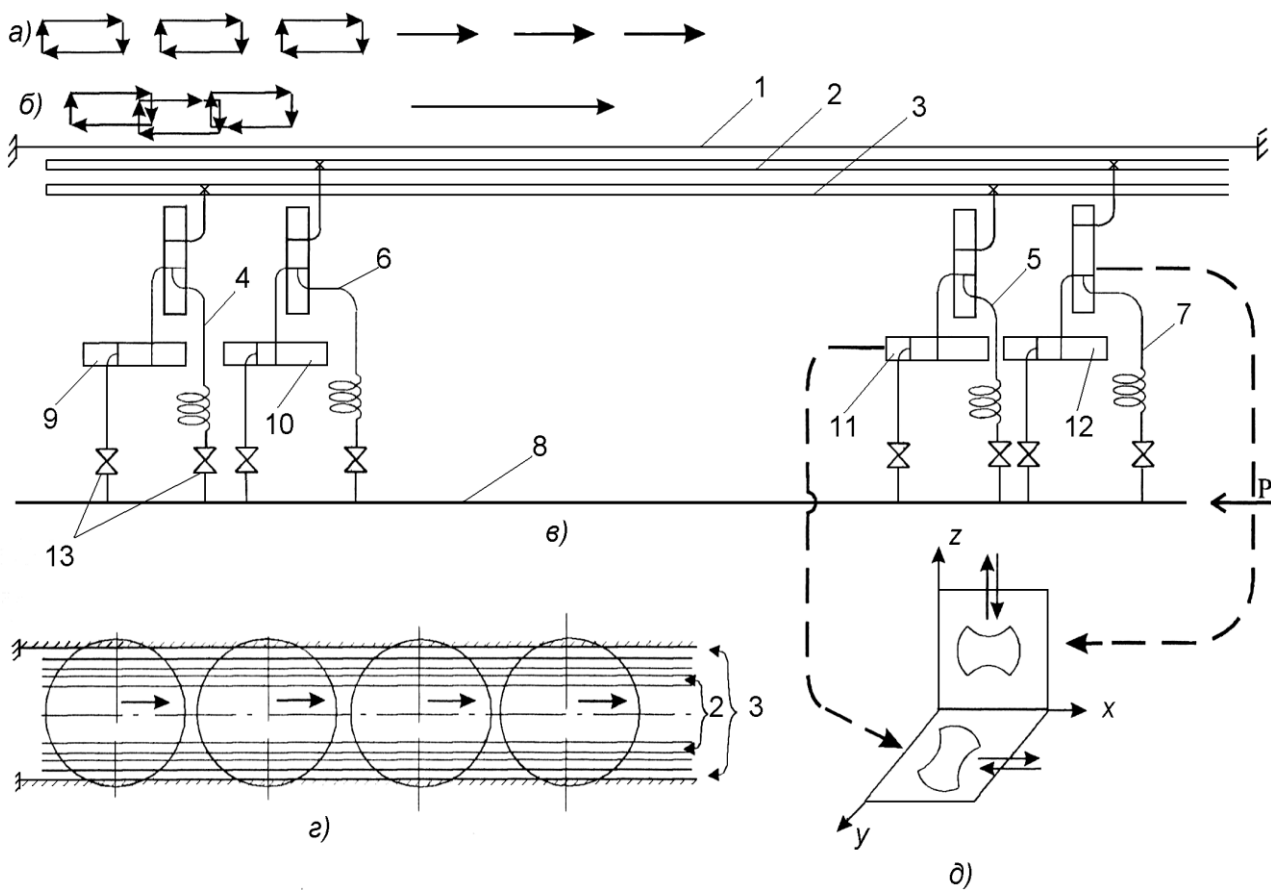


Рис. 2.7,а. Подъемное устройство. Конструкция



Рис. 2.7,б. Подъемное устройство. Внешний вид



e)

Рис. 2.8. Принципиальная схема и внешний вид модуля транспортной системы

и непрерывный (рис. 2.8,б) режимы перемещения изделия (при перекрытии импульсов движения). При этом в первом случае выдерживается принцип "взял–перенес–положил", во втором — "взял–перенес" на необходимое расстояние.

Система (рис. 2.8,в) состоит из неподвижной направляющей 1 и двух подвижных направляющих 2 и 3, действующих от независимых, но согласованных в соответствии с алгоритмом управления приводов. Вертикальное перемещение направляющих 2 и 3 осуществляется от приводов 7, горизонтальное – от приводов 9÷12. Расстояние между приводами устанавливается из конструктивных соображений. Подача сжатого воздуха к приводам от общего коллектора 8 осуществляется кранами 13, после которых для каждого привода вертикального перемещения предусматривается компенсационное устройство 4, 5, 6, 7.

Схема ориентации приводов в координатах XYZ приведена на рис. 2.8,д. Скорость перемещения изделия в таких системах достигает 100 мм/с. Внешний вид модуля транспортной системы дан на рис. 2.8,д.

Координатный стол, состоящий из основания 4, 5 в виде 2-х фланцев, 2-х расположенных взаимно-перпендикулярных приводов замкнутого контура 1, 2 и столика 3 и трубок 6 иллюстрируется на рис. 2.9.

Для подвода энергоносителя предусмотрены штуцеры 5, а между нижним и верхним приводом имеется компенсационная спираль 6 на участке трубки, подводящей питание к верхнему приводу. Точность величины перемещения связана с точностью управлением подачей энергоносителя, что не является проблемой [69].

Особенность эксплуатационных условий приводов в высоком вакууме при повышенных температурах и при наличии избыточного давления в их объеме требует применения конструкционных материалов, удовлетворяющих одновременно ряду обязательных свойств. К их числу отно-

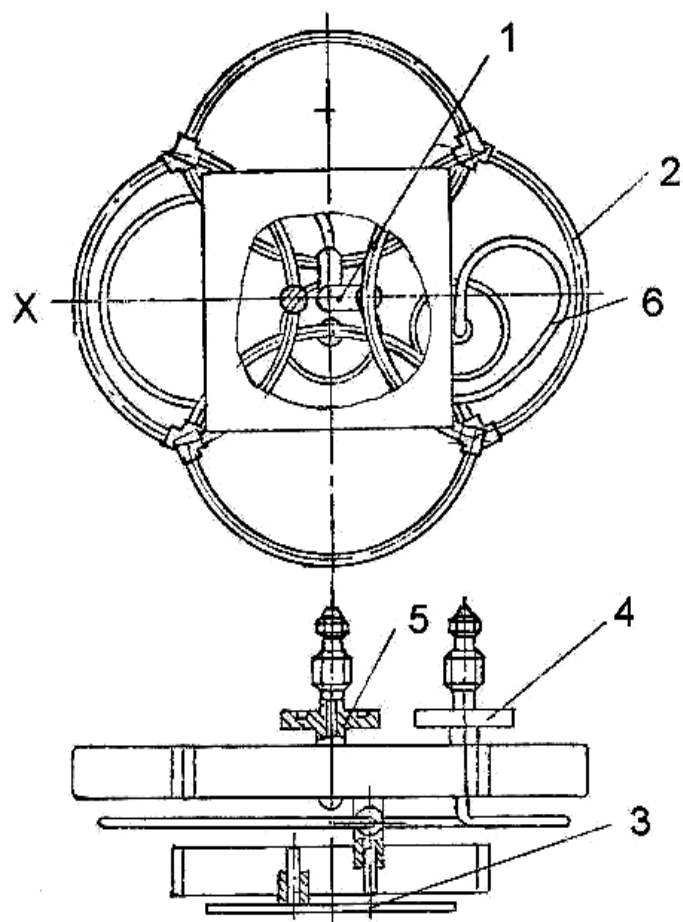


Рис. 2.9. Координатный стол на основе приводов замкнутого контура

сятся упруго-прочностные, вакуумно-технические и технологические свойства.

Упруго-прочностные требования определяются усталостной прочностью материалов, с учетом эксплуатации в вакууме. Вакуумно-технические требования – газосодержанием, газопроницаемостью, коррозионной стойкостью, технологические – хорошей обрабатываемостью в первую очередь методом пластического деформирования и хорошей свариваемостью с образованием вакуумплотного соединения.

По совокупности указанных свойств более всего для рассматриваемой области применения подходит аустенитная сталь типа 12Х18Н10Т, мартенситная – 2Х13 и дисперсионно-твердеющий сплав 36НХТЮ.

Критерий герметичности определяется величиной допустимого для конкретного технологического процесса газового потока, обусловленного величиной газопроницаемости материала тонкостенного элемента, подвергаемого в процессе работы воздействию механических и тепловых нагрузок.

В зависимости от функционального назначения и конструкции механизма режим работы приводов управляемой упругой деформации существенно отличается друг от друга и может быть статическим при низкой частоте повторяемости и динамическим (циклическим), характеризующимся высокой частотой повторяемости действия в течение заданного промежутка времени. В соответствии с этим был проведен комплекс исследований по определению характеристик "вакуумной усталости" [70÷72, 30].

Обобщенные графики, полученные при усталостных испытаниях для конструкционных сталей и сплавов 12Х18Н10Т, 2Х13 и 36НХТЮ, устанавливающие зависимость величины газового потока проницаемости Q лПас⁻¹ от степени деформации ε % и числа циклов $N_{ц}$ жесткого нагружения, а также от числа циклов $N_{ц}$ и температуры T при постоянной амплитуде деформации $\varepsilon = 0,5\%$, приведены на рис. 2.10 и 2.11 [29, 73].

Полученные графики кривых усталости, во-первых, свидетельствуют о том, что наилучшим конструкционным материалом для приводов управляемой упругой деформации является сплав 36НХТЮ. Кроме того, сравнение кривых усталости по критериям прочности и герметичности (допустимого газового потока) позволило установить, что ресурс работы приводов во втором случае составляет 70÷80 % от ресурса работы механизмов, учитывающего только их несущую способность.

Эмпирическая зависимость, связывающая величину газового потока проницаемости при заданной величине амплитуды деформации, темпера-

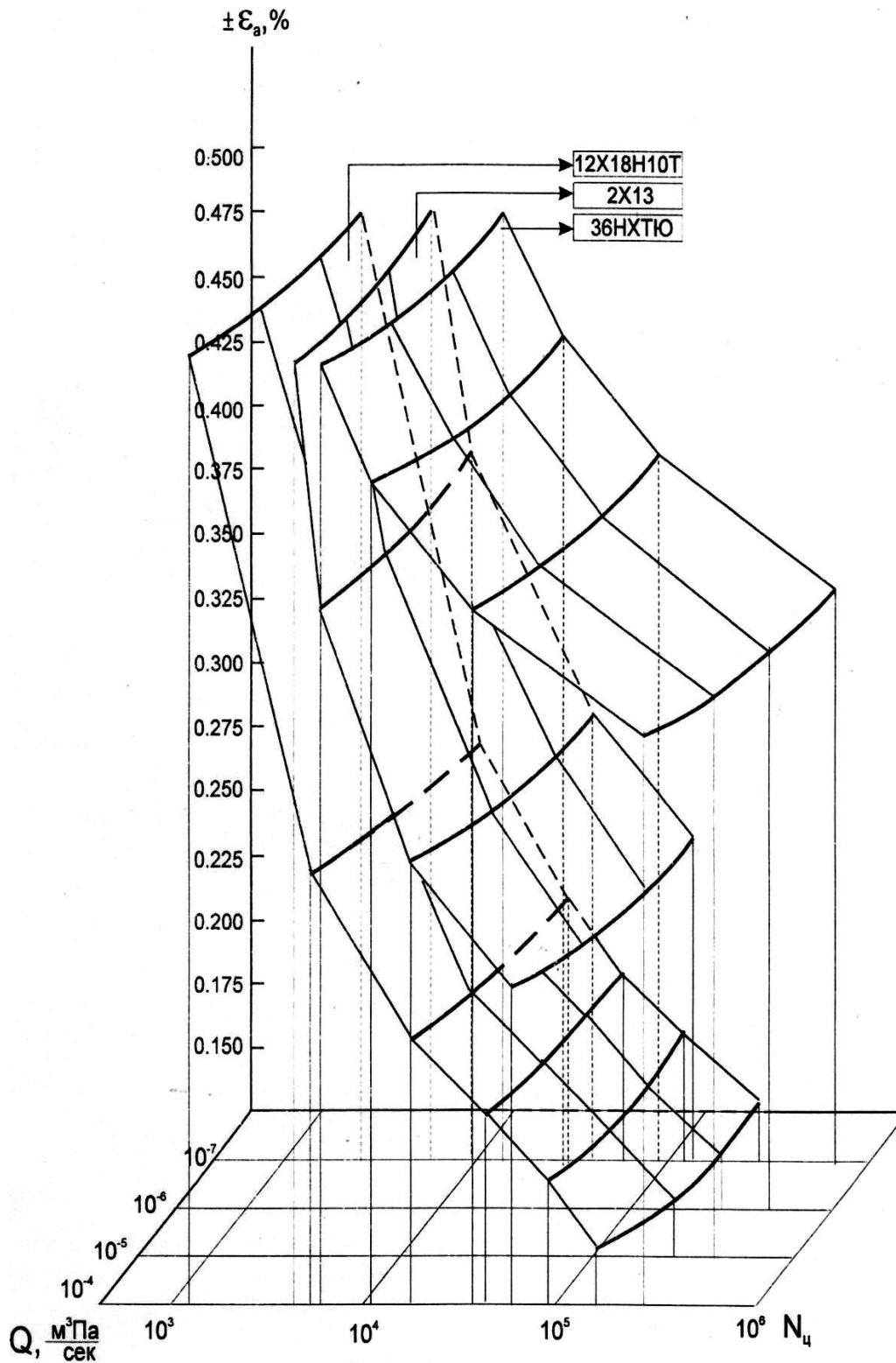


Рис. 2.10. Зависимость величины газового потока проницаемости Q от степени деформации $\varepsilon \%$ и числа циклов $N_{\text{ц}}$ нагружения

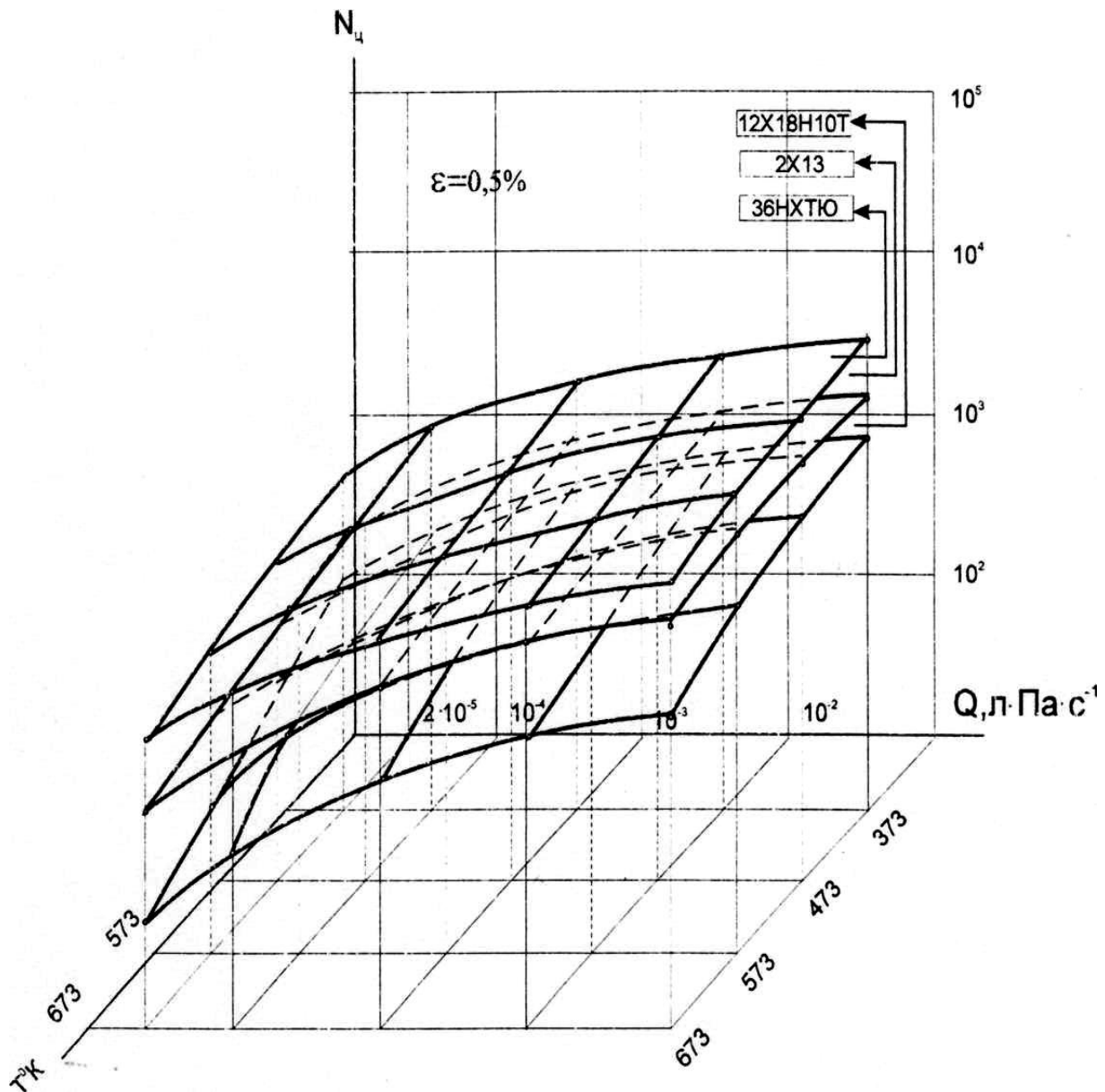


Рис. 2.11. Зависимость величины газового потока проницаемости Q от числа циклов N_c нагружения и температуры при постоянной степени деформации $\varepsilon = 0,5\%$

туры и механических характеристик материала с числом циклов нагружения получена на основании экспериментальных данных, закономерностей теории усталостного разрушения и уравнений вакуумной техники, описывающих процессы диффузии и молекулярного режима течения газов.

$$\lg Q_i = 2,375 \left[\lg N_{ци} - \frac{1}{m} \lg \frac{\alpha E \ln \frac{100}{100 - \psi}}{4(\sigma_a - k_{-i} \sigma_b)} \right], \quad (2.8)$$

где Q_i – газовый поток;

$N_{ци}$ – число циклов;

m, k – константы, зависящие от механических характеристик материалов;

E – модуль упругости;

α – аппроксимирующий параметр;

ψ – относительное сужение площади поперечного сечения при статическом растяжении ;

σ_a, σ_b – амплитудное напряжение и предел прочности при растяжении.

Зависимость $Q = f(N_{ци}, T)$ более сложная, так как проводимость каналов, образованных нарушением структуры материала, с повышением температуры уменьшается, а вязкость газа увеличивается. Однако для инженерных расчетов величины газового потока, допускающих ошибку 15 %, полученной эмпирической формулой для определения Q можно пользоваться.

Для многоцелевых устройств вакуумной механики, содержащих в своем составе несколько приводов управляемой упругой деформации, отличающихся конструкционными материалами, выходными параметрами, конструктивными особенностями и габаритами, очень важным моментом является соблюдение условия равнопрочности. В данном случае под равнопрочностью понимается идентичность нагрузочных характеристик для каждого привода при условии их питания от одного источника давления. При этом каждый из приводов рассчитывается исходя из условий прочности, обеспечивающей работу в области упругой деформации и вакуумной

усталости по критерию герметичности, измеряемой величиной допустимого газового потока проницаемости.

В качестве иллюстрации этого положения на рис. 2.12,а,б приведены номограммы для приводов незамкнутого контура с плоскоовальным и ромбическим сечением и заданными геометрическими размерами, на которых ограничена область давлений 0,5 МПа и показано, что для приводов перемещения сталь 12Х18Н10Т при заданном запасе прочности $n = 2$ может использоваться в области малых перемещений и давлениях 0,2 ÷ 0,3 МПа [29].

Существенно лучшие характеристики имеет сталь 2Х13 при том же

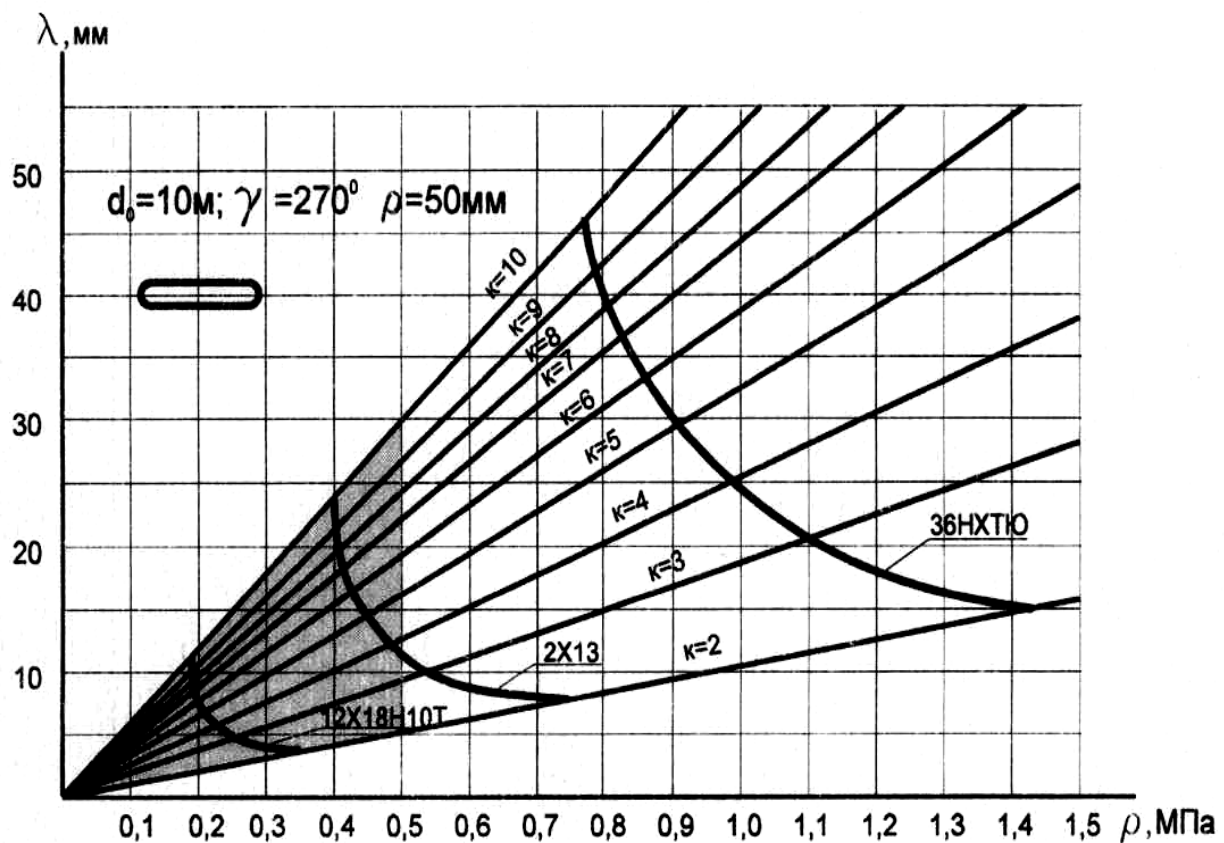


Рис. 2.12,а. Номограммы для оптимального выбора привода незамкнутого контура плоскоовального сечения

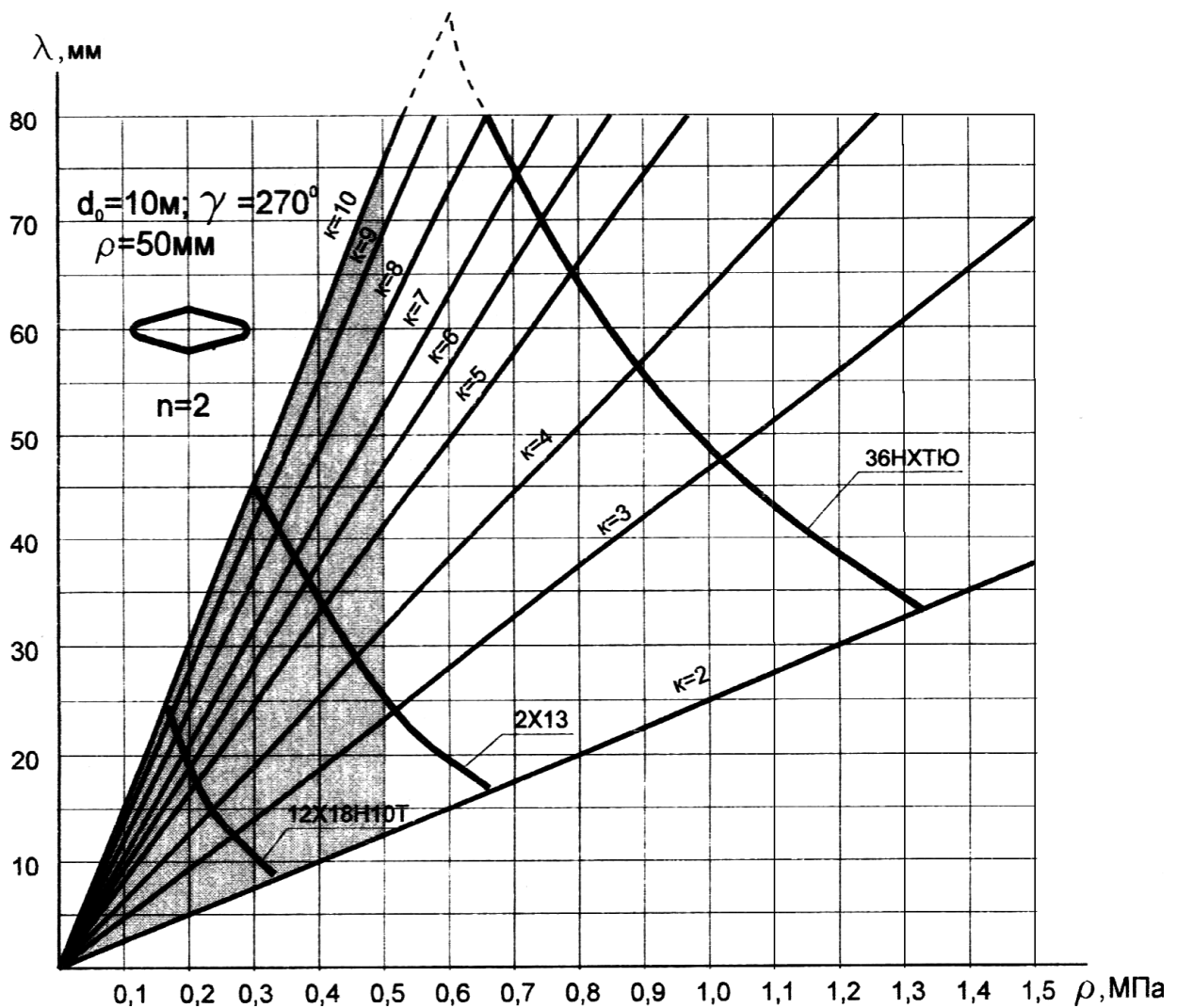


Рис. 2.12,б. Номограммы для оптимального выбора привода незамкнутого контура ромбического сечения

запасе прочности, при этом уровень рабочих давлений 0,5 МПа почти для всех размеров, кроме $\kappa = a/b$ применим.

Большой отрыв по прочностным характеристикам имеет дисперсионно-твердеющий сплав 36НХТЮ, область давлений для рассматриваемых приводов расширяется от 0,8 до 1,4 МПа для плоскоовального и от 0,5 до 1,3 МПа для ромбического сечения при том же запасе прочности. Аналогичные номограммы построены для остальных типов приводов.

Таким образом приводы управляемой упругой деформации, выполненные из сплава 36НХТЮ обладают наилучшими упруго-прочностными

и вакуумно-техническими свойствами и при давлении 0,5 МПа имеют запас прочности $n = 4$.

2.2. Анализ структур и исследование кинематических моделей бескорпусных вакуумных клапанов и затворов

Приведенные ниже виды приводов позволяют создать различные структуры вакуумных клапанов и затворов, формирующих перемещение уплотнительного узла и усилие герметизации малых потоков остаточного газа, обусловленных перепадами давления герметизируемых объемов на $\div 3$ порядка в диапазоне $10^{-2} \div 10^{-4}$ Па, $10^{-2} \div 10^{-5}$ Па.

Определенные виды приводов, их сочетание и ориентация в пространстве определяют структурные решения (рис. 2.13,а÷ж).

Приведенные структуры по существу повторяют структуры простейших манипуляторов с одной, двумя и тремя степенями подвижности.

С точки зрения функциональной классификации следует выделить два типа структур:

- с разделением функций перемещения и уплотнения (рис. 2.13,а,б,г,д,е);
- с совмещением функций перемещения и уплотнения (рис. 2.13,в,ж).

При этом, в зависимости от используемых видов приводов имеют место как угловые, так и линейные перемещения по степеням подвижности.

Для описания этих структур уместно применить принятое в робототехнике их символьное представление: поворотное символом "В", линейное символом "П".

В соответствии с этим, описание структур (рис. 2.13,а,б,е) соответствует символьной записи $ВП_r \perp П_y$, формируемых приводами управляемой

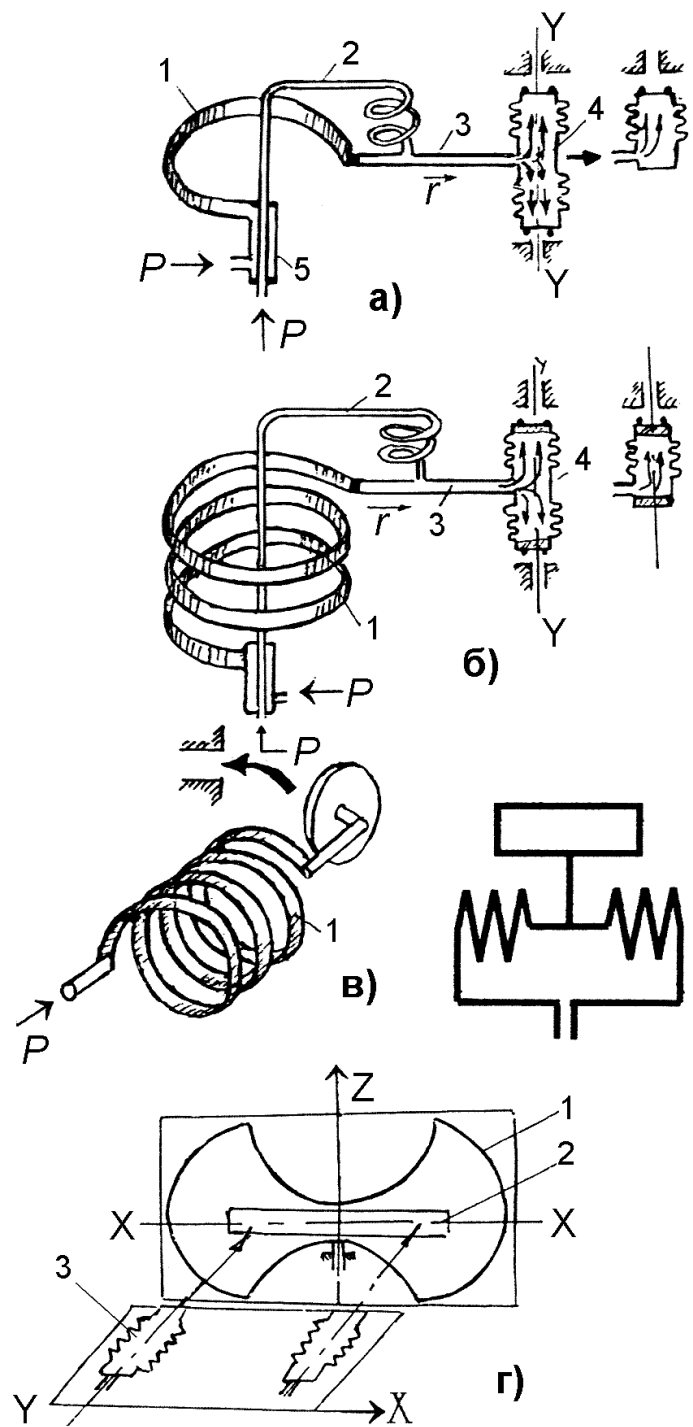


Рис. 2.13,а,б,в,г. Структурные схемы приводов бескорпусных вакуумных клапанов и затворов

упругой деформации незамкнутого контура 1 неполновиткового, многовиткового и в виде архимедовой спирали (обозначенных во всех случаях символом В); радиальным перемещением свободного конца привода в плоско-

сти его деформации (Π_r), перемещением привода уплотнительного узла 2 (Π_y) в плоскости, перпендикулярной плоскости деформации привода (В).

Структура, представленная схемой 2.13,в, описывается символом "В",

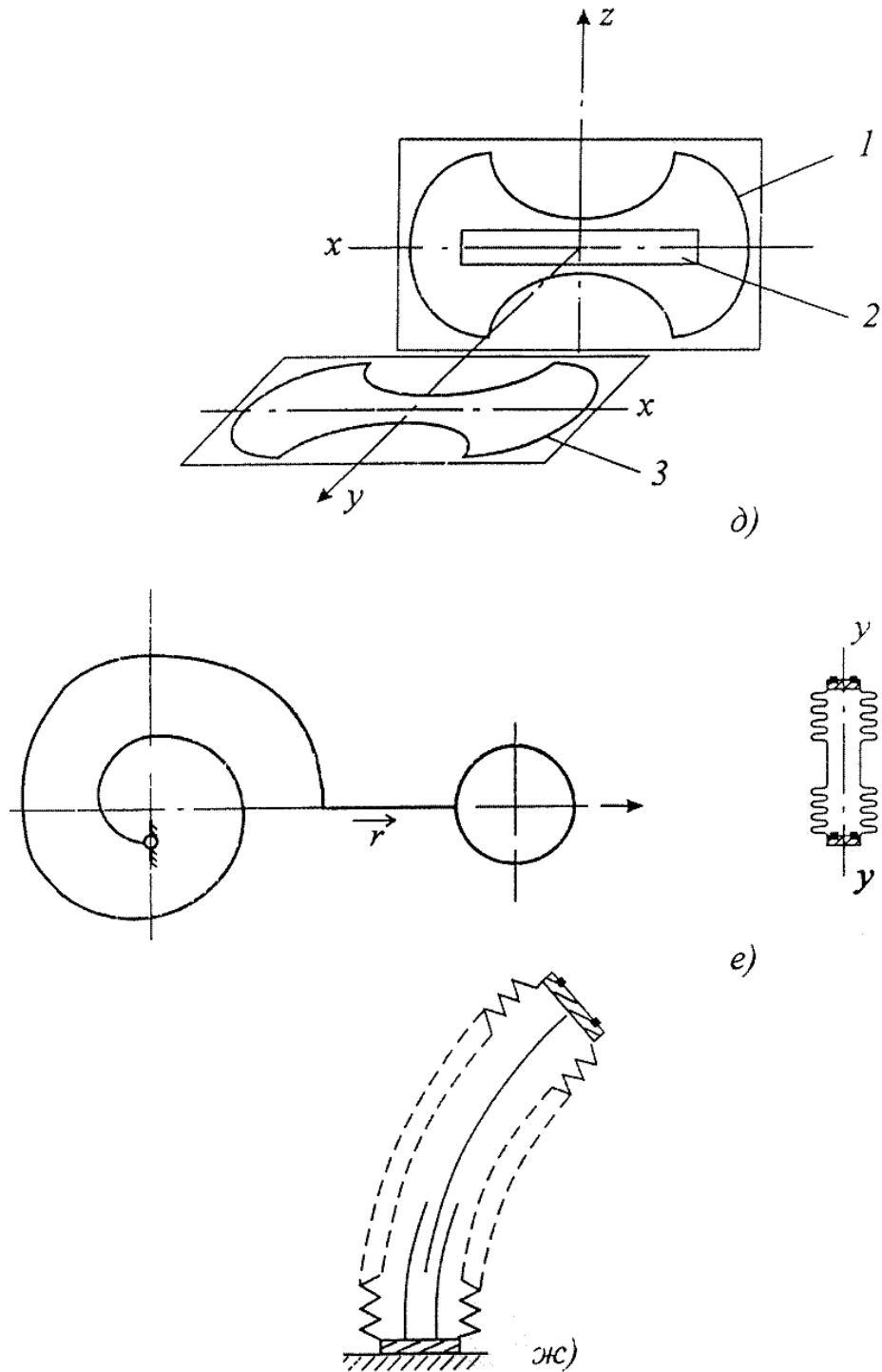


Рис. 2.13,д,ж. Структурные схемы приводов бескорпусных вакуумных клапанов и затворов

поскольку усилие герметизации не требует дополнительной степени подвижности и формируется тем же приводом 1 после соприкосновения уплотняющего диска 2 с уплотняемой поверхностью.

Схемы 2.13,г,д, действующие в прямоугольных координатах YZ отличаются друг от друга способом создания усилий уплотнения и имеют структуры $\Pi_y \perp \Pi_z$, реализуемые замкнутыми приводами 1 для перемещения уплотнительного элемента 2 и приводами создания усилий уплотнения с использованием сильфонов 3 (схема 2.13,г) и одного или двух параллельно расположенных в плоскости xu привода замкнутого контура 3 (схема 2.13,д).

В схеме 2.13,ж на основе сильфонного привода 1 функции формирования перемещения и усилия уплотнения совмещены и описываются структурой вида "В". Закон перемещения уплотнительного фланца 2 задается системой направляющих расположенных в герметичной полости сильфона,

Особенность рассмотренных структур бескорпусных вакуумных клапанов и затворов состоит в следующем:

1. Осуществление простыми средствами прямопротектиности, что является важным требованием для обеспечения движения изделий между камерами в многомодульном вакуумном оборудовании.
2. Формируемое перемещение уплотнительного узла намного превышает его ход при уплотнении запорной пары. При этом отношение этих параметров в зависимости от формы уплотняемого отверстия составляет порядок 50:1;
3. Усилие герметизации превышает усилие, необходимое для перемещения уплотнительного узла и составляет для бескорпусных вакуумных затворов и клапанов в условиях малых перепадов давления 10:1.
4. Принятые схемы формирования перемещений полностью исключают

наличие шарнирных соединений и трущихся пар и обладают металлоемкостью в 10÷20 раз меньшей, чем в традиционных конструкциях аналогичного назначения.

Исследование кинематических моделей бескорпусных вакуумных клапанов и затворов является важным этапом их проектирования и дает возможность согласовать их геометрические параметры, пространственную ориентацию, последовательность действий, оценить величину требуемого давления для осуществления расчетных перемещений.

Для анализа кинематических моделей с целью определения координат положения уплотнительного узла в момент герметизации удобно использовать математический аппарат преобразования матриц.

В соответствии с этим положение уплотнительного узла в схемах Рис. 2.13,а,б,е определяется положением свободного конца привода с последующим решением геометрической задачи, учитывающей передаточные функции трубки рычага длиной L . Положение свободного конца привода определяется произведением матрицы углового перемещения относительно оси Z и матрицы его радиального перемещения λ_r и имеет вид:

$$M = \begin{vmatrix} \cos \Delta\gamma & -\sin \Delta\gamma & 0 & 0 \\ \sin \Delta\gamma & \cos \Delta\gamma & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \times \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & \lambda_r \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix},$$

где
$$\Delta\gamma = \gamma P \frac{1-\mu^2}{E} \frac{R^2}{bh} \left(1 - \frac{b^2}{a^2}\right) \frac{\alpha}{\beta + \chi}; \quad (2.9)$$

$$\chi = \frac{Rh}{a^2};$$

$$a \quad \lambda_r = \frac{\Delta\gamma}{\gamma} R(1 - \cos\gamma) .$$

Обозначения параметров приведены в (2.1).

Суммарное перемещение свободного конца рычага определяемое при расчете схемы (рис. 2.14,а) согласно [29]:

$$\lambda_\Sigma = \sqrt{\lambda_1^2 + 4L \sin \frac{\Delta\gamma}{2} \left(L \sin \frac{\Delta\gamma}{2} - \lambda_1 \cos\alpha \right)} . \quad (2.10)$$

Линейное перемещение сильфонного уплотнительного узла (двустороннего или одностороннего действия) до соприкосновения с уплотняемой поверхностью рассчитывается из соотношения:

$$\lambda_\Sigma = \frac{P_0}{K_p} ,$$

где P_0 – давление, необходимое для преодоления зазора между уплотнителем и уплотняемой поверхностью;

K_p – жесткость сильфона.

Дальнейшее увеличение давления до заданного значения расходуется на создание требуемого усилия уплотнения.

В схемах 2.13,г и д произведение матриц линейного перемещения приводов по осям Z и Y имеет вид:

$$M^{YZ} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \lambda_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \times \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & \lambda_{y_0} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} ,$$

где λ_z – конструктивный параметр, определяемый перемещением уплотнителя 2 под действием давления, необходимого для открытия уп-

лотняемого клапана по формулам, приведенным ниже;

λ_{y0} – величина перемещения сальфона или замкнутого контура в плоскости XU из исходного положения до соприкосновения с уплотняемой поверхностью.

Для герметизации эластичным уплотнителем требуется дополнительное перемещение

$$\lambda_y = \lambda_{y0} + \Delta h ,$$

где Δh – необходимая степень деформации уплотнителя под действием рабочего давления.

При исследовании кинематики манипулятора (рис. 2.13,в) имеющего структуру "В" необходимо учитывать дополнительное радиальное перемещение λ_r , возникающего при деформировании многовиткового привода за счет эффекта "раскручивания" витков, тогда матрица, определяющая положение центра уплотнительного диска примет вид:

$$M_y M_r = \begin{vmatrix} \cos\gamma & 0 & \sin\gamma & \lambda_r \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin\gamma & 0 & \cos\gamma & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} .$$

Кинематический анализ схем, приведенных на рис. 2.13,ж и з сводится также к определению поворотного перемещения сальфона до соприкосновения с уплотняемой поверхностью.

Работа привода связана с изгибом сальфона, угол φ , согласно [46], определяется по формуле:

$$\varphi = 2nA_\varphi \frac{M}{Eh^3} , \quad (2.11)$$

где M – изгибающий момент;

n – число гофр;

h – толщина стенки гофра;

E – модуль упругости материала сильфона;

$$A_\varphi = \frac{3(1-\mu^2)}{h} \left[\ln K - \frac{K^2 - 1}{K^2 + 1} \right], \quad (2.12)$$

где
$$K = \frac{R_{\text{нар}}}{r}.$$

Матрица, описывающая положение уплотнительного узла с учетом деформации уплотнителя $\Delta\lambda_x$:

$$M = \begin{vmatrix} \cos\varphi & 0 & \sin\varphi & \Delta\lambda_x \\ 0 & 1 & \cos\gamma & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}.$$

На рис. 2.14,а÷г приведены схемы, иллюстрирующие зону действия подвижных элементов затвора соответственно для структур (рис. 2.13,а и г).

Исследованиями, проведенными в работе [34] установлено, что при наличии одного или нескольких, обязательно полных витков привода, свободный конец его будет перемещаться по круговой траектории (без учета эффекта "раскручивания").

Тогда общее перемещение уплотнительного узла по дуге S_d радиуса $L + R$ в пределах угла $\Delta\gamma$ определится из выражения:

$$S_d = \frac{2\pi(L+R)\Delta\gamma}{360^\circ}.$$

Если учесть приращение радиуса на каждом витке, то более точная величина перемещения будет пропорциональна значению расчетного ра

диуса, равного $L + R + \sum_{i=1}^n \Delta R_i$.

В схеме г перемещение точки В определяется по формуле, приведённой в разделе 2.1.

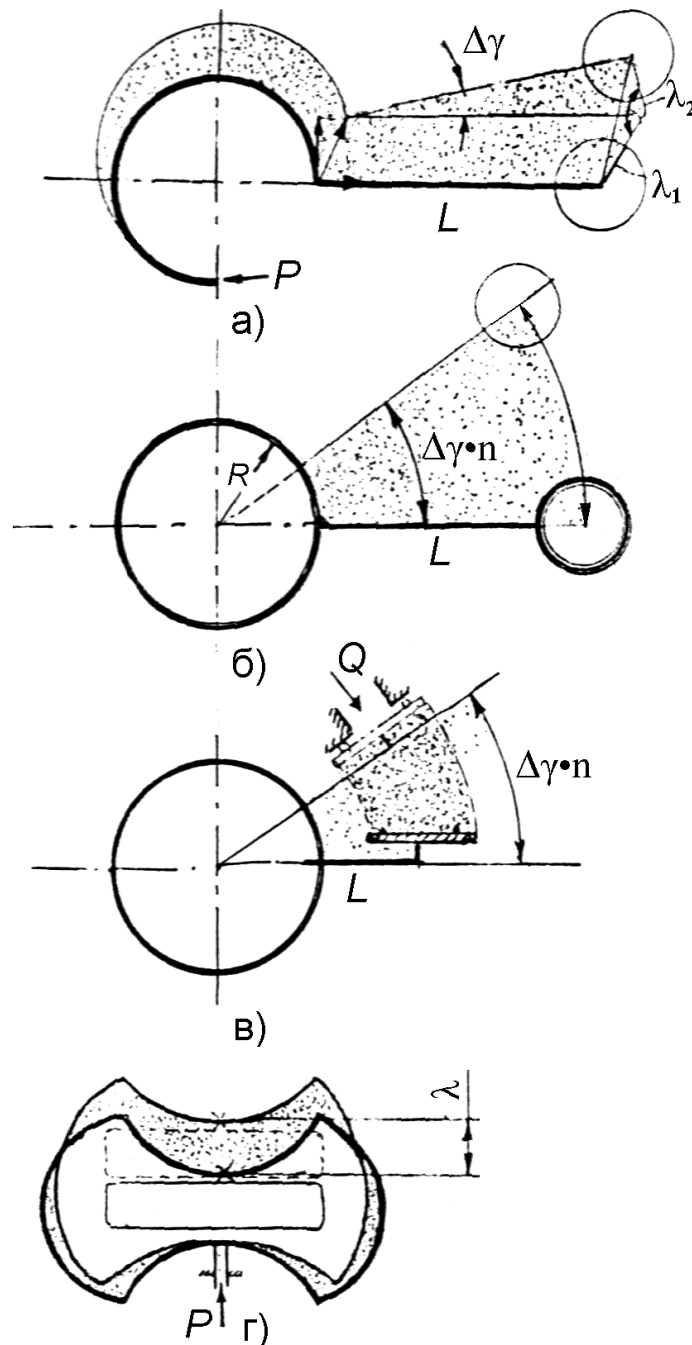


Рис. 2.14. Схемы, иллюстрирующие зону действия подвижных элементов клапанов и затворов

Представляют интерес виды качественных циклограмм работы клапанов рассмотренных структур (рис. 2.15.).

На рис. 2.15,а иллюстрируется связь работы привода перемещения (график 1) и привода уплотнения (график 2) для структур В \perp П, П \perp П. Отрезок времени $0 - \tau$, соответствует скорости перемещения уплотнительного узла на позицию герметизации, интервал времени $\tau_1 - \tau_2$ — времени выдержки (позиционирования), внутри которого на отрезке времени $\tau_2 - \tau_3$ происходит герметизация клапана, а на участке $\tau_3 - \tau_4$ после небольшой выдержки возврат привода уплотнителя в исходное положение.

Циклограмма, приведенная на рис. 2.15,б отражает иную последовательность действия для клапанов аналогичных структур.

На отрезке времени $\tau_0 - \tau_1$ клапан находится в закрытом состоянии (график 2), на отрезке $\tau_1 - \tau_2$ осуществляется перемещение разгерметизированного клапана в исходное положение, выдержка клапана в открытом положении, (например, при перегрузке изделия из одной камеры в другую) и возврат привода перемещения в исходное положение (график 1), после короткой выдержки в интервале $\tau_2 - \tau_3$ следует повторение цикла.

Циклограмма на рис. 2.15,в иллюстрирует работу клапана с совмещенными функциями по структуре В, из которой видно, что в интервале времени $0 - \tau_1$ происходит одновременное перемещение и герметизация уплотнителя, в интервале $\tau_1 - \tau_2$ выдержка в закрытом положении и в интервале $\tau_2 - \tau_3$ последовательно осуществляется разгерметизация и возврат привода в исходное положение, после чего цикл повторяется. При этом время выдержки определяется режимом работы оборудования, задающего требуемую частоту срабатывания клапана.

Диаграмма зависимости λ угла поворота многовиткового привода от давления в нем P представлена на рис 2.15,г. На первой стадии, при незначительном увеличении давления происходит значительное перемещение. На второй стадии, при увеличении давления перемещение определяется только деформацией уплотнителя, а усилие уплотнения растёт.

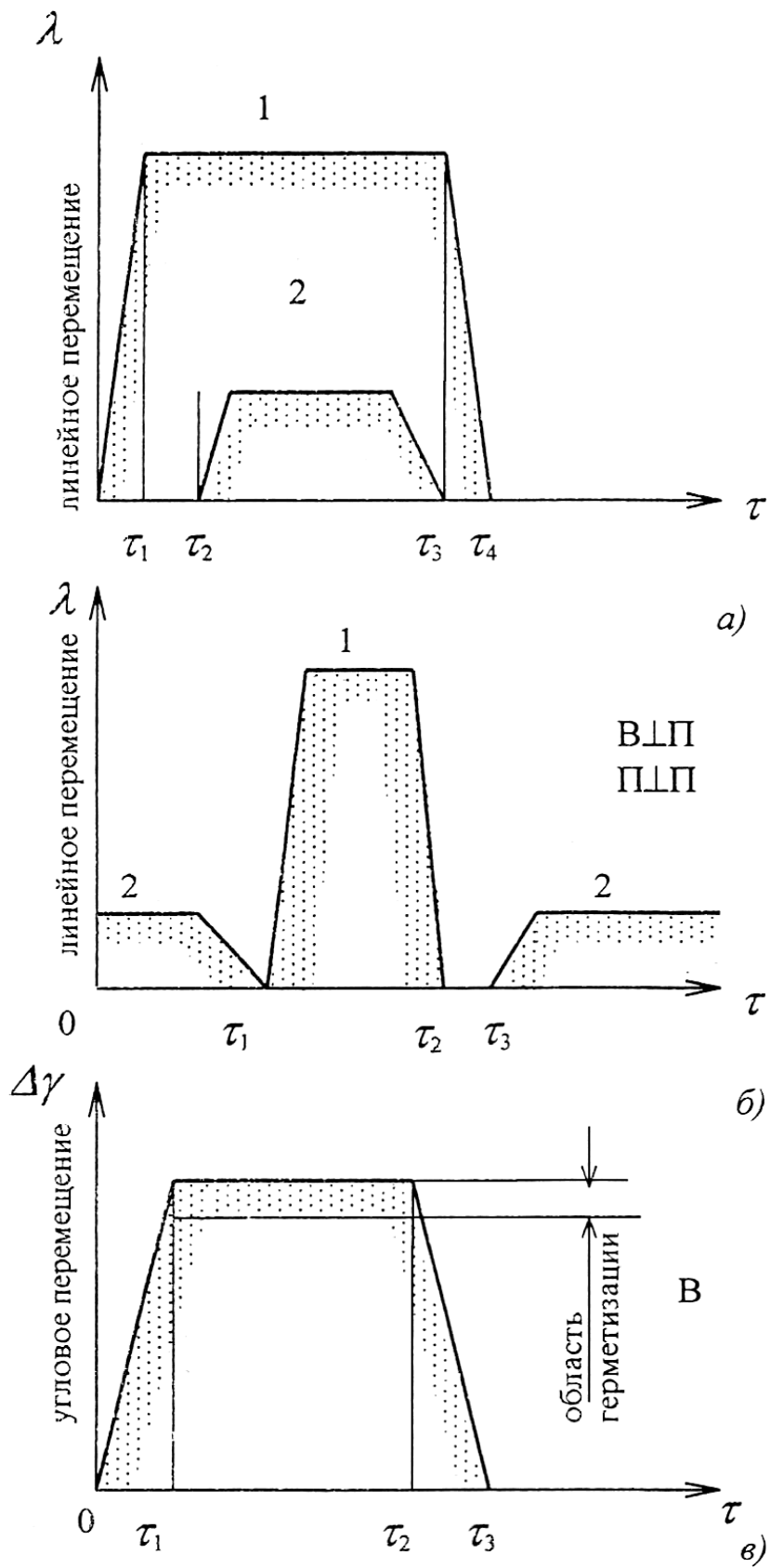


Рис. 2.15,а,б,в. Циклограммы работы приводов вакуумных клапанов и затворов различных структур

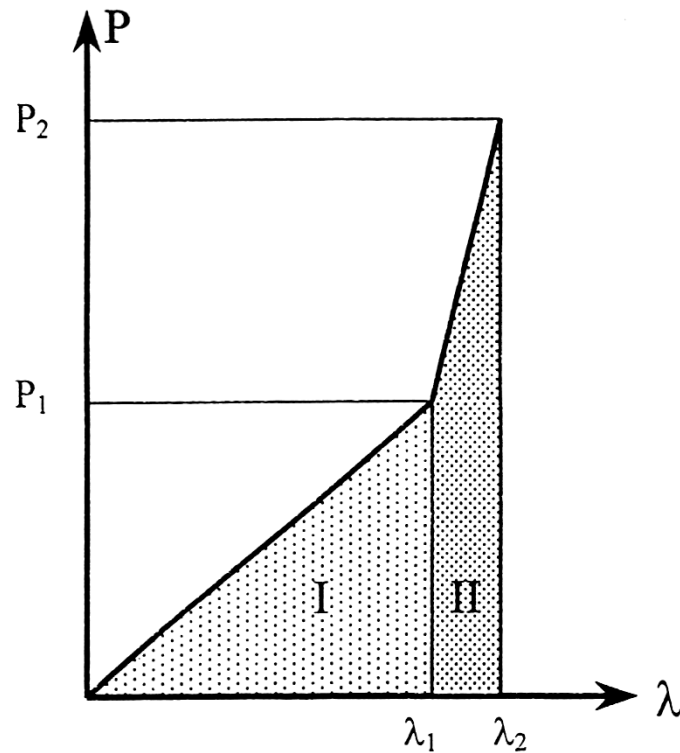


Рис. 2.15,г. Циклограммы работы приводов вакуумных клапанов и затворов различных структур

2.3. Исследование структуры привода клапана с произвольной ориентацией пассивного элемента

При проектировании вакуумных клапанов в случае малых усилий уплотнения в плоскости деформирования может быть использована структура, состоящая из активного привода 1 управляемой упругой деформации и преобразующего пассивного элемента 2 (рис. 2.16) в виде стержня ориентированного относительно свободного конца под произвольным углом α , в ряде случаев возникает необходимость оценки соотношения между значениями радиальных и тангенциальных перемещений и усилий в зависимости от длины пассивного элемента L и угла α .

В соответствии с [46] перемещение λ некоторой точки криволинейного стержня определяется с помощью интеграла Мора, который представлен в виде:

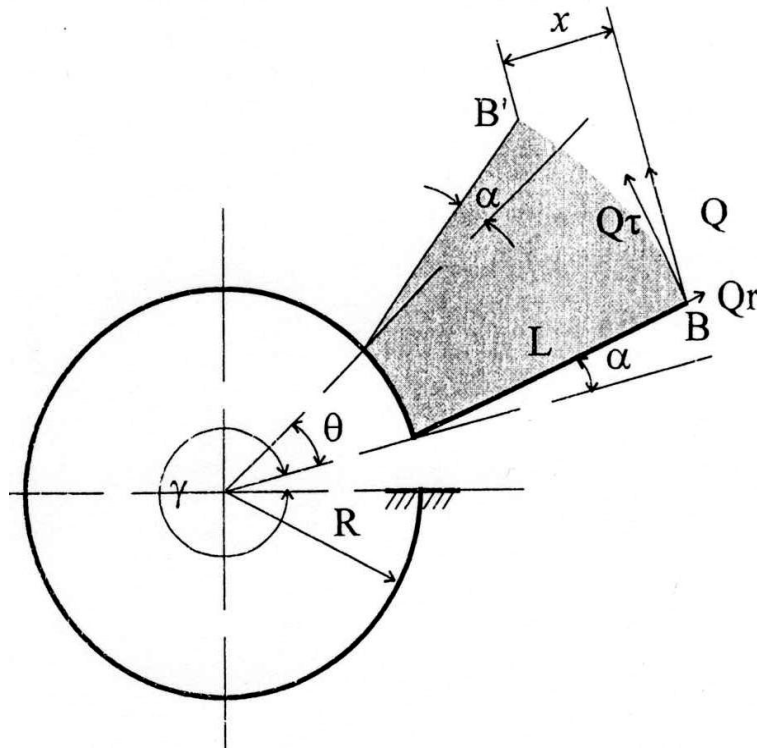


Рис. 2.16. Расчетная схема

$$\lambda = \int_{\theta} \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R} \right) M_1 R d\theta, \quad (2.13)$$

где R и R_1 – радиусы кривизны центральной оси стержня до и после деформации;

M_1 – изгибающий момент в произвольном сечении под углом θ от единичной силы, приложенной в направлении искомого перемещения.

После преобразования выражение (2.13) может быть представлено в виде:

$$\lambda = \frac{\Delta\gamma}{\gamma} \int_0^{\gamma} M_1 d\theta,$$

где $\frac{\Delta\gamma}{\gamma} = P \frac{1-\mu^2}{E} \frac{R^2}{bh} \left(1 - \frac{b^2}{a^2} \right) \frac{\alpha}{\beta + \chi^2}$, (см. (2.1)).

Для определения радиальной составляющей перемещения конца стержня L приложим единичную силу, создающую момент M_1

$$M_1 = 1(R \sin \theta - L \sin \alpha), \text{ а}$$

$$\lambda_r = \frac{\Delta \gamma}{\gamma} \int_0^\gamma (R \sin \theta - L \sin \alpha) d\theta = \frac{\Delta \gamma}{\gamma} (R - R \cos \gamma - L \gamma \sin \alpha) . \quad (2.14)$$

Аналогично может быть определена тангенциальная составляющая перемещения конца стержня длины L

$$\lambda_\tau = \frac{\Delta \gamma}{\gamma} \int_0^\gamma (R - R \cos \theta + L \cos \alpha) d\theta = \frac{\Delta \gamma}{\gamma} (R \gamma + L \cos \alpha - R \sin \gamma) .$$

Полное перемещение конца стержня определяется из следующего выражения:

$$\begin{aligned} \lambda_\Sigma &= \sqrt{\lambda_r^2 + \lambda_\tau^2} = \\ &= \frac{\Delta \gamma}{\gamma} \sqrt{(R - R \cos \gamma - L \gamma \sin \alpha)^2 + (R \gamma + L \cos \alpha - R \sin \gamma)^2} . \end{aligned} \quad (2.15)$$

Обозначим:

$$\sqrt{(R - R \cos \gamma - L \gamma \sin \alpha)^2 + (R \gamma + L \cos \alpha - R \sin \gamma)^2} = K$$

и согласно выражению (2.15), получим:

$$\lambda_\Sigma = P \frac{1 - \mu}{E} \frac{R^2}{bh} \left(1 - \frac{b^2}{a^2} \right) \frac{\alpha}{\beta + \chi^2} K . \quad (2.16)$$

Если рассмотреть эквивалентную схему деформации привода, которая происходит под действием внешнего усилия Q_τ , приложенного в точке

В, то изгибающий момент в произвольном сечении определяется из выражения:

$$M_Q = QX, \quad (2.17)$$

где X – плечо приложения силы Q .

Перемещение конца стержня длины L (точка В) может быть найдено на основе выражения:

$$R \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R} \right) d\theta = \frac{M_Q R}{C} d\theta,$$

где C – жесткость упругодеформируемого привода при изгибе.

Тогда выражение (2.13) может быть представлено в виде:

$$\lambda = \frac{R}{C} \int_0^\gamma M_Q M_1 d\theta. \quad (2.18)$$

Разложив силу Q на Q_r и Q_τ определим изгибающие моменты, создаваемые ими:

$$M_Q = Q_r (R \sin \theta - L \sin \alpha) + Q_\tau (R - R \cos \theta + L \cos \alpha). \quad (2.19)$$

Для определения радиальной составляющей перемещения λ_r конца стержня единичную силу направим по радиусу. Изгибающий момент от этой силы в произвольном сечении описывается выражением:

$$M_1 = 1(R \sin \theta - L \sin \alpha).$$

Тогда

$$\lambda_r =$$

$$\begin{aligned} & \frac{R}{C} \int_0^\gamma [Q_r (R \sin \theta - L \sin \alpha) + Q_\tau (R - R \cos \theta + L \cos \alpha)] (R \sin \theta - L \sin \alpha) d\theta = \\ & = \frac{Q_r R}{C} \left[\frac{R^2}{2} (\gamma - \sin \gamma \cos \gamma) + 2RL \sin \alpha (\cos \gamma - 1) + \gamma L^2 \sin^2 \alpha \right] + \\ & + \frac{Q_\tau R}{C} \left[R^2 (1 - \cos \gamma - \frac{1}{2} \sin^2 \gamma) + RL \cos \alpha (1 - \cos \gamma) - RL \gamma \sin \alpha + \right. \\ & \left. + RL \sin \alpha \cos \gamma - L^2 \gamma \sin \alpha \cos \alpha \right]. \end{aligned} \quad (2.20)$$

Аналогично определяется составляющая перемещения в направлении касательной:

$$M_1 = 1(R - R \cos \theta + L \cos \alpha), \quad (2.21)$$

$$\begin{aligned} \lambda_\tau &= \frac{R}{C} \int_0^\gamma [Q_r (R \sin \theta - L \sin \alpha) + Q_\tau (R - R \cos \theta + L \cos \alpha)] (R - R \cos \theta + L \cos \alpha) d\theta = \\ &= \frac{R}{C} Q_r \left[R^2 (1 - \cos \gamma - \frac{1}{2} \sin^2 \gamma) - RL \sin \alpha (\gamma - \sin \gamma) + RL \cos \alpha (1 - \cos \gamma) - L^2 \gamma \sin \alpha \cos \alpha \right] + \\ &+ \frac{R}{C} Q_\tau \left[\frac{\ell^2}{2} (3\gamma - 4 \sin \gamma + \sin \gamma \cos \gamma) + 2RL \cos \alpha (\gamma - \sin \gamma) + L^2 \gamma \cos^2 \alpha \right]. \end{aligned} \quad (2.22)$$

Если конец стержня соединен со свободным концом привода может поворачиваться и перемещаться в направлении оси R , а перемещение в направлении τ ограничено, то под действием дальнейшего повышения давления в полости привода будет развиваться тангенциальное усилие Q_τ .

$$Q_{\tau} = \frac{C_p \frac{1-\mu^2}{E} \frac{R}{bh} \left(1 - \frac{b^2}{a^2}\right) \frac{\alpha}{\beta + \chi} (R\gamma + L\gamma \cos \alpha - R \sin \gamma)}{\left[\frac{R^2}{2} [3\gamma - 4 \sin \gamma + \sin \gamma \cos \gamma + 2RL \cos \alpha (\gamma - \sin \gamma) + L^2 \gamma \cos^2 \alpha] \right]} \quad (2.23)$$

Радиальная составляющая усилия будет иметь вид:

$$Q_r = \frac{C_p \frac{1-\mu^2}{E} \frac{R^2}{bh} \left(1 - \frac{b^2}{a^2}\right) \frac{\alpha}{\beta + \chi} (R - R \cos \gamma - L\gamma \sin \alpha)}{\left[\frac{R^2}{2} (\gamma - \sin \gamma \cos \gamma) + 2RL \sin \alpha (\cos \gamma - 1) + \gamma L^2 \sin^2 \alpha \right]}. \quad (2.24)$$

2.4. Математическая модель быстрогодействия вакуумных клапанов и затворов на основе приводов управляемой упругой деформации

Быстродействие вакуумной коммутационной аппаратуры является одним из важных эксплуатационных параметров и, в ряде случаев, существенно влияет и на общий ритм работы оборудования в составе многомодульных комплексов и на физические параметры вакуумной среды в технологических системах оборудования.

В рассматриваемой ниже модели устанавливается связь между скоростью заполнения внутренней полости привода сжатым воздухом и соответствующим изменением объема привода в результате его деформации.

Дифференциальное уравнение, описывающее давление в полости наполнения упругодеформируемого привода имеет вид [75]:

$$k RT_M dG_M = kP dV + V dP, \quad (2.25)$$

где dG_M – количество газа (воздуха), втекающего во внутреннюю полость

привода управляемой упругой деформации из магистрали за определенное время;

T_m – температура газа, К;

V – объем деформируемой полости привода;

P – абсолютное давление сжатого воздуха в полости привода, МПа;

$k = \frac{C_P}{C_V}$ – показатель адиабаты, где

C_P – теплоемкость газа (воздуха) при постоянном давлении;

C_V – теплоемкость газа при постоянном объеме;

R – газовая постоянная, $R = 287$ Дж/кгК.

Уравнение (2.25) получено в предположении, что процесс истечения протекает при большой скорости и на относительно небольшом участке, что позволяет принять его адиабатическим.

Правильнее было бы считать этот процесс политропическим, но определение показателя политропы в рассматриваемом случае весьма затруднительно.

Зависимость, описывающая изменение объема внутренней полости привода управляемой упругой деформации, приведена в [46]:

$$\Delta V = V - V_0 = 12P \frac{1 - \mu^2}{E} \frac{R^3}{h} a \gamma \left(1 - \frac{b^2}{a^2} \right) \frac{h}{\beta + \chi}, \quad (2.26)$$

где P – давление сжатого воздуха в полости привода, МПа;

μ – коэффициент Пуассона;

E – модуль упругости материала привода, МПа;

V_0 – начальный объем привода до деформирования;

V, P – конечный (после деформирования) объем привода и давление в его внутренней полости;

\bar{R} – радиус кривизны центральной оси, мм;

γ – центральный угол привода, rad;

a, b – большая и малая полуоси поперечного сечения привода;

h, β – коэффициенты, зависящие от формы нормального поперечного сечения привода;

χ – главный параметр привода, $\bar{\chi} = \frac{Rh}{a^2}$.

Итак, уравнение (2.25) с учетом (2.26) записывается в виде:

$$\kappa RT_M dG_M = \kappa P 12 dP \frac{1 - \mu^2}{E} \frac{\bar{R} d^3}{h} a \gamma \left(1 - \frac{b^2}{a^2} \right) \frac{n}{\beta + \chi} + V dP. \quad (2.27)$$

Для упрощения дальнейших записей обозначим величину:

$$12 \frac{1 - \mu^2}{E} \frac{\bar{R}^3}{h} a \gamma \left(1 - \frac{b^2}{a^2} \right) \frac{h}{\beta + \chi} = A. \quad (2.28)$$

Тогда уравнение (2.27) будет иметь вид:

$$kRT_M dG_M = AkP dP + V dP. \quad (2.29)$$

Так как $V = V_0 + AP$, уравнение (2.27) запишется в виде:

$$kRT_M dG_M = AkP dP + V_0 dP + A_1 P dP = A_1(k + 1)P dP + V_0 dP. \quad (2.30)$$

Количество воздуха, поступающего во внутреннюю полость привода в единицу времени можно выразить через его расход, т.е.

$$dG_M = G_M dt, \quad (2.31)$$

Расход воздуха для надкритического режима, при котором удовлетворяется условие $0 < y < 0,528$, определяется по формуле [76,77]:

$$G_M = 0,396 \mu_T f \frac{P_M}{\sqrt{T_M}} \varphi(y), \quad (2.32)$$

и для подкритического режима, при котором $0 > y > 0,528$, по формуле:

$$G_M = 0,153 \mu_T f \frac{P_M}{T_M} \varphi(y) . \quad (2.33)$$

В формулах (2.32) и (2.33) приняты следующие обозначения:

G_M – расход воздуха, мм³/с;

μ_T – коэффициент расхода: $\mu_T = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi}}$, где $\xi = \frac{\lambda_{тр} l}{2d_T}$;

$\lambda_{тр}$ – приведенный коэффициент трения;

l_T – длина подводящего трубопровода;

d_T – внутренний диаметр подводящего трубопровода;

f – площадь отверстия подводящего трубопровода;

P_M – давление воздуха в магистрали;

$y = \frac{P}{P_M}$ – отношение текущего давления к давлению в магистрали;

$$\varphi(y) = \sqrt{y^\kappa - y^{\kappa+1}} .$$

Подставив в дифференциальное уравнение (2.31) (2.30), получим:

$$\kappa R T_M G_M dt = A_1 (\kappa + 1) P dP + V_0 dP . \quad (2.34)$$

В дальнейшем обозначим:

$$G_M \begin{cases} G_M^* & \text{- для надкритического режима;} \\ G_M & \text{- для подкритического режима.} \end{cases}$$

Определим время наполнения объема привода управляемой упругой деформации для надкритического режима:

Уравнение (3.34) при этом запишется в следующем виде:

$$\kappa R T_M 0,396 \mu_T f \frac{P}{\sqrt{T_T}} dt = A(\kappa + 1) P dP + V_0 dP . \quad (2.35)$$

Интегрируем и получим, принимая $t_0 = 0$:

$$\kappa R \sqrt{T_M} 0,396 \mu_T f t P_M = A(\kappa + 1) \frac{P_2^2 - P_1^2}{2} + V_0 (P_2 - P_1) ; \quad (2.36)$$

$$\kappa R \sqrt{T_M} 0,396 \mu_T f t = A(\kappa + 1) P_M \frac{y_2^2 - y_1^2}{2} + V_0 (y_2 - y_1) ,$$

где $y_1 = \frac{P_1}{P_M}$, $y_2 = \frac{P_2}{P_M}$ – соответствуют начальному и конечному давлению в полости привода, причем y_1 и y_2 меньше критического давления $y_k = 528$.

Из выражения (2.36) определяем время наполнения трубчатого привода для надкритического режима:

$$t = \frac{A(\kappa + 1) P_M \frac{y_2^2 - y_1^2}{2} + V_0 (y_2 - y_1)}{\kappa R \sqrt{T_M} 0,396 \mu_T f} . \quad (2.37)$$

Так как $y = \frac{P}{P_M}$, то $dy = \left(\frac{1}{P_M} \right) dP \Rightarrow dP = P_M dy$.

Тогда уравнение (2.35) для подкритического режима переписется в виде:

$$\kappa P \sqrt{T_M} 1,53 \mu_T f P_M dt = \frac{A(\kappa + 1) y dy + V_0 P_M dy}{\sqrt{y^{\frac{2}{\kappa}} - y^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}}} . \quad (2.38)$$

Интеграл в правой части можно представить как сумму двух интегралов:

$$a) \quad A_1(\kappa + 1) \int_{y_1}^{y_2} \frac{y \, dy}{\sqrt{y^\kappa - y^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}}} ;$$

$$б) \quad V_0 P_M \int_{y_1}^{y_2} \frac{dy}{\sqrt{y^\kappa - y^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}}} .$$

Интеграл б) легко считается, т.е.

$$\begin{aligned} V_0 P_M \int_{y_1}^{y_2} \frac{dy}{\sqrt{y^\kappa - y^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}}} &= -2V_0 P_M \int_{y_1}^{y_2} \sqrt{1 - y^{\frac{1-\kappa}{\kappa}}} = \\ &= -2V_0 P_M \left[\sqrt{1 - y_2^{\frac{1-\kappa}{\kappa}}} - \sqrt{1 - y_1^{\frac{1-\kappa}{\kappa}}} \right] . \end{aligned} \quad (2.39)$$

Рассмотрим интеграл а) :

$$A_1(\kappa + 1) \int_{y_1}^{y_2} \frac{y \, dy}{y^{\frac{1}{\kappa}} \sqrt{1 - y^{\frac{1-\kappa}{\kappa}}}} = A(\kappa + 1) \int_{y_1}^{y_2} y^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} (1 - y^{\frac{1-\kappa}{\kappa}})^{\frac{1}{2}} dy . \quad (2.40)$$

Неопределенный интеграл

$$\int y^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} (1 - y^{\frac{1-\kappa}{\kappa}})^{\frac{1}{2}} dy \quad (2.41)$$

может быть представлен через конечную комбинацию элементарных функций в следующем случае:

$$\frac{1 - \frac{1}{\kappa} + 1}{1 - \frac{1}{\kappa}} = \frac{2\kappa - 1}{\kappa - 1} = 2 + \frac{1}{\kappa - 1} = e \dots \dots \dots \kappa = \frac{2e - 1}{2e - 3} = 1 + \frac{2}{2e - 3},$$

где e – целое число.

В этом случае $\kappa = 1 + \frac{1}{(e - 2)}$ и мы получим ряд значений κ , для которых интеграл (2.41) выполняется через элементарные функции $\kappa = 0; 2; 1,5; 1\frac{1}{3}; 1,25$ и так далее.

Если полость трубчатого привода заполняется газом, показатель адиабаты которого совпадает с одним из перечисленных значений κ , то (2.41) может быть представлен через комбинацию элементарных функций через подстановку: $1 - y^{\frac{1}{\kappa}} = x^2$.

$$2 + \frac{1}{\kappa - 1} - \frac{1}{2} = e ; \dots \dots \dots \frac{3}{2} + \frac{1}{\kappa - 1} = e, \text{ где } e \text{ – целое число.}$$

Здесь, как и в предыдущем случае можно перечислить те κ , для которых интеграл представляется в виде конечной комбинации элементарных функций. Рассмотрим случаи воздуха и двухатомных газов, для которых $\kappa = 1,4$ и $e = 4$.

Используем постановку $y^{\frac{1-\kappa}{\kappa}}$:

$$y^{\frac{1}{\kappa} - 1} - 1 = x^2;$$

$$y^{\frac{1}{\kappa}} = \frac{1}{x^2 + 1};$$

$$1 - y^{\frac{1}{\kappa}} = \frac{x^2}{x^2 + 1};$$

$$\left(\frac{1}{\kappa} - 1\right) y^{\kappa} \frac{1}{y^{\kappa-2}} dy = 2x dx;$$

$$dy = \frac{\kappa}{1-\kappa} 2xy^{2-\frac{1}{\kappa}} dx = \frac{\kappa}{1-\kappa} 2x \left(\frac{1}{x^2+1}\right)^{\frac{2\kappa-1}{\kappa} \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1}} dx = \frac{\kappa}{1-\kappa} 2x \left(\frac{1}{x^2+1}\right)^{\frac{9}{2}} dx ,$$

где $\kappa = 1,4$.

Подинтегральное выражение запишется в виде:

$$\frac{1}{x^2+1} \frac{\sqrt{x^2+1}}{x} \frac{\kappa}{\kappa-1} 2x \left(\frac{1}{x^2+1}\right)^{\frac{9}{2}} = \frac{\kappa}{1-\kappa} 2 \left(\frac{1}{x^2+1}\right)^5 .$$

Итак, интеграл (2.41) можно представить в виде:

$$\frac{2\kappa}{1-\kappa} \int \frac{dx}{(1+x^2)^5} .$$

Вычислим:

$$\begin{aligned} \int \frac{dx}{(x^2+1)^5} &= \\ &= \frac{Ax^7 + Bx^6 + Cx^5 + Dx^4 + Ex^3 + Fx^2 + Gx + J}{(x^2+1)^4} + \int \frac{Ax+B}{x^2+1} dx . \end{aligned} \quad (2.42)$$

Неопределенные коэффициенты многочленов, стоящих в правой части (2.42), вычисляются при помощи дифференцирования тождества. В результате получаем:

$$\int \frac{dx}{(x^2+1)^5} = \frac{\frac{7}{11}x^7 + \frac{7}{3}x^5 + \frac{511}{165}x^3 + \frac{4}{11}x}{(x^2+1)^4} + \arctg x + C .$$

Окончательно интеграл (2.42) запишется в виде:

$$A(\kappa + 1) \frac{2\kappa}{1 - \kappa} \left[\frac{\frac{7}{11}x_2^7 + \frac{7}{3}x_2^5 + \frac{511}{165}x_2^3 + \frac{4}{11}x_2}{(x_2^2 + 1)^4} + \right. \\ \left. + \frac{7}{11}(\arctg x_2 - \arctg x_1) - \frac{\frac{7}{11}x_1^7 + \frac{7}{3}x_1^5 + \frac{511}{165}x_1^3 + \frac{4}{11}x_1}{(x_1^2 + 1)^4} \right] = L, \quad (2.43)$$

где $x_1 = \sqrt{\frac{1 - y_1^{2/7}}{y_1^{2/7}}}$;

$$x_2 = \sqrt{\frac{1 - y_2^{2/7}}{y_2^{2/7}}} .$$

Итак, в условиях подкритического режима время наполнения объема привода управляемой упругой деформации, т.е. время перемещения и соответственно быстродействие привода клапана или затвора находится из выражения (2.38) и (2.43), т.е.

$$t = \frac{L - 2V_0 P_M \left(\sqrt{1 - y_2^{1-\frac{1}{\kappa}}} - \sqrt{1 - y_1^{1-\frac{1}{\kappa}}} \right)}{\kappa R \sqrt{T_M} 1,53 \mu_T f} . \quad (2.44)$$

Отметим, что уравнение (2.44) используется в том случае, когда оба значения y_1 и y_2 больше критического, равного 0,528.

Расчет быстродействия вакуумных затворов на основе приводов управляемой упругой деформации замкнутого контура отличается лишь расчетом приращения объема внутренней полости – ΔV .

Если каждая дуга привода, образующая его контур, имеет централь-

ный угол γ (см. рис. 2.4), то выражение для определения ΔV имеет вид:

$$\Delta V = 4 \cdot 12 p \frac{1 - \mu}{E} \frac{R^2}{h} a \gamma \left(1 - \frac{b^2}{a^2} \right) \frac{n}{\beta + x^2} \eta ,$$

где η – коэффициент, учитывающий влияние кривых эффектов в местах герметичного соединения полых дуг и трубки, подводящей энергоноситель $\eta \approx 0,75 \div 0,8$.

Остальные обозначения указаны в (2.1÷2.4).

2.5. Компьютерное исследование математической модели быстрогодействия клапанов и затворов

Математическая модель быстрогодействия клапанов и затворов на основе приводов управляемой упругой деформации исследовалась с целью установления зависимости времени их срабатывания от различных конструктивных и эксплуатационных факторов в условиях переходных подкритического и надкритического режимов течения энергоносителя в процессе работы.

Наибольший практический интерес представляет собой получение зависимости быстрогодействия от геометрических параметров приводов, таких как радиус кривизны центральной оси, геометрическая форма и размеры нормального поперечного сечения, толщины стенки привода, величины центрального угла, диаметра и длины подводящей трубки, вида энергоносителя и других факторов, которые в совокупности определяют быстроту действия*.

* Программа исследования математической модели быстрогодействия в соответствии с (2.37) и (2.44) написана на языке dos.TURBO BASIC V, 10 Borland INK.

На рис. 2.17 приведен базовый график, иллюстрирующий зависимость быстрогодействия привода клапана от давления во внутренней полости привода при температуре 293 К.

Граница перехода от надкритического к подкритическому режиму работы при давлении сжатого воздуха в магистрали 0,8 МПа соответствует давлению, обозначена 0,422 МПа и представлена на графике точкой В, а время достижения граничного давления составляет 0,01 с.

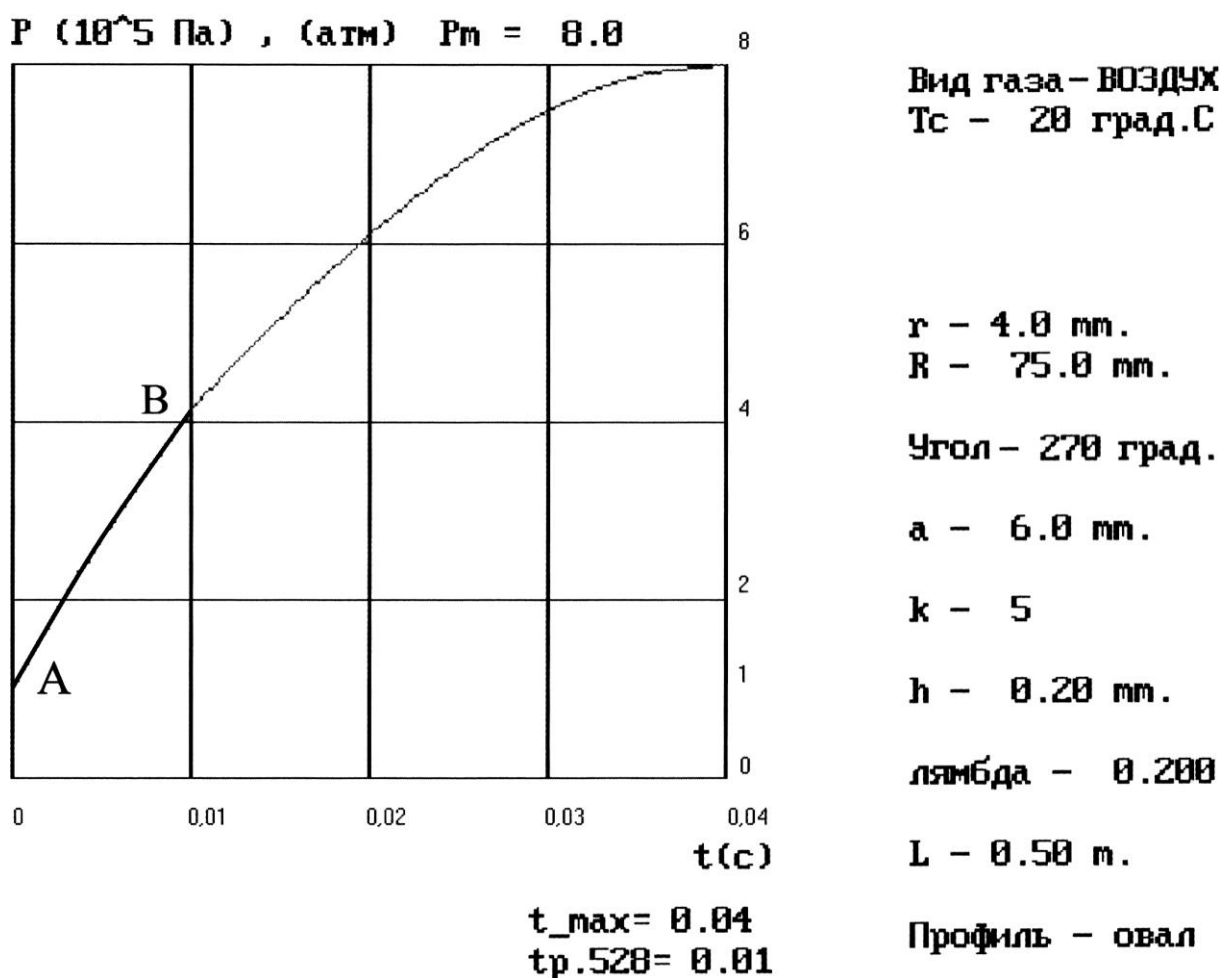


Рис. 2.17. Зависимость скорости срабатывания привода от давления в нём
(В – граница перехода от надкритического к подкритическому режиму течения газа)

График зависимости быстродействия от изменения радиуса кривизны R центральной оси привода при магистральном давлении $P = 0,8$ МПа показывает существенную зависимость быстродействия привода от этого параметра (рис. 2.18), которое увеличивается при изменении R от 100 до 160 мм почти в 2 раза.

График зависимости быстродействия для значений центрального угла γ в диапазоне $360 \div 180^\circ$, то есть для одновитковых и многовитковых приводов иллюстрируется рис. 2.19 и дает представление о том, что продолжительность срабатывания привода незамкнутого контура по мере уве-

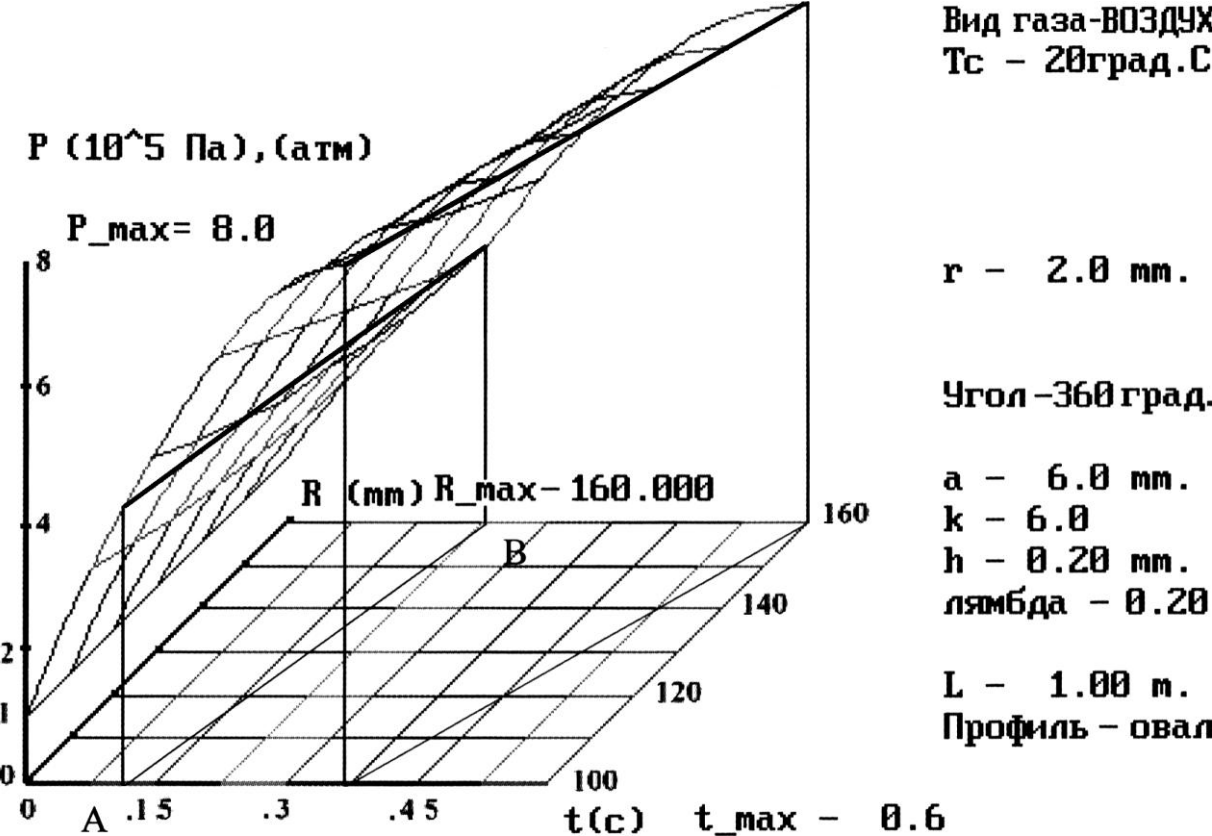
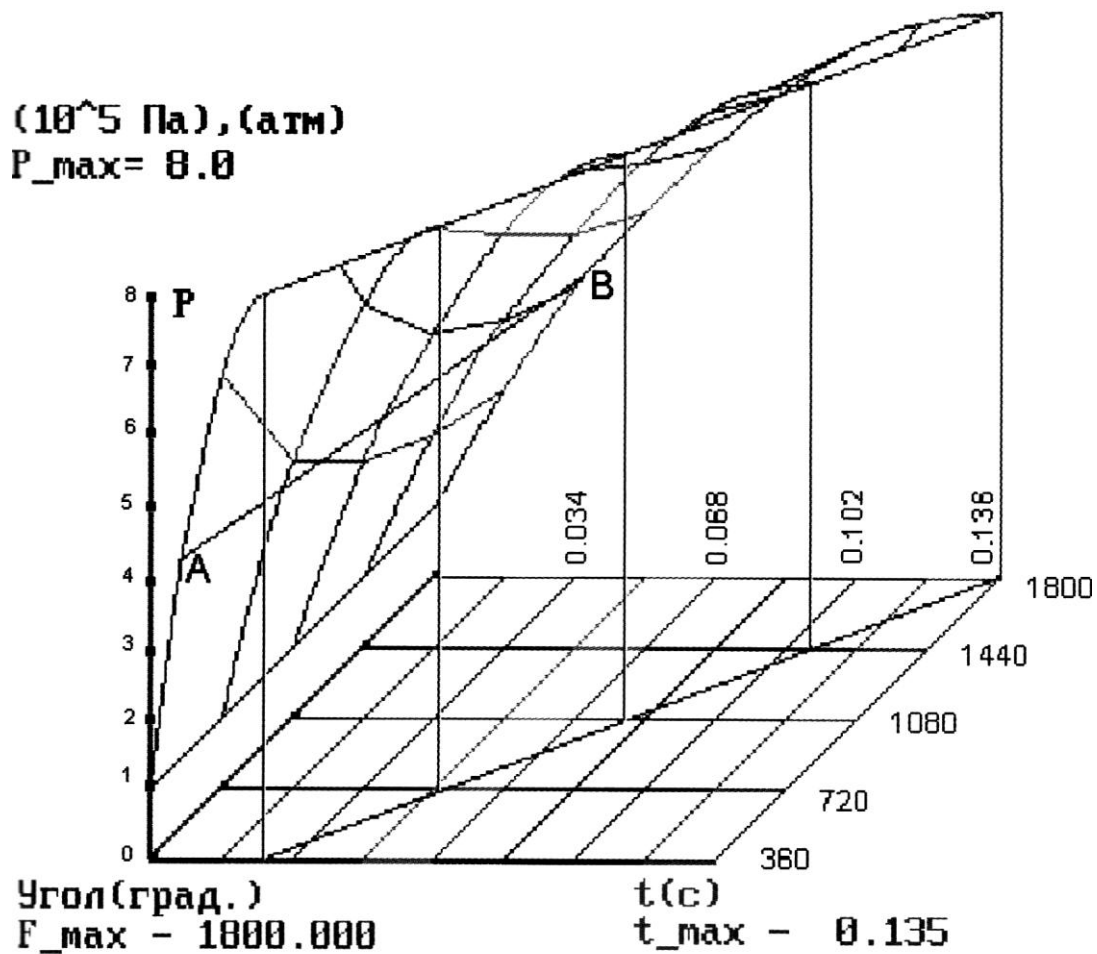


Рис. 2.18. Зависимость скорости срабатывания привода от давления в нём и от изменения (R) радиуса кривизны центральной оси привода (AB – граница перехода от надкритического к подкритическому режиму течения газа)



Вид газа – ВОЗДУХ
 $T_c = 20$ град.С
 $r = 4.0$ мм.
 $R = 75$ мм.
 $a = 6.0$ мм.

$k = 5.0$
 $h = 0.20$ мм.
 $\lambda = 0.20$
 $L = 0.50$ м.
 Профиль – овал

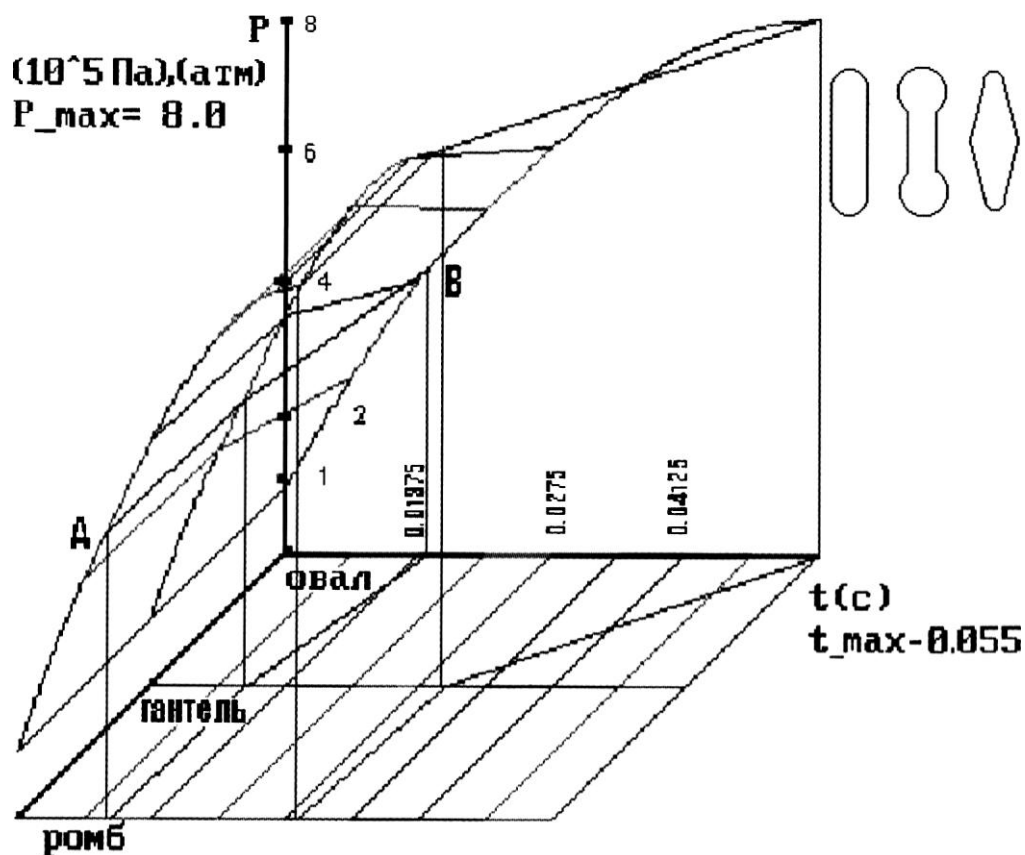
Рис. 2.19. Зависимость скорости срабатывания привода от давления в нём и от величины центрального угла γ (АВ – граница перехода от надкритического к подкритическому режиму течения газа)

личения центрального угла увеличивается практически пропорционально за счет увеличения объема внутренней полости.

Интересные данные получены при исследовании влияния на быстро-

действие вида нормального поперечного сечения при постоянном соотношении его большой и малой оси, толщины стенки, радиуса кривизны центральной оси, перемещения λ и центрального угла γ (рис. 2.20).

Как можно было предположить быстрое действие в данном случае зависит от чувствительности привода, определяемой жесткостью формы сечения.



Вид газа - ВОЗДУХ
 T_c - 28 град.С
 r - 4.0 мм.
 R - 75 мм.

a - 6.0 мм.
 k - 5.0
 h - 0.20 мм.
 λ - 0.20

Угол - 270 град.

L - 1.00 м.

Рис. 2.20. Зависимость скорости срабатывания от профиля привода (AB – граница перехода от надкритического к подкритическому режиму течения газа)

Из графиков видно, что наибольшей чувствительностью обладают приводы, выполненные на основе ромбического сечения, близка к нему форма нормального поперечного сечения в виде гантели и наименьшей чувствительностью и соответственно быстродействием характеризуются приводы, имеющие в сечении плоскоовальную форму.

Можно утверждать, что существенное повышение быстродействия будет иметь место при использовании сварных конструкций приводов, рассмотренных в работах С. Малярова.

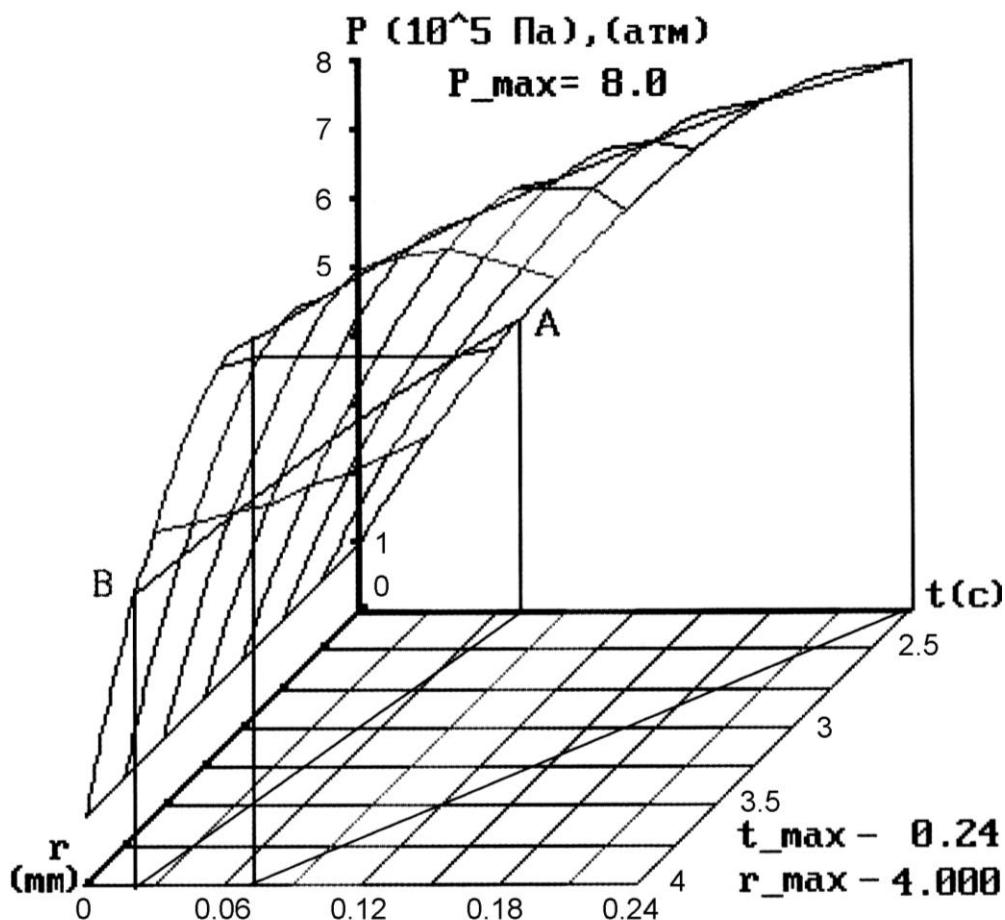
При конструировании клапанов и затворов неизбежно наличие трубопроводов подводящих энергоноситель к приводу, причем при необходимости развязки движений для системы переноса и создания усилия уплотнения возникает необходимость применения многовитковых подводящих трубок, играющих одновременно роль компенсаторов, что в свою очередь неизбежно создает сопротивление потоку энергоносителя и оказывает влияние на быстродействие.

Результаты исследования влияния диаметра подводящей трубки и давления в магистрали на быстроту действия привода показано на рис. 2.21, который иллюстрирует резкое обратно пропорциональное квадрату радиуса трубки снижение быстродействия.

Одновременное влияние радиуса и длины подводящей трубки на быстроту действия представлено на рис. 2.22.

Геометрические размеры привода аналогичны приведенным на рис. 2.21.

Из графика видно, что при изменении длины подводящей трубки от 0,5 до 4 м быстродействие уменьшается обратно пропорционально коэффициенту расхода, который, в свою очередь, зависит от приведенного коэффициента трения потока о внутреннюю поверхность подводящего канала, то есть от состояния его поверхности.



Вид газа - ВОЗДУХ
 Tс - 20град.С
 Профиль - овал
 R - 100 мм.
 Угол - 270 град.

a - 6.0 мм.
 k - 5.0
 h - 0.20 мм.
 лямбда - 0.20
 L - 1.00 м.

Рис. 2.21. Зависимость скорости срабатывания привода от давления в нём и диаметра подводящего трубопровода (AB – граница перехода от надкритического к подкритическому режиму течения газа)

Зависимость, иллюстрирующая влияние на быстроту действия толщины стенки привода и давления энергоносителя, приведена на рис. 2.23, из которого видно, что в диапазоне толщин стенки привода от 0,15 до 0,3

разница в быстродействии составляет 23,5 % от максимального значения (t_{\max}) при давлении в полости привода 1,2 МПа (АВ – граница перехода от надкритического к подкритическому режиму течения газа).

Зависимость быстродействия привода от вида энергоносителя приведена на рис. 2.24, который свидетельствует о том, что использование водорода в качестве рабочего газа позволяет увеличить быстроту действия в 5 раз (АВ – граница перехода от надкритического к подкритическому режиму течения газа).

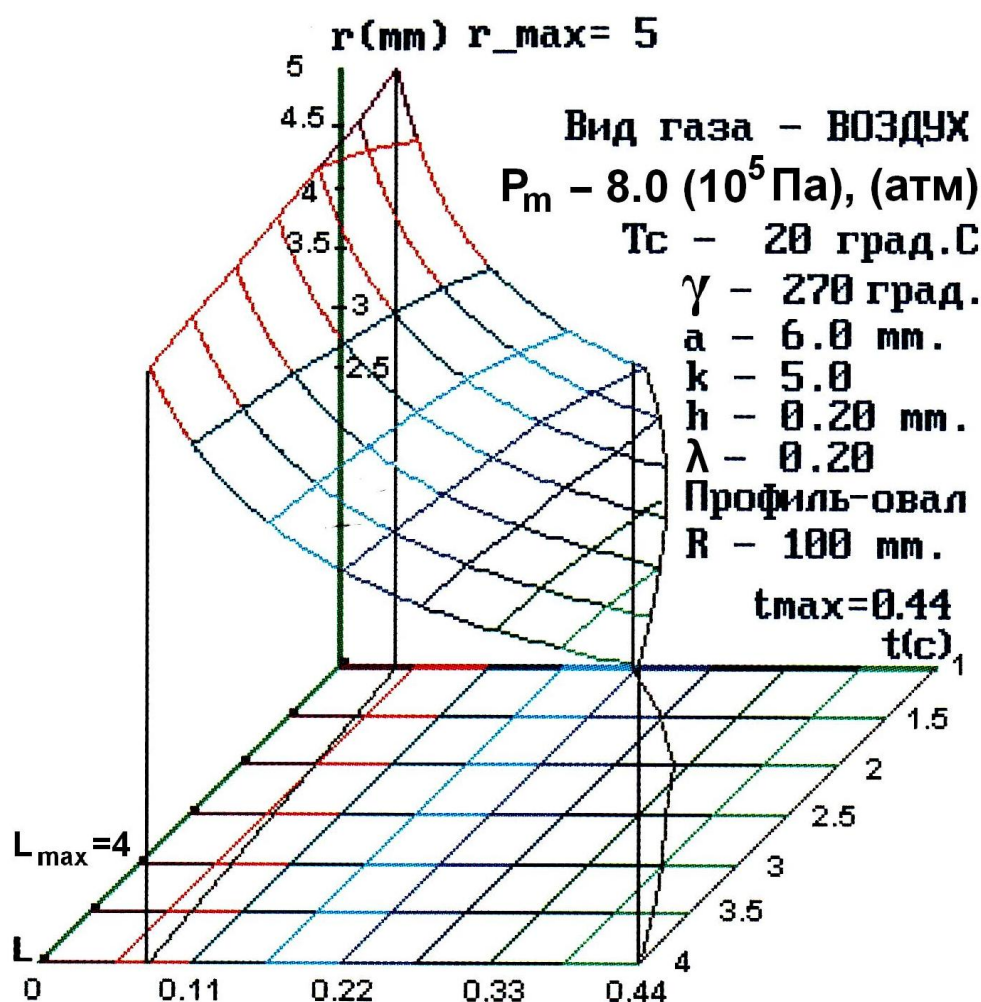


Рис. 2.22. Зависимость скорости срабатывания привода от радиуса (r) и длины (ℓ) подводящей трубки

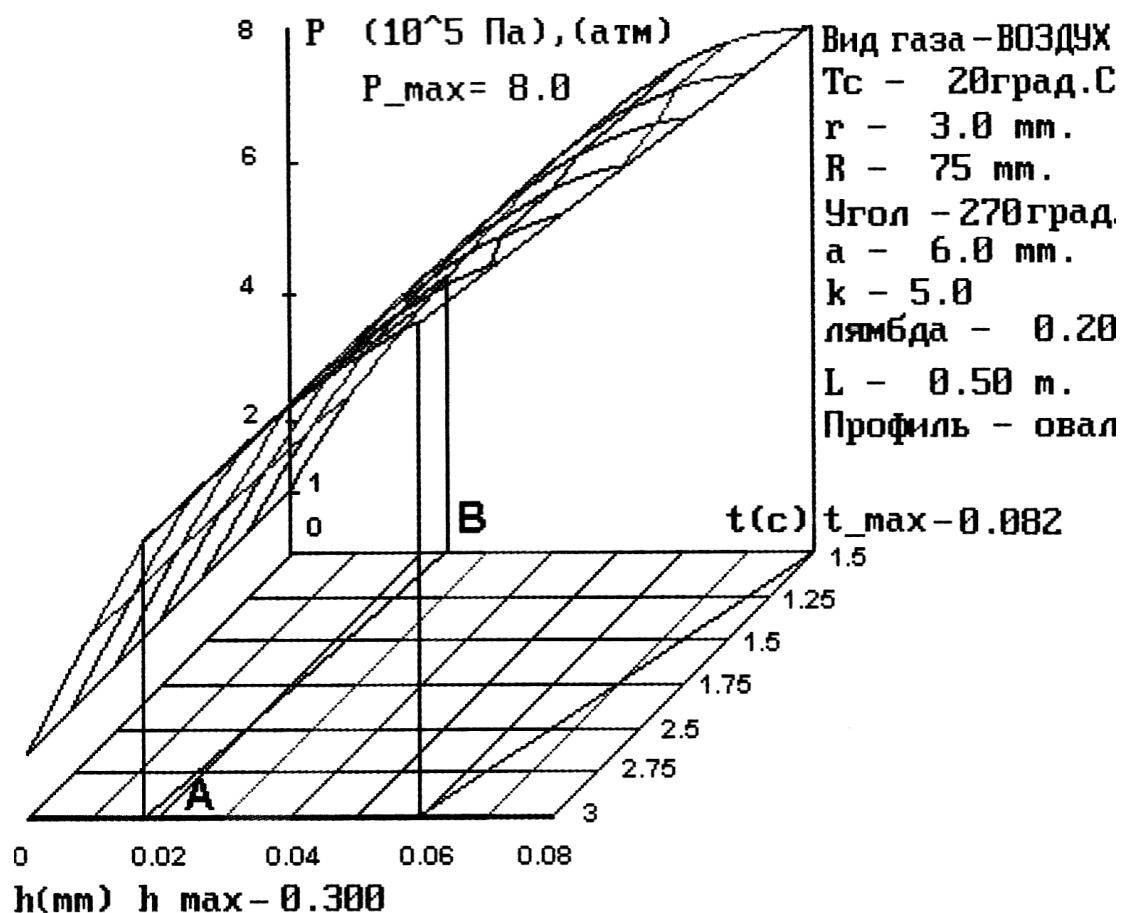


Рис. 2.23. Зависимость скорости срабатывания привода от давления в нём и толщины его стенки

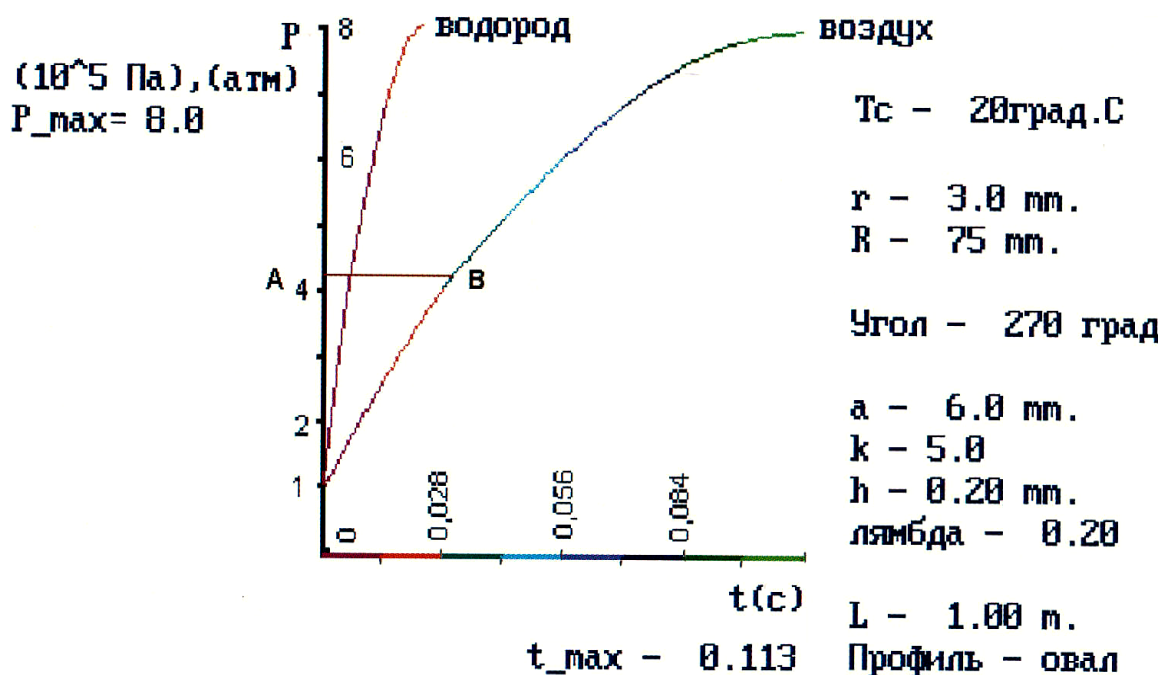


Рис. 2.24. Зависимость скорости срабатывания привода от давления и вида энергоносителя

Полученный результат имеет важное практическое значение в связи с перспективностью использования в качестве автономных пневмоисточников для герметичных приводов управляемой упругой деформации термосорбционных компрессоров на основе обратимо взаимодействующих сплавов-накопителей водорода.

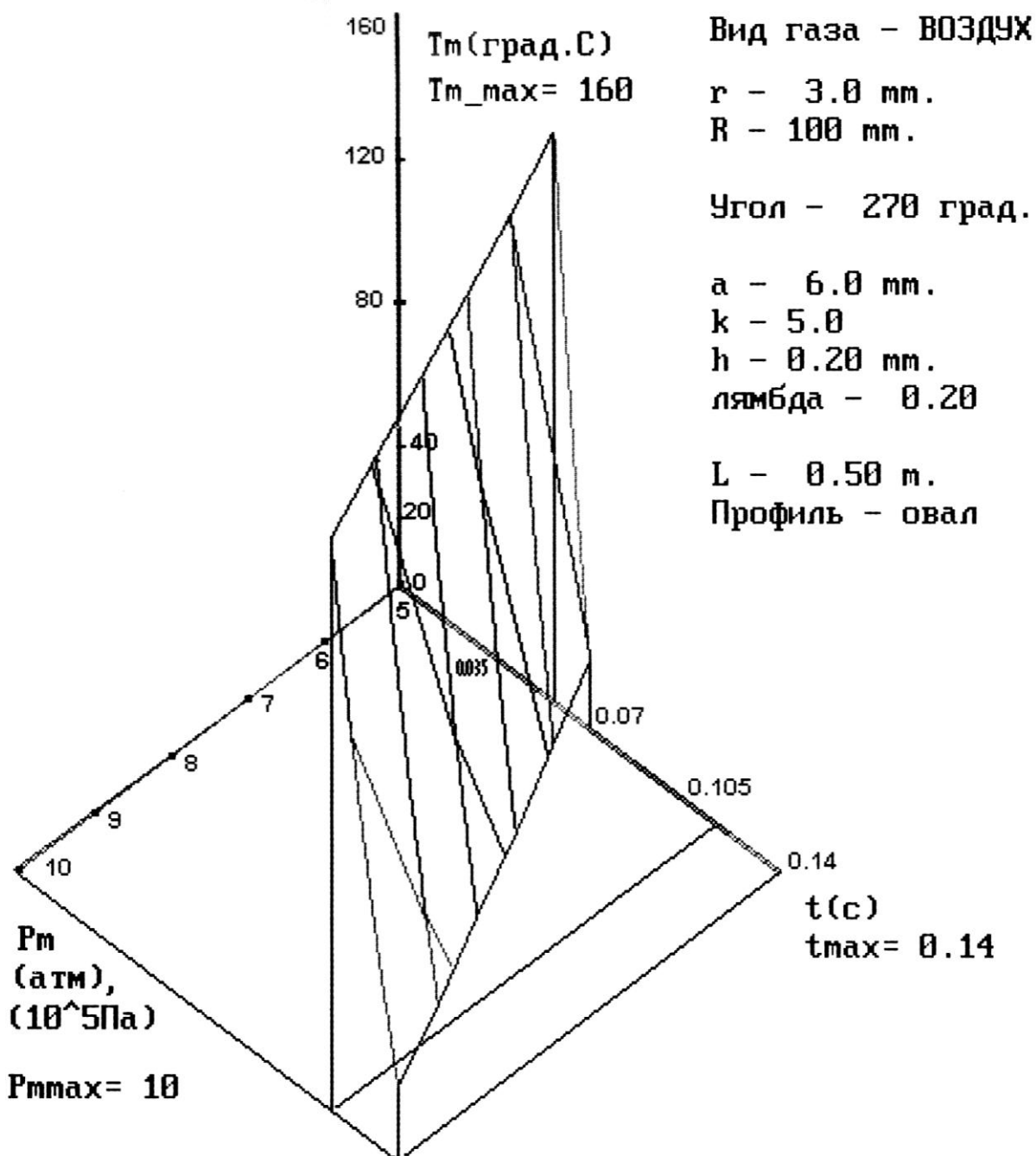


Рис. 2.25. Зависимость быстрогодействия от температуры и магистрального давления

Зависимость быстрodeйствия от температуры, что может иметь место в периоды обезгаживания вакуумных систем или при проведении высокотемпературных технологических процессов, приведена на рис. 2.25.

Например, в пределах температуры $293 \div 433$ К при заданных (неизменных) параметрах привода, значения быстроты действия колеблются от t_{\max} в сторону уменьшения на 30% при рабочем давлении в магистрали 1,0 МПа.

Зависимость быстрodeйствия от таких параметров, как различное сочетание размеров нормального поперечного сечения привода, представлена на рис. 26.

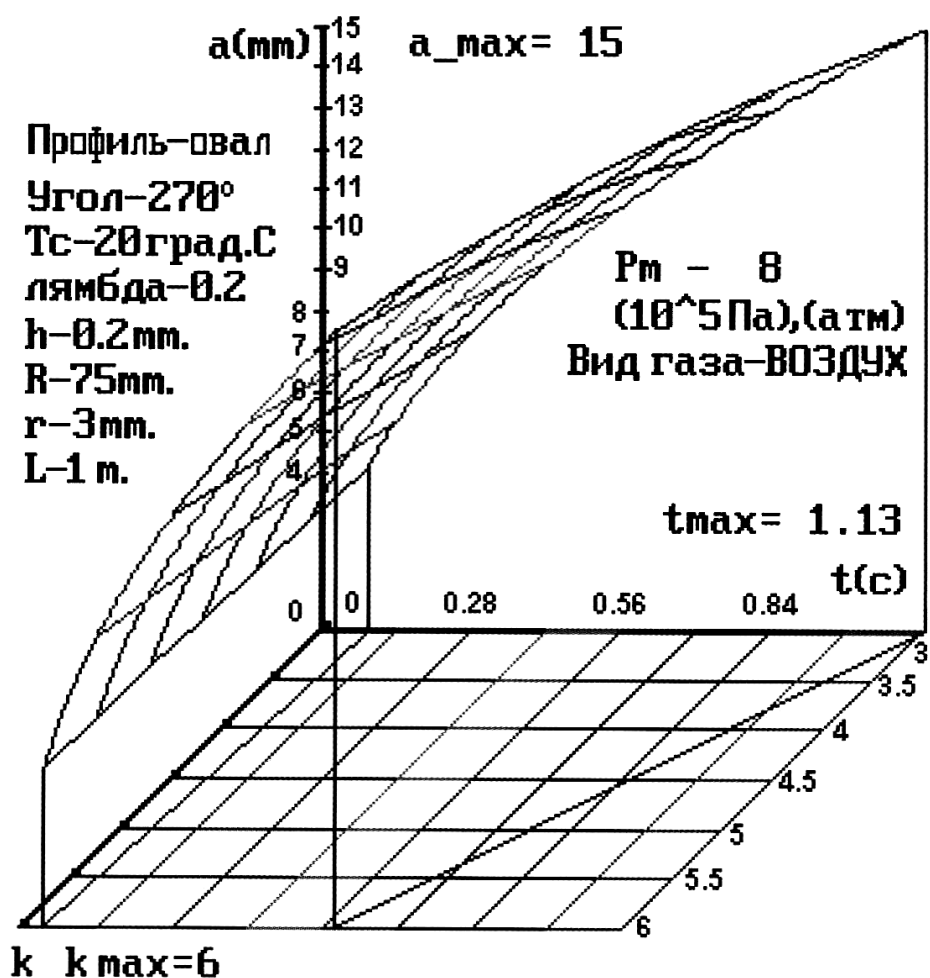


Рис. 2.26. Зависимость быстрodeйствия от размера большой полуоси привода a и соотношения большой и малой полуосей $\kappa = a/b$

2.6. Математическая модель герметичного уплотнения вакуумных объемов при молекулярном режиме течения газа

2.6.1. Постановка задачи исследования

Приоритетными параметрами, характеризующими эффективность действия вакуумной запорной аппаратуры, предназначенной для перекрытия последовательно-расположенных высоковакуумных объемов (камер) в многомодульных линиях и кластерных комплексах, являются уровень герметичности и надежность в условиях малых перепадов давления при повторно кратковременном режиме работы.

Герметичность определяется величиной допустимого газового потока через уплотнение, а надежность числом циклов безотказной работы, которое оценивается, как правило, износом уплотнителя.

Износ, в свою очередь, прежде всего зависит от величины воздействующего на уплотнитель усилия, которое должно быть минимально необходимым. При этом величина усилия, передаваемого на уплотнитель, не только определяет требования к конструкции при допустимом значении потока, но и саму возможность создания облегченных конструкций клапанов и затворов вплоть до бескорпусных вариантов.

В связи с этим в работе поставлена и решена задача создания математической модели уплотнения при условии малых перепадов давления в области высокого вакуума

Многими исследователями и специалистами, работающими в области теории и практики вакуумной техники, предлагались различные модели уплотнения.

Для металлического контактного уплотнения двух поверхностей, что

в принципе возможно при малых перепадах давления, автором работы [78] предложена зависимость, связывающая основные параметры уплотнения:

$$Q = \frac{h_m^3 P}{9,23 \eta b} \left[1 - 5,08 \left(\frac{q_0 - \frac{m}{2}}{K_r} \right)^{\frac{2}{11}} \right],$$

где Q – поток газа (жидкости);

h_m – максимальная высота микронеровностей;

P – перепад давления;

b – ширина уплотняемой поверхности;

q_0 – удельное давление;

η – коэффициент вязкости газа (жидкости), для разреженного газа может не учитываться*;

$$K_r = \frac{1,75 E r^{\frac{1}{2}} h_m^{\left(\frac{3}{2}\right)}}{\Delta A_a (1 - \mu^2)},$$

где E – модуль упругости;

r – радиус закругления выступа;

ΔA_a – номинальная площадь, приходящаяся на один микровыступ;

μ – коэффициент Пуассона.

В работе [79] приводится модель уплотнения, расчетная схема которого приведена на рис. 2.27.

Для определения усилия деформации микровыступов, необходимого для обеспечения заданного значения натекания в вакуумный объем сделаны следующие допущения:

* примечание авторов

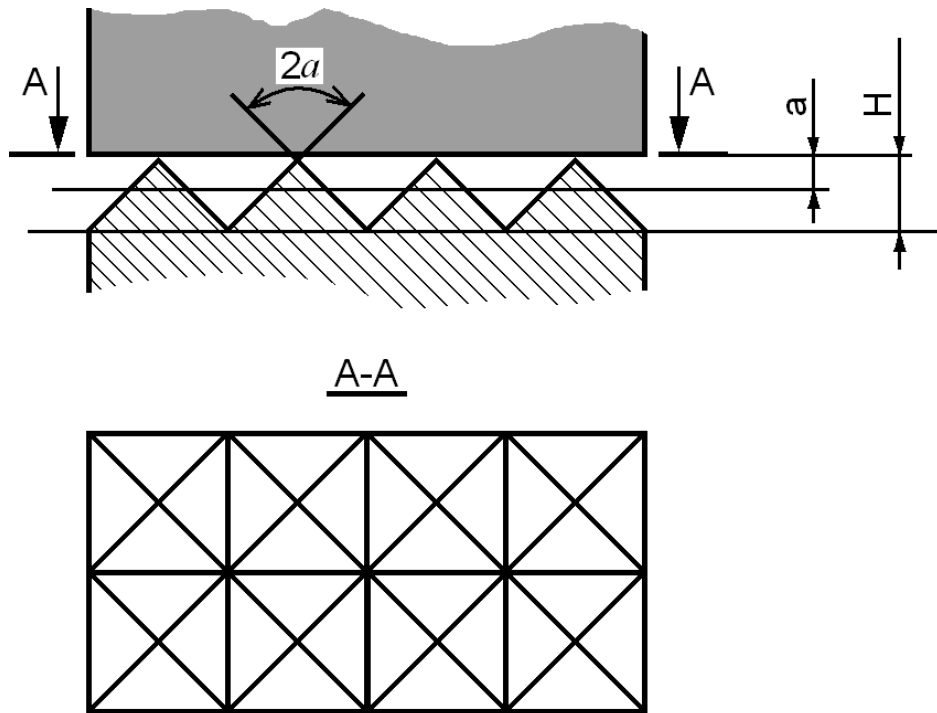


Рис. 2.27. Расчетная модель герметизируемой поверхности

- герметизируемая поверхность идеально гладкая;
- микровыступы уплотнения имеют форму пирамиды с углом при вершине $2\alpha = 150^\circ$, а в основании пирамиды лежит квадрат;
- высота микровыступов постоянна и равна H ;
- возможность появления узких и глубоких рисок мала;
- основания микровыступов лежат в одной плоскости.

При уплотнении металлических поверхностей в процессе деформации имеет место их упрочнение.

Для расчета усилия на единицу длины уплотнения предлагается следующая зависимость:

$$F = Bh \left[1 - \left(\frac{Q_1}{K_\Gamma K_\Phi} \right)^{\frac{1}{3}} \right]^{n+2},$$

здесь F – усилие уплотнения на единицу длины уплотнителя;

$$B = E\varepsilon_s^{n-1},$$

где ε_s – обобщенная относительная деформация микровыступов;

E – модуль упругости материала уплотнителя;

n – показатель степени ($0 \leq n \leq 1$); для идеально упругих материалов

$n = 1$, для идеально пластичных $n = 0$;

h – ширина уплотнителя;

$$K_r, K_\phi - \text{факторы газа и формы: } K_r = \Delta P v_{\text{ap}}; \quad K_\phi = 0.22 \frac{H^2}{h},$$

где v_{ap} – среднеарифметическая скорость молекул;

H – высота микровыступов;

$$Q_1 = U_0 \Delta P,$$

здесь ΔP – перепад давлений;

U_0 – общая проводимость стыка.

В работах [80,81] предложена зависимость проводимости разборного вакуумного соединения с эластичным уплотнителем:

$$U = 1,93 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{T}{M}} \frac{2\pi}{\ln \frac{r_0}{r_i}} \frac{A^2}{812} K_\ell^{-3 \frac{F}{K_r}},$$

где U – проводимость зазора;

T – температура;

M – молекулярный вес газа;

r_0, r_i – наружный и внутренний радиусы контура уплотнения;

A – высота микронеровностей;

K_ℓ – вид дефектов поверхности;

F – давление на прокладку;

K_r – коэффициент уплотнения.

В этой упрощенной зависимости форма поверхности не анализиру-

ется, а учитываются лишь микронеровности на ней.

Стратиневский Г.Г. [82] представил уплотняемые поверхности в виде набора сферических сегментов R и основанием " a ", и вывел формулу зависимости проводимости через контактную поверхность в функции геометрических размеров металлического уплотнителя и его физико-механических свойств, шероховатости поверхности и удельного давления герметизации.

Авторы работы [83] моделировали поверхность набором пирамид, функция распределения которых по высоте определяется опорной кривой. Недостатком модели является сложность определения и учета волнистости опорной поверхности.

Рот и Инбар [84] подошли к рассмотрению процесса герметизации через оценку скорости натекания в зависимости от величины усилия герметизации и введения понятия силового цикла уплотнения.

В зависимости от деформации уплотняемых элементов силовой цикл может иметь три вида (рис. 2.28).

В работе [85] приводится обобщенное уравнение уплотнения герметизируемых поверхностей, связывающее между собой усилие герметизации и проводимость микрогеометрии этих поверхностей:

$$U = 0,366 \frac{H_{\text{макс}}^2 \beta}{\ln \frac{r_2}{r_1} (2,5 + 3K_1) x_{\text{cp}}^2} \left\{ x_{\text{cp}}^2 \left[\frac{2K}{n+2} + \frac{1,25 - K_1}{(n+1)^2} - \frac{n(1,25 - K_1)}{(n+2)(n+1)^2} \right] + \right. \\ \left. + \frac{2x_{\text{cp}} (K_1 n + 1,25)}{(n+1)^2} \sqrt{\frac{2qK_2(n-1)}{(n+2)\beta B} - \frac{(2\sigma_1^2 + x_{\text{cp}}^2)(n+1)}{n+2}} - \right. \\ \left. - \frac{2\sigma_1^2(1,25 + K_1)}{(n+2)(n+1)} + \frac{2qK_2(1,25 - K_1)}{(n+2)(n+1)\beta B} - (x_{\text{cp}}^2 - \sigma_1^2)(1,25 + K_1) \right\},$$

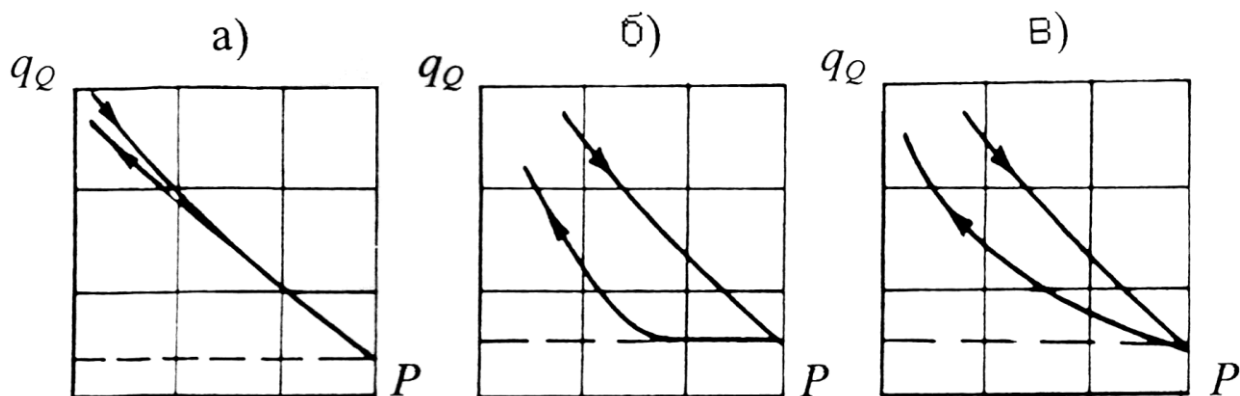


Рис. 2.28. Основные формы силового цикла [84]:

а—соответствует упругой деформации уплотняемых элементов;

б—соответствует пластической деформации прокладки и упругой деформации уплотняемых элементов;

в—соответствует частично упругой деформации контактирующего слоя прокладки и упругой деформации обеих уплотняемых деталей;

q_0 —поток натекания;

P —прикладываемое усилие

где $H_{\text{макс}}$ — наибольшая высота микровыступов, см;

β — коэффициент, учитывающий отличие площади сечения от площади контакта при рассматриваемом сближении;

r_1, r_2 — радиусы внутренней и внешней окружности соответственно для кольцевой герметизируемой поверхности, см;

$$K_1 = C \left(1 - \frac{c^2}{2 \cdot 11 \cdot 3} + \frac{c^4}{2^2 \cdot 21 \cdot 5} - \frac{c^6}{2^3 \cdot 31 \cdot 7} \dots \right),$$

где $C = \frac{1 - x_{\text{ср}} - \varepsilon}{\sigma_1},$

$x_{\text{ср}}$ — отношение среднеарифметической к наибольшей высоте микровыступов;

$\varepsilon = \frac{a}{H_{\max}}$ – относительное сближение герметизируемых поверхностей;

a – сближение контактируемых поверхностей;

$\sigma_1 = \frac{\sigma}{M_{\max}}$ – среднеквадратичное отклонение микровыступов по высоте;

σ – среднеквадратичное отклонение микровыступов в распределении;

n – показатель степени в зоне упруго-пластического деформирования материала микровыступов,

$n = 0,2 \div 0,3$;

$q = \frac{N}{A_n}$ – удельное давление герметизации;

A – площадь герметизируемой поверхности;

N – усилие герметизации;

$$K_2 = \frac{(x_{\text{ср}}^2 + \sigma^2)\sqrt{2\pi}}{\frac{\sqrt{2\pi}}{2} - K_1} ;$$

B – коэффициент пропорциональности между напряжением и деформацией при упруго-пластическом деформировании микровыступов.

На рис. 2.29 приведена зависимость величины газового потока через уплотнение от удельного усилия герметизации, полученное различными авторами. Из графиков видно, что экспериментальные и теоретические значения газового потока, проникающего через уплотнение в области начального процесса герметизации совпадают в каждой модели, что объясняется одинаковым подходом к решению задачи.

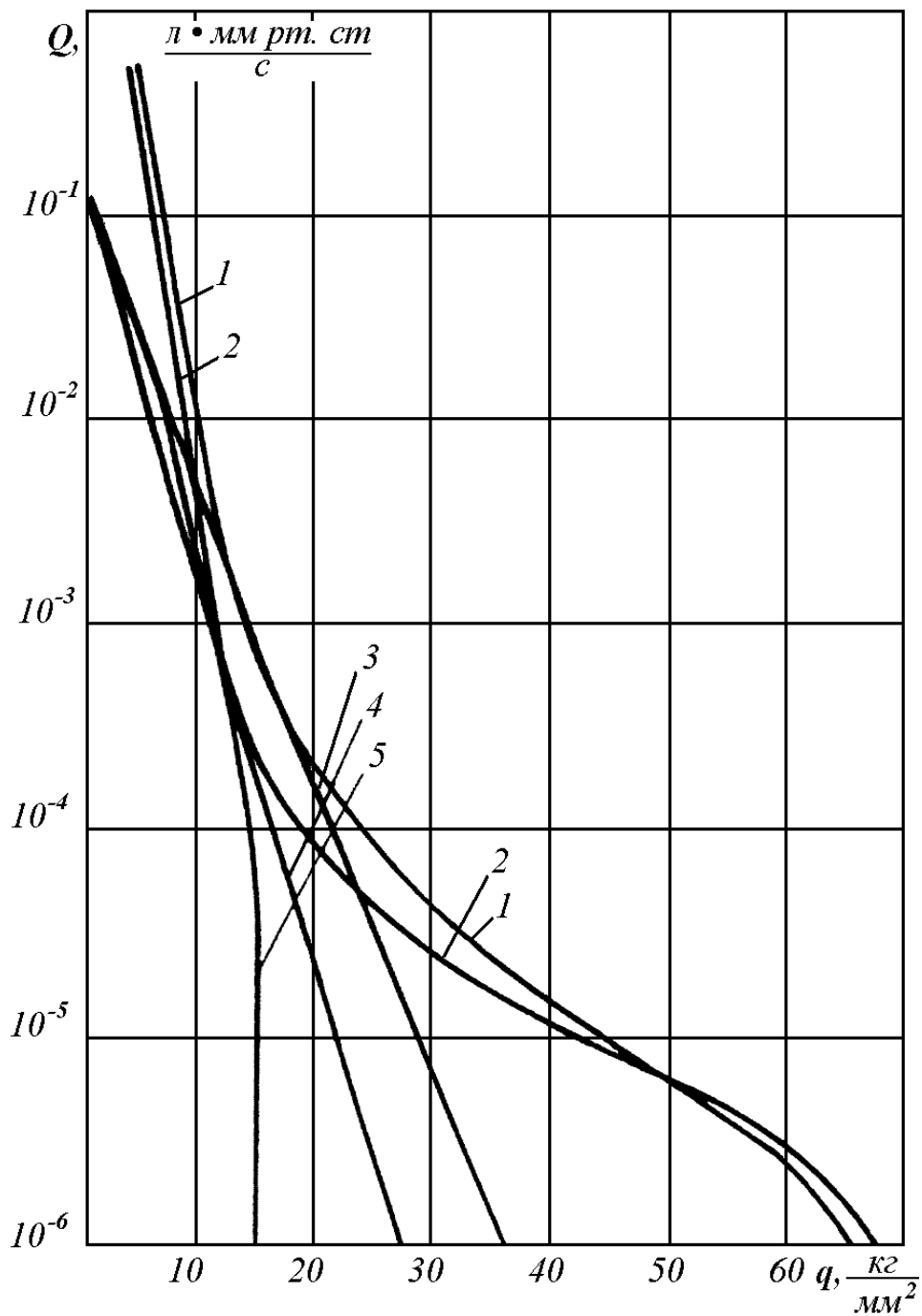


Рис. 2.29. Зависимость натекания от давления герметизации [85]:
 1—экспериментальная кривая, полученная Печатниковым;
 2—расчетная кривая, полученная им же;
 3,4—расчетные кривые для нагартованной и отожженной
 медных прокладок [85];
 5—расчетная кривая по Стратиневскому [82]

В то же время в области малых газовых потоков расходимость теоретических и экспериментальных данных существенна, что свидетельствует о необходимости уточнения модели и проведения дальнейших работ в области математического моделирования и экспериментальных исследований уплотнения.

Из приведенного обзора видно, что в настоящее время нет единой физической модели уплотнения.

Например, моделирование поверхности микровыступов в виде правильно расположенных пирамид не учитывает влияния на формирование поверхности обрабатывающего оборудования, хотя эту модель как и все другие нельзя отвергать.

2.6.2. Основы построения модели

В то же время представляется целесообразным форму поверхности в сечении представить в виде некоторой волнистой поверхности, характерную для различных видов обработки.

В соответствии с этим предлагается модель уплотнения, в которой микровыступы представляют собою некоторую периодическую структуру (рис. 2.30).

При построении модели приняты следующие допущения:

- 1) Герметизируемая поверхность идеально гладкая.
- 2) Профиль имеет форму цилиндрической поверхности, длина образующей которой равна b , основание поверхности лежит в параллельных плоскостях.
- 3) Возможность появления узких и глубоких рисок мала.
- 4) Основания микровыступов лежат в одной плоскости.

Зависимость между напряжениями и деформациями в поверхност-

ном слое имеет вид степенной функции:

$$\sigma = B\varepsilon^n,$$

где

$$B = \frac{\sigma_s}{\varepsilon_s^n} = E\varepsilon_s^{1-n}. \quad (2.45)$$

Здесь ε – обобщенная относительная деформация микровыступов;

σ – напряжение в зоне контакта;

σ_s – предел текучести материала уплотнителя;

ε_s – относительная деформация микровыступа, соответствующая напряжению σ_s , $0 \leq n \leq 1$ (для идеально пластичных материалов $n = 0$, а для идеально упругих $n = 1$;

E – модуль упругости материала уплотнителя.

Контактные напряжения для выбранной модели уплотнения при воздействии удельного давления q определяются по формуле:

$$\sigma = \frac{q}{S/S_0}, \quad (2.46)$$

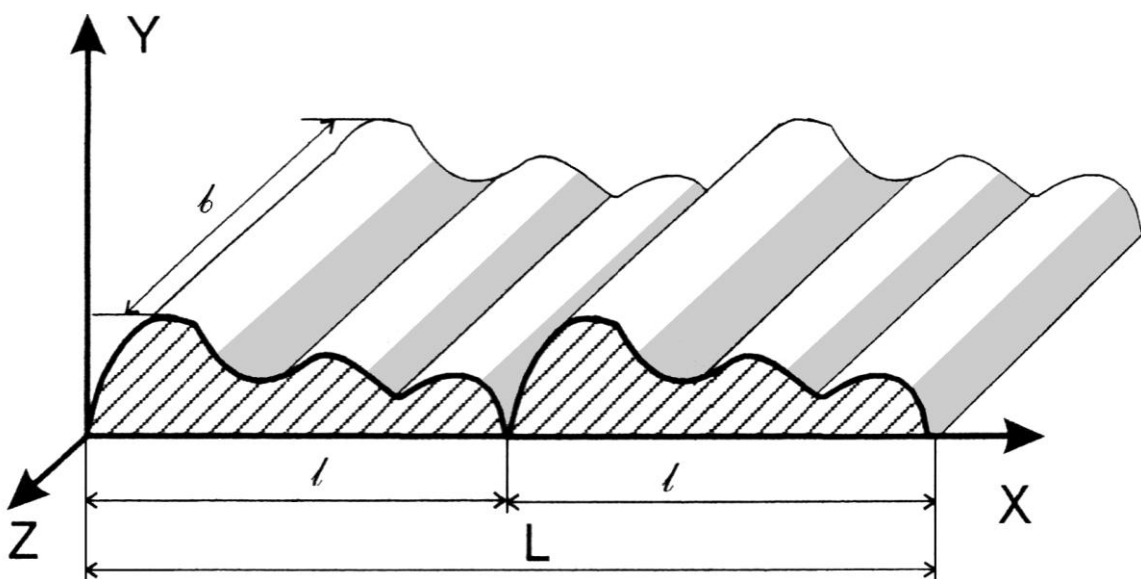


Рис. 2.30. Периодическая структура микровыступов

где S – площадь деформированных микровыступов;

$$S_0 = \ell b .$$

2.6.3. Расчет относительной деформации поверхности уплотнения

На рис. 2.31 показан один из элементов периодической структуры, изображенной на рис. 2.29: H – максимальная величина амплитуды профиля поверхности; точки x_1 x_0 получаются в результате решения уравнения $f(x) = H - a$

$$\frac{S}{S_0} = \frac{(x - x_0)}{b} = K^2 . \quad (2.47)$$

Решение уравнения $f(x) = H - a_1$ позволяет определить точки пересечения x'_0, x'_1, x_2, x_3 .

При этом величина K^2 вычисляется по формуле:

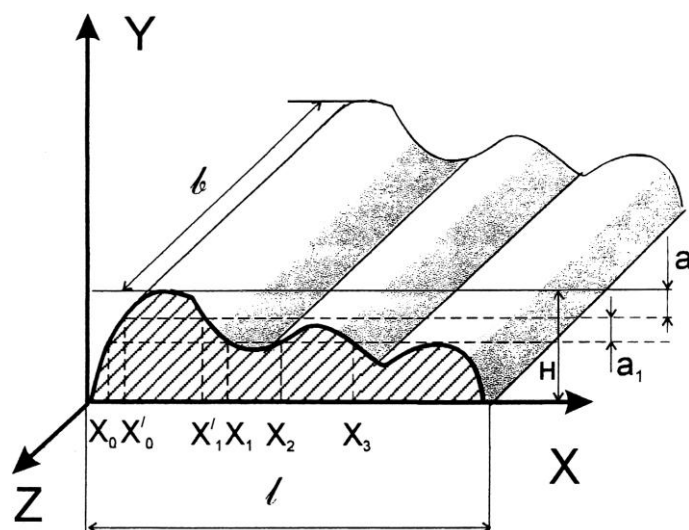


Рис. 2.31. Элемент периодической структуры уплотняемых элементов

$$\frac{(x'_1 - x'_0)b + (x_3 - x_2)b}{lb} = \frac{(x'_1 - x'_0) + (x_3 - x_2)}{l}. \quad (2.48)$$

Величина $x_2 - x'_1$ не участвует в определении относительной деформации, так как на интервале (x'_1, x_2) $f(x) < h - a_1$.

Из этих рассуждений понятно, что для нахождения относительной деформации профиля нужно решать уравнение $f(x) - H + a = 0$.

Допустим, это точки x_1, x_2, \dots, x_n , где $(x_{i+1} > x_i)$. На каждом из интервалов (x_i, x_{i+1}) проверяем выполнение неравенства $f(x) > H - a$. Если это неравенство не выполняется, то интервал (x_i, x_{i+1}) не участвует в определении относительной деформации микровыступов.

Итак,

$$\frac{S}{S_0} = \frac{\sum_{i=0}^{n-1} (x_{i+1} - x_i) | f(x) > H - a}{l}. \quad (2.49)$$

Здесь S – площадь деформации на одном участке периодической структуры;
 $S_0 = l b$.

В результате имеем, что для каждого значения a (или $\frac{a}{H}$) получаем значение $\frac{S}{S_0}$. Для получения функциональной зависимости $\frac{S}{S_0} = \varphi\left(\frac{a}{H}\right)$ мы располагаем рядом точек, которые обрабатываем методом наименьших квадратов с использованием известных функциональных зависимостей.

Далее подставляем в формулу (2.46) величину $\frac{S}{S_0} = \varphi\left(\frac{a}{H}\right)$. Получаем

$$\sigma = \frac{q}{\varphi\left(\frac{a}{H}\right)} = \frac{q}{\varphi(\varepsilon)}. \quad (2.50)$$

Сравнивая формулы (2.45) и (2.50) получаем $\varepsilon = \psi(Bq)$.

Рассмотрим задачу нахождения тригонометрического многочлена наилучшего среднеквадратичного приближения на дискретном множестве точек.

Функция

$$\Phi_m(y) = \alpha_0 + \sum_{p=1}^m \left(\alpha_p \cos p \frac{2\pi}{\ell} y + \beta_p \sin p \frac{2\pi}{\ell} y \right), \quad (2.51)$$

где α_p и β_p – числовые коэффициенты, называется тригонометрическим многочленом порядка m .

Задача нахождения тригонометрического многочлена наилучшего среднеквадратичного приближения на дискретном множестве точек состоит в следующем:

$$D = \{x_i\}_{i=0}^n, \quad (2.52)$$

где $x_i = \frac{2\pi i}{n+1}$, $i = 0, 1, \dots, n$;

если $y = \frac{\ell}{2\pi} x$, $y_i = \frac{\ell}{n+1} i$, $i = 0, 1, \dots, n$.

Положим $\varphi(x)=1$, $\varphi_p(x) = \cos px$, $\psi_p(x) = \sin px$, $p = 1, 2, \dots, m$,

или $\varphi\left(\frac{2\pi}{\ell} y\right) = 1$, $\varphi_p\left(\frac{2\pi}{\ell} y\right) = \cos p \frac{2\pi}{\ell} y$,

$\psi_p\left(\frac{2\pi}{\ell} y\right) = \sin p \frac{2\pi}{\ell} y$, $p = 1, 2, \dots, m$.

Тригонометрическая система функций (2.52) ортогональна на дискретном множестве

$$[0, \ell] \supset \left\{ \frac{\ell}{n+1} i \right\}_{i=0}^n, \quad (2.53)$$

в смысле скалярного произведения

$$(f, g) = \frac{1}{n+1} \sum_{i=0}^n f(y_i) g(y_i). \quad (2.54)$$

Так как имеет место

$$\begin{aligned} (\varphi_j, \varphi_\kappa) &= 0, \quad j = 0, 1, \dots, m, \quad \kappa = 1, 2, \dots, m, \\ (\varphi_r, \varphi_s) &= 0, \quad r \neq s, \quad (\psi_t, \psi_q) = 0, \quad t \neq q, \\ (\varphi_0, \varphi_0) &= 1, \quad (\varphi_p, \varphi_p) = (\psi_p, \psi_p) = \frac{1}{2}, \quad p = 1, 2, \dots, m \leq \frac{n}{2}. \end{aligned} \quad (2.55)$$

Поэтому коэффициенты тригонометрического многочлена наилучшего среднеквадратического приближения функции f на дискретном множестве (2.53) имеющего вид:

$$\Phi_m(y) = \alpha_0 + \sum_{p=1}^m \left(\alpha_p \cos p \frac{2\pi}{\ell} y + \beta_p \sin p \frac{2\pi}{\ell} y \right), \quad (2.56)$$

находится по формулам

$$\begin{aligned} \alpha_0 &= \frac{1}{n+1} \sum_{i=0}^n f\left(\frac{\ell}{n+1} i\right), \\ \alpha_p &= \frac{2}{n+1} \sum_{i=0}^n f\left(\frac{\ell}{n+1} i\right) \cos p \frac{\ell}{n+1} i, \\ \beta_p &= \frac{2}{n+1} \sum_{i=0}^n f\left(\frac{\ell}{n+1} i\right) \sin p \frac{\ell}{n+1} i, \quad p = 1, 2, \dots, m. \end{aligned} \quad (2.57)$$

При этом среднеквадратичное отклонение f от Φ_m равно

$$\rho(f, \Phi_m) = \sqrt{\frac{1}{n+1} \sum_{i=0}^n f^2\left(\frac{\ell}{n+1}i\right) - \alpha_0^2 - \frac{1}{2} \sum_{p=1}^m (\alpha_p^2 + \beta_p^2)} . \quad (2.58)$$

Формулы (2.56) и (2.57) позволяют построить функцию по измерениям профиля поверхности на одном из участков периодической структуры. Измерения производятся в точках $\left\{\frac{\ell}{n+1}i\right\}_{i=0}^n \subset [0, \ell]$.

Итак в качестве функции $f(x)$, которая использовалась при нахождении относительной деформации поверхности можно взять

$$f(x) = \alpha_0 + \sum_{p=1}^m \left(\alpha_p \cos p \frac{2\pi}{\ell} x + \beta_p \sin p \frac{2\pi}{\ell} x \right), \quad (2.59)$$

$$x \in [0, n\ell],$$

где $n\ell$ – длина герметизируемой поверхности.

2.6.4. Расчет проводимости элементарного канала в молекулярном режиме течения

Поток газа Q , протекающий через канал проводимости, имеющий вид одного из элементов периодической структуры (рис. 2.30) был получен Кнудсенom [79,80] и равен:

$$Q = \frac{4}{3} \frac{V_{\text{ap}}(P_1 - P_2)}{\int_0^b \frac{B}{A^2} dz}, \quad (2.60)$$

где P_1 и P_2 – давление газа в начале и в конце канала соответственно ($P_1 > P_2$);

$$V_{\text{ap}} = \sqrt{\frac{8\kappa T}{\pi m}} ;$$

m – масса молекулы;

B – периметр трубопровода;

A – площадь поперечного сечения трубопровода.

Точки x_0 и x_1 получаются в результате решения уравнения

$$f(x) = H(1 - \varepsilon).$$

На рис. 2.32 показано сечение канала проводимости.

Для канала постоянного поперечного сечения проводимость вычисляется по формуле:

$$U = \frac{Q}{P_1 - P_2} = \frac{4V_{\text{ap}}}{3 \int_0^b \frac{B_1}{A^2} dz} = \frac{4V_{\text{ap}} A^2}{3B_1 b}. \quad (2.61)$$

Определим площадь поперечного сечения, заштрихованного на рис. 2.28. Изложенная ниже методика может быть применена для любой формы поперечного сечения.

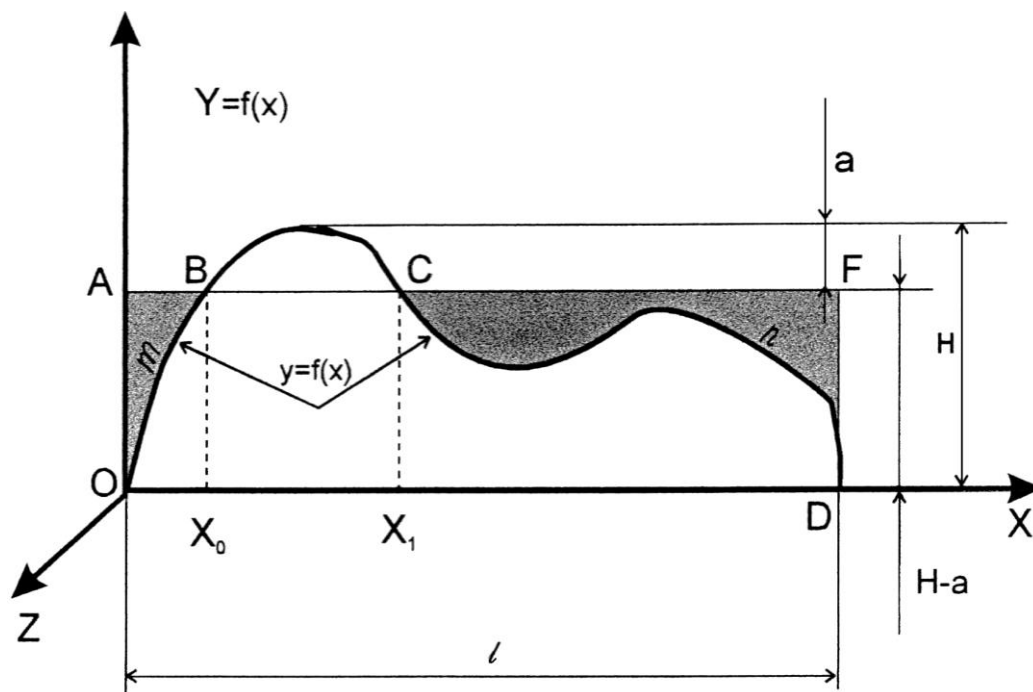


Рис. 2.32. Расчётная схема герметизирующей поверхности с периодической структурой

Отметим, что в заштрихованной области $f(x) < H - a = H(1 - \varepsilon)$.

Площадь O_mBA определяем по формуле:

$$S_{O_mBA} = (H - a)x_0 - \int_0^{x_0} f(x) dx = H(1 - \varepsilon)x_0 - \int_0^{x_0} f(x) dx ,$$

где O_mB – участок кривой профиля сечения поверхности.

Площадь C_nDF равна

$$S_{C_nDF} = (H - a)(\ell - x_1) - \int_{x_1}^{\ell} f(x) dx = H(1 - \varepsilon)(\ell - x_1) - \int_{x_1}^{\ell} f(x) dx ,$$

где S_{C_nDF} – площадь C_nDF ;

x_0 и x_1 зависят от ε , то есть $x_0 = \lambda(\varepsilon)$, $x_1 = \gamma(\varepsilon)$.

Итак, площадь поперечного сечения канала вычисляется по формуле:

$$A = (H - a)(x_0 + \ell - x_1) - \int_0^{x_0} f(x) dx - \int_{x_1}^{\ell} f(x) dx . \quad (2.62)$$

Найдем периметр канала B_1 .

Длина O_mBA определяется:

$$L_{O_mBA} = (H - a) + x_0 + \int_0^{x_0} \sqrt{1 + [f'(x)]^2} dx .$$

Длина C_nDF равна:

$$L_{C_nDF} = (\ell - x_1) + (H - a) + \int_{x_1}^{\ell} \sqrt{1 + [f'(x)]^2} dx .$$

Окончательно получаем:

$$B_1 = 2(H - a) + x_0 + (\ell - x_1) + \int_0^{x_0} \sqrt{1 + [f'(x)]^2} dx + \int_{x_1}^{\ell} \sqrt{1 + [f'(x)]^2} dx . \quad (2.63)$$

Вычислим проводимость реального уплотнения, имеющего по оси x длину h , а по z – длину L .

По аналогии с электрическими цепями, в вакуумной технике при приближенном рассмотрении процессов течения газа принимается, что проводимость элемента не зависит от его расположения среди других элементов. Тогда для N параллельно соединенных элементов с проводимостями u_i можно определить общую проводимость:

$$U_0 = \sum_{i=1}^N u_i . \quad (2.64)$$

Для N последовательно соединенных элементов получим общую проводимость:

$$U_0 = \left(\sum_{i=1}^N \frac{1}{u_i} \right)^{-1} . \quad (2.65)$$

Пусть единицей измерения является величина l и $b = s l$. В реальном уплотнителе имеем $\frac{h}{l}$ элементов проводимости $u_i = 4 \frac{V_{\text{ap}} A^2}{3B_1 b}$, соединенных параллельно, где A и B_1 вычисляются по формулам (2.62) и (2.63) и $\frac{L}{b}$ элементов той же проводимости, соединенных последовательно. Теперь можно определить проводимость реального уплотнения размером $\frac{h}{L}$, используя формулы (2.64) и (2.65):

$$\tilde{u}_{0i} = \sum_{i=1}^{N=\frac{h}{\ell}} u_i = \frac{h}{\ell} u_i . \quad (2.66)$$

$$U_0 = \left(\sum_{i=1}^{N=\frac{L}{b}} \frac{1}{\tilde{u}_{0i}} \right)^{-1} = \frac{L}{b} \left(\frac{1}{\tilde{u}_{0i}} \right)^{-1} = \frac{L\ell}{bh} u_i = \frac{L\ell}{S\ell h} u_i = \frac{1}{S} \frac{L}{h} u_i . \quad (2.67)$$

Пример:

Рассмотрим поверхность, микровыступы которой имеют вид цилиндрической поверхности и образуют периодическую структуру, длина образующей которой равна b , основания микровыступов лежат в одной плоскости, одна из направляющих является прямой $y = kx$ при $y > 0$, $0 \leq x \leq l$. Остальные направляющие получаются сдвигом прямой $y = kx$ вдоль оси x (рис. 2.33,а).

$$\text{Уравнение } kx = H - a \Rightarrow x_0 = \frac{H - a}{k} ,$$

но так как $P = \kappa l$, то $\kappa = \frac{H}{l}$ и тогда

$$x_0 = \frac{H - a}{H} l = (1 - \varepsilon) l , \text{ а } l - x_0 = \varepsilon l .$$

Площадь деформации одного элемента периодической структуры равна $b\varepsilon l = s$.

$$\frac{S}{S_0} = \varepsilon \text{ и } \sigma = \frac{q}{\varepsilon} .$$

С другой стороны $\sigma = B\varepsilon^n$ согласно (2.45), тогда

$$\frac{q}{\varepsilon} = B\varepsilon^n; \quad \varepsilon = \left(\frac{q}{B} \right)^{\frac{1}{n+1}} .$$

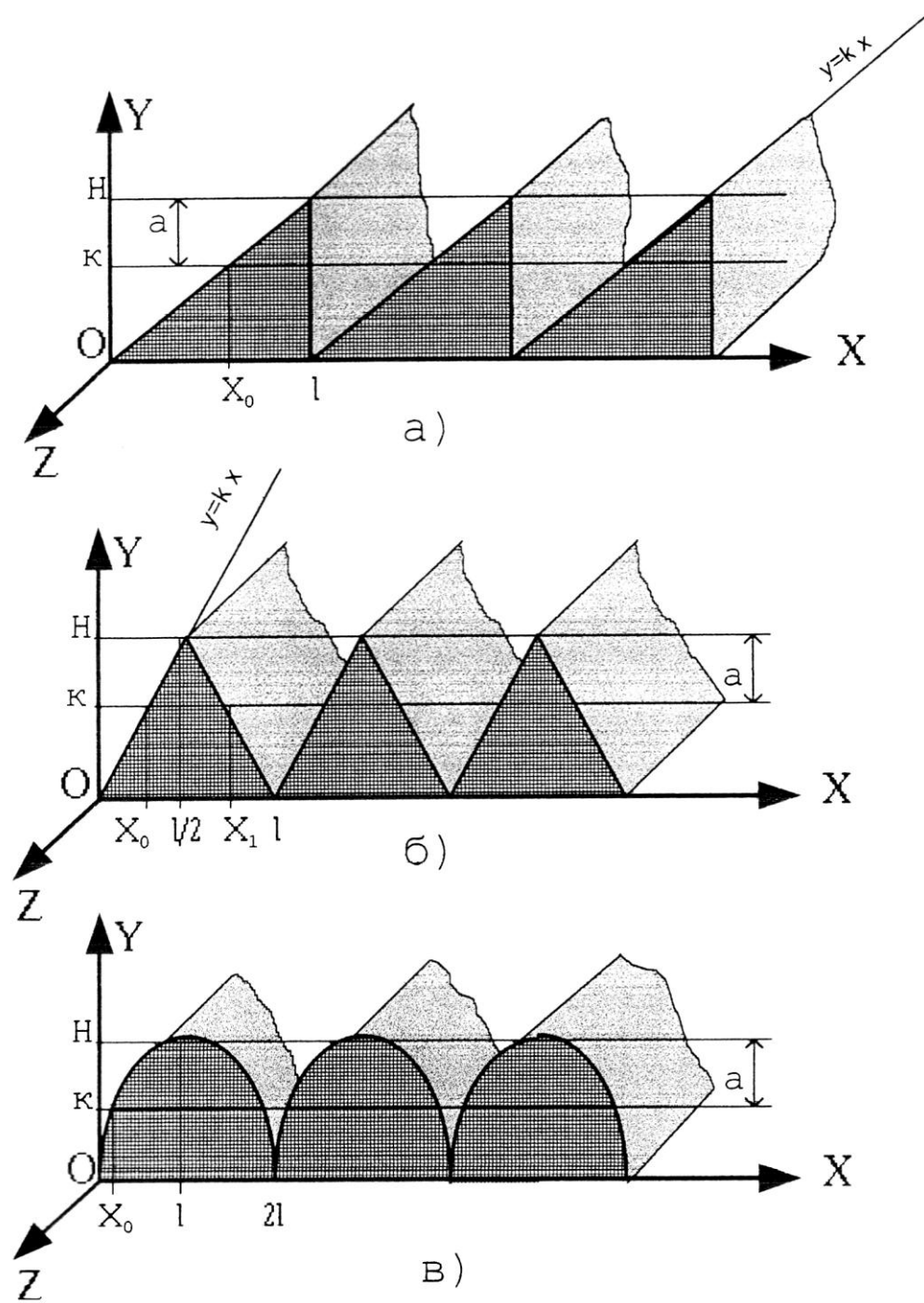


Рис. 2.33. Расчетные схемы для определения проводимости микроканалов, образованных микровыступами различных геометрических очертаний:
 а) зубцовые;
 б) в виде равносторонних треугольников;
 в) волнообразные

Поток газа, протекающий через трубопровод длиной b и имеющий постоянное сечение ONK (рис. 2.32) рассчитывается по формуле Кнудсена:

$$Q = \frac{4 v_{\text{ap}} (P_1 - P_2)}{3 \int_0^b \frac{B_1}{A^2} dt},$$

где A^2 – квадрат площади сечения канала проводимости (в данном случае площадь Δ ONK);

B_1 – периметр Δ ONK.

$$A = \frac{(1 - \varepsilon)l(H - a)}{2} = \frac{Hl}{2}(1 - \varepsilon);$$

$$A^2 = \frac{H^2 l^2}{4} (1 - \varepsilon)^4;$$

$$\begin{aligned} B_1 &= (H - a) + (1 - \varepsilon)l + \sqrt{(H - a)^2 + (1 - \varepsilon)^2 l^2} = \\ &= H(1 - \varepsilon) + (1 - \varepsilon)l + \sqrt{H^2 (1 - \varepsilon)^2 + (1 - \varepsilon)^2 l^2} = \\ &= (1 - \varepsilon) \left(H + l + \sqrt{H^2 + l^2} \right). \end{aligned}$$

В случае, если профиль поверхности моделируется в виде равносоставленного треугольника (рис. 2.33,б), сечение канала проводимости также имеет вид равносоставленного треугольника. При этом A^2 и B_1 вычисляются по формулам:

$$A^2 = \frac{H^2 l^2}{4} (1 - \varepsilon)^4;$$

$$\begin{aligned}
B_1 &= (1 - \varepsilon) + 2\sqrt{(H - a)^2 + \frac{(1 - \varepsilon)^2 l^2}{4}} = \\
&= l(1 - \varepsilon) + 2\sqrt{\frac{4H^2(1 - \varepsilon)}{4} + \frac{(1 - \varepsilon)^2 l^2}{4}} = \\
&= (1 - \varepsilon)\left(l + \sqrt{4H^2 + l^2}\right) .
\end{aligned}$$

Представляет интерес и наиболее вероятная поверхность, приведенная на рис. 2.33,в, которая представляет собой периодическую структуру. Цилиндрическая поверхность образована кривыми с повторяющимся профилем. Длина образующей равна b . Основания профиля как и во всех других случаях лежат в одной плоскости.

$$y = cx^m, \quad y(l) = H = cl^m, \quad c = \frac{H}{l^m},$$

$$y_0 = cx_0^m,$$

$$l - x_0 = l - \left(\frac{y_0}{c}\right)^{\frac{1}{m}} = l - \left(\frac{H - a}{c}\right)^{\frac{1}{m}} = l - \left(\frac{H - a}{H}\right)^{\frac{1}{m}} l = l \left[1 - (1 - \varepsilon)^{\frac{1}{m}}\right].$$

Площадь деформации одного элемента периодической структуры равна:

$$2l \left[1 - (1 - \varepsilon)^{\frac{1}{m}}\right] b = S, \quad \frac{S}{S_0} = 1 - (1 - \varepsilon)^{\frac{1}{m}}, \quad \sigma = \frac{q}{1 - (1 - \varepsilon)^{\frac{1}{m}}} .$$

С другой стороны $\sigma = B_1 \varepsilon^n$, имеем

$$\frac{q}{1 - (1 - \varepsilon)^{\frac{1}{m}}} = B_1 \varepsilon^n .$$

Поток газа, протекающий через канал проводимости длиной b и имеющий постоянное сечение $2O_mNK$ (см. рис.2.33,в)

$$U = \frac{4v_{ap}A^2}{3Bb},$$

где A – площадь поперечного сечения, т.е. площадь $2O_mNK$;

B – периметр канала проводимости, т.е. сумма длин $2(O_mN + KN)$.

Поток газа через уплотнение, отнесенный к единице длины

$$Q_1 = \frac{U_0 \Delta p}{L}.$$

Обозначим

$$\frac{1}{S} \frac{L}{h} \frac{1}{3} \frac{H^2 l^2}{\left(H + l + \sqrt{H^2 + l^2}\right)} v_{cp} = D, \text{ тогда}$$

$$Q_1 = \Delta p D \left[1 - \left(\frac{q}{B} \right)^{\frac{1}{n+1}} \right]^3, \quad 1 - \left(\frac{q}{B} \right)^{\frac{1}{n+1}} = \left[\frac{Q_1}{\Delta p D} \right]^{\frac{1}{3}},$$

$$\left(\frac{q}{B} \right)^{\frac{1}{n+1}} = 1 - \left[\frac{Q_1}{\Delta p D} \right]^{\frac{1}{3}}, \quad \frac{q}{B} = \left[1 - \left[\frac{Q_1}{\Delta p D} \right]^{\frac{1}{3}} \right]^{n+1}.$$

Далее рассчитывается удельное давление, которое необходимо создать, чтобы получить заданное значение удельного натекания Q .

$$q = B \left[1 - \left[\frac{Q_1}{\Delta p D} \right]^{\frac{1}{3}} \right]^{n+1}. \quad (2.68)$$

Определение величины газового потока для схемы 2.33,а получим из формулы:

$$Q = \frac{1}{3} \frac{(P_1 - P_2) H^2 l^2 v_{cp}}{b(H + l + \sqrt{H^2 + l^2})} (1 - \varepsilon)^3,$$

а общая проводимость уплотнения

$$U_0 = \frac{1}{s} \frac{L}{h} \frac{1}{3} \frac{H^2 l v_{ap}}{(H + l + \sqrt{H^2 + l^2})} \left[1 - \left(\frac{q}{13} \right)^{\frac{1}{n+1}} \right]^3. \quad (2.69)$$

Для сравнения эффективности различных уплотнений удобно пользоваться силой, приходящейся на длину h уплотнения

$$F = qh = Bh \left[1 - \left(\frac{Q_1}{\Delta p D} \right)^{\frac{1}{3}} \right]^{n+1}. \quad (2.70)$$

Из этой формулы видно, что герметичность уплотнения наступает тогда $F = Bh$ и $\varepsilon = 1$.

Теоретическое исследование разработанной математической модели показало близкую сходимость результатов только для чистового точения (см. рис. 3.10÷3.12) наиболее близкого к идеализированной модели, рассмотренной на рис. 2.27 в условиях применения эластичного уплотнителя. В случае других видов обработки см. рис. 2.33 для химически полированной поверхности наблюдается значительное расхождение (см. рис. 3.13), что свидетельствует об ограниченных возможностях применения идеализированной модели.

Было проведено компьютерное исследование математической модели натекания*.

* Программа исследования математической модели натекания написана на языке dos.TURBO BASIC V, 10 Borland INK.

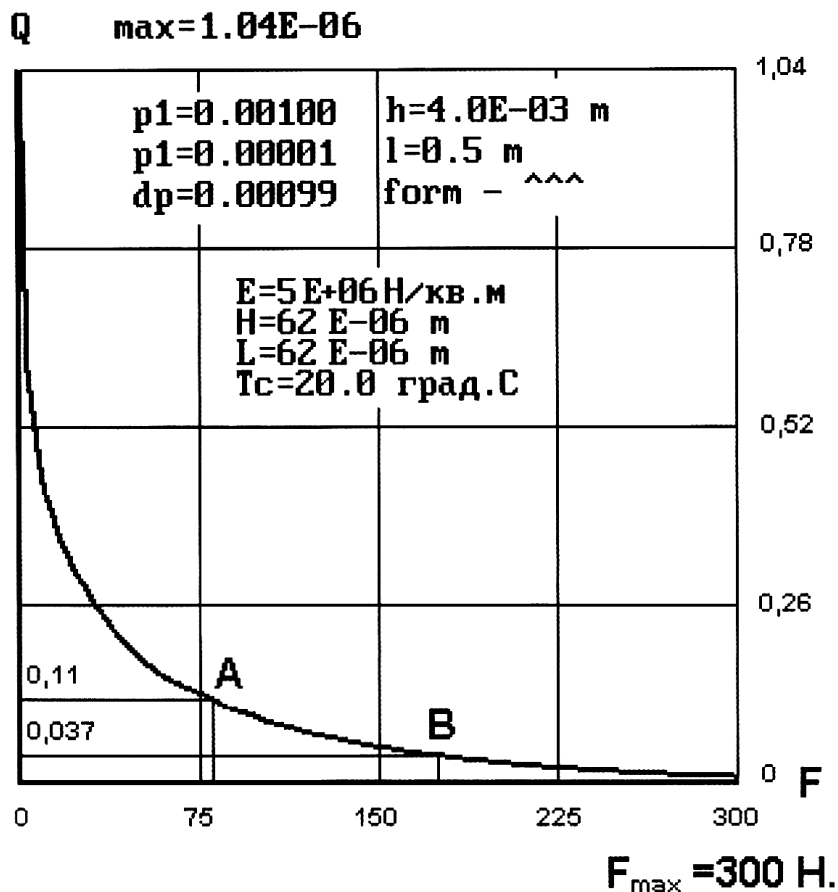


Рис. 2.34. Базовый график зависимости натекания через уплотнитель от удельного усилия уплотнения. Точка “А” соответствует деформации уплотнителя в 15% и точка “В” – в 15%

На рис. 2.34 приведен базовый график, иллюстрирующий зависимость натекания через уплотнитель от удельного усилия уплотнения при температуре 293 К.

Исследования зависимости натекания от усилия уплотнения в зависимости от высоты микронеровностей приведено на рис. 2.35 из которого видно, что с увеличением высоты микронеровностей значительно увеличивается поток натекания.

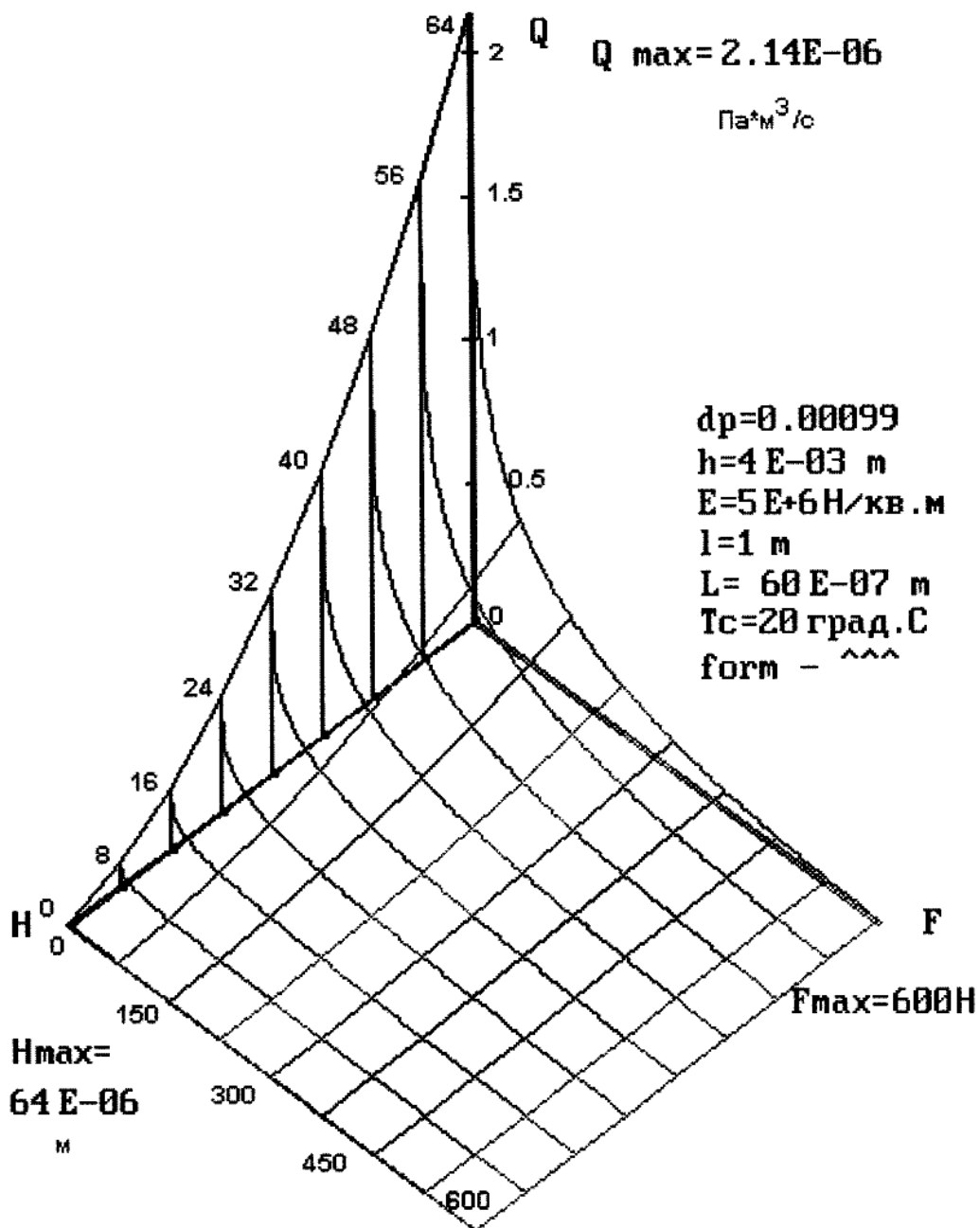


Рис. 2.35. График зависимости натекания через уплотнитель от усилия уплотнения при изменении величины микронеровностей уплотняемой поверхности

На рис. 2.36 представлена зависимость величины усилия герметизации и потока от температуры в диапазоне от 25°C до 250°C и видно, что данная зависимость слабо выражена.

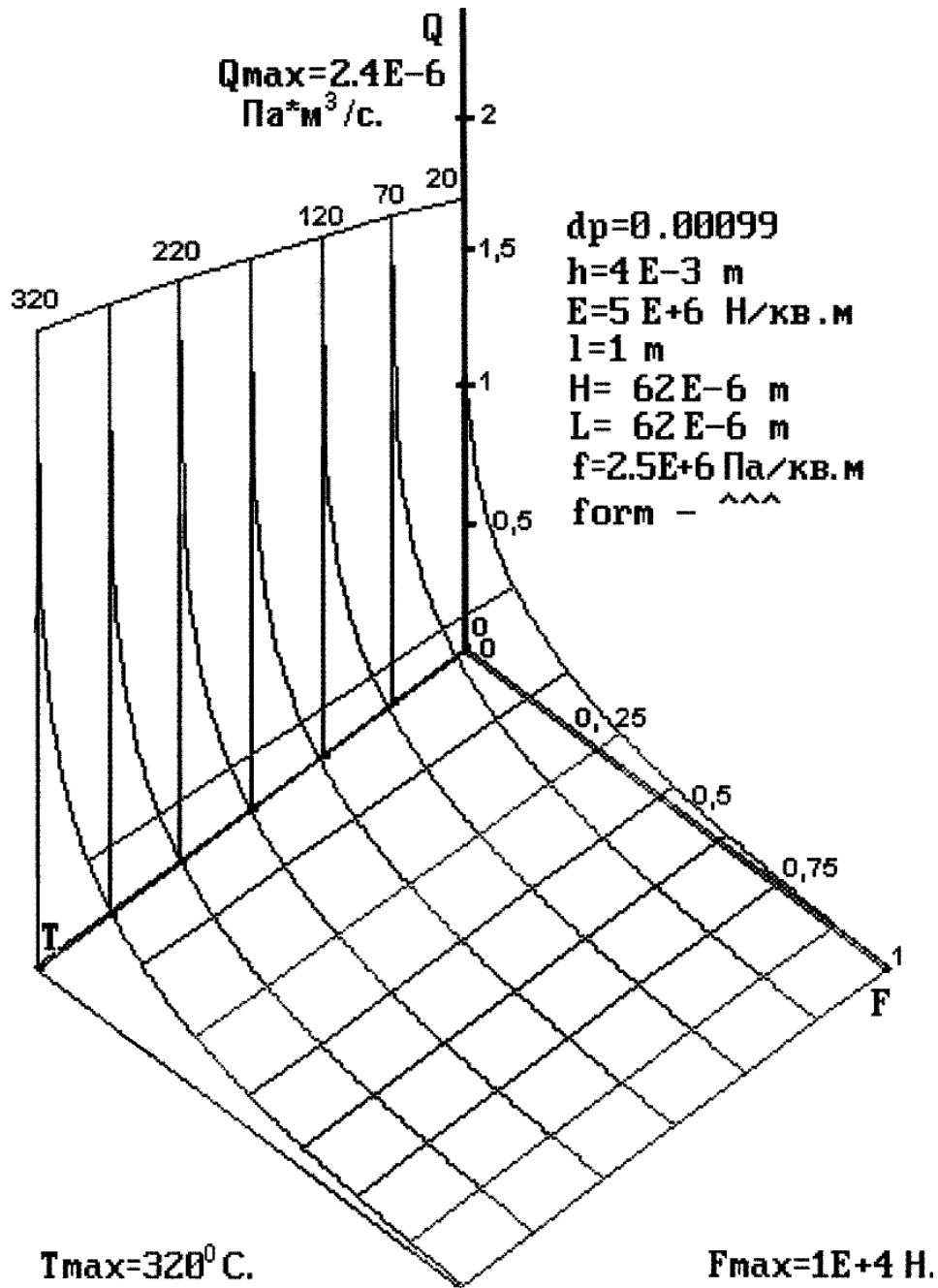


Рис. 2.36. График зависимости натекания через уплотнитель от удельного усилия герметизации при изменении температуры

Зависимость натекания от усилия уплотнения при изменении ширины уплотнителя показана на рис. 2.37.

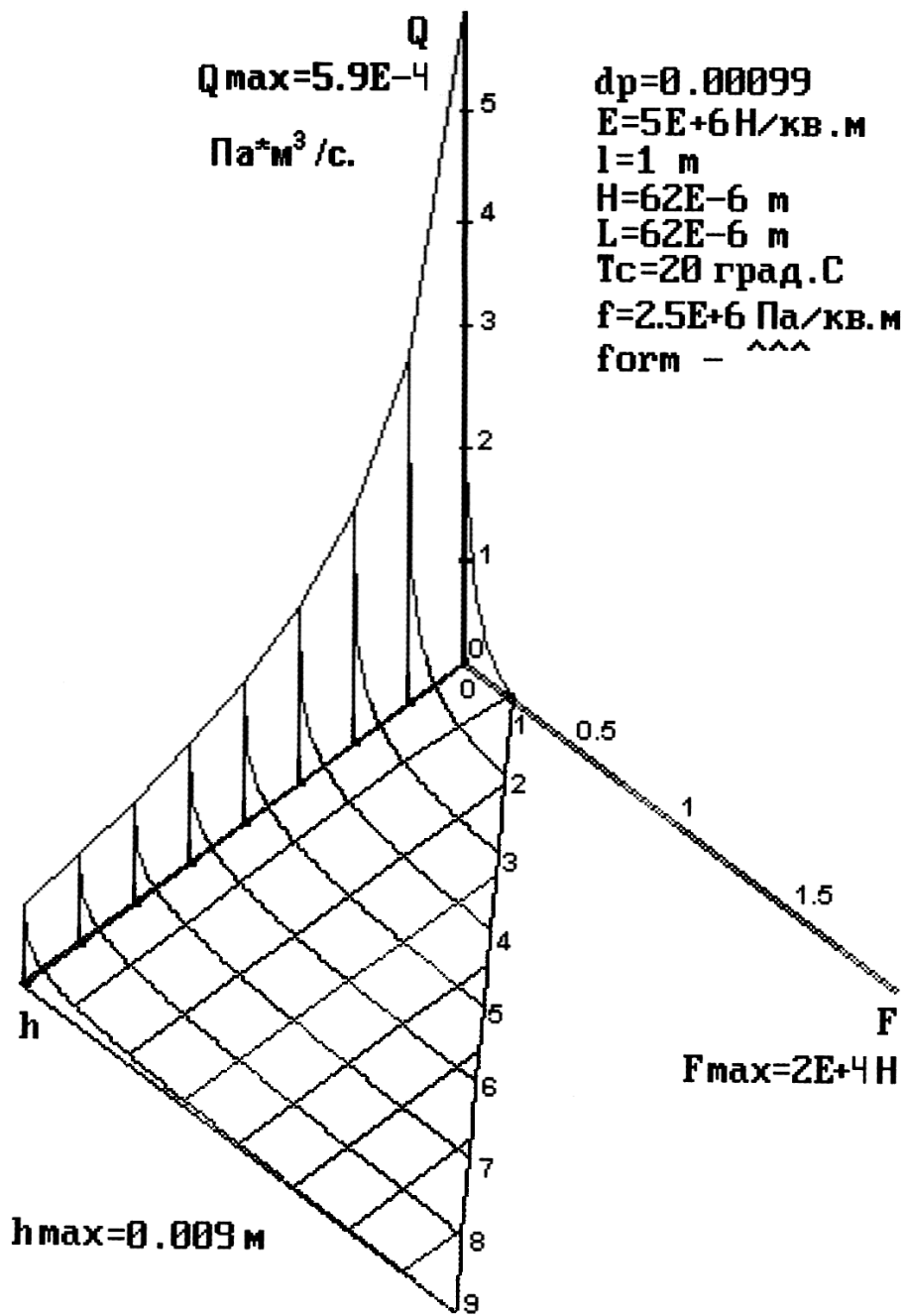


Рис. 2.37. Зависимость потока натекания от усилия уплотнения и ширины уплотнителя

ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГЕРМЕТИЧНОСТИ УПЛОТНЕНИЯ

3.1. Цели и задачи исследования

Работоспособность вакуумной запорной арматуры с резиновым уплотнением, в основном, определяется физико-механическими свойствами резины вакуумной:

- способностью растворять различные газы;
- пористостью;
- шероховатостью поверхности;
- величиной уплотняющего усилия (удельным давлением на 1 см² резинового уплотнителя).

Вопросом экспериментальных исследований являлось определение влияния величины уплотняющего усилия $F_{уп}$ на поток натекания газа (воздуха) Q_n через резиновое уплотнение в вакуумный объем.

Для исследований были выбраны уплотнители, изготовленные из наиболее распространенных в вакуумной технике марок резин (7889, 9024, ИРП-1015), физико-механические свойства которых представлены в табл. 3.1.

Образцы были изготовлены в виде кольца \varnothing 100 мм круглого, квадратного и прямоугольного сечения, что позволяет определить влияние геометрической формы на сечения уплотнителя на поток Q_n .

Для решения поставленной задачи разработана методика проведения исследований, спроектирована и изготовлена экспериментальная высоковакуумная установка с целью определения потока натекания Q_n в зависи-

Таблица 3.1.

Физико-механические характеристики вакуумных резин

Марка резины	σ_B , МПа	δ ,%, не менее	Температура хрупкости, К	Интервал рабочих температур
7889	17	550	-	281÷343
9024	10	350	238	253÷363
ИРП-1015	9	400	248	253÷343

мости от усилия сжатия уплотнителя и использован метод калиброванной течи [86].

3.2. Экспериментальная высоковакуумная установка

Для экспериментальных исследований зависимости потока натекания от усилия, передаваемого на уплотнитель, разработана и изготовлена высоковакуумная установка. Внешний вид установки и ее блоков представлен на рис. 3.1,а,б,в.

Принципиальная схема экспериментальной установки приведена на рис. 3.2.

Установка состоит из двух вакуумных камер – рабочей 7 и измерительной 8. Обе камеры герметично соединены между собой фланцами, между которыми расположен клапан 5 с закрепленным на нем исследуемым резиновым уплотнителем 6 с одной стороны, а другой стороной шарнирно соединен со штоком 4 механизма нагружения, состоящего из динамометрической скобы 2 типа ДОСМ -3-1 и винтовой пары 1. Вся эта конструкция с помощью стоек закреплена жестко на верхнем фланце рабочей камеры 7 с резиновым уплотнением.

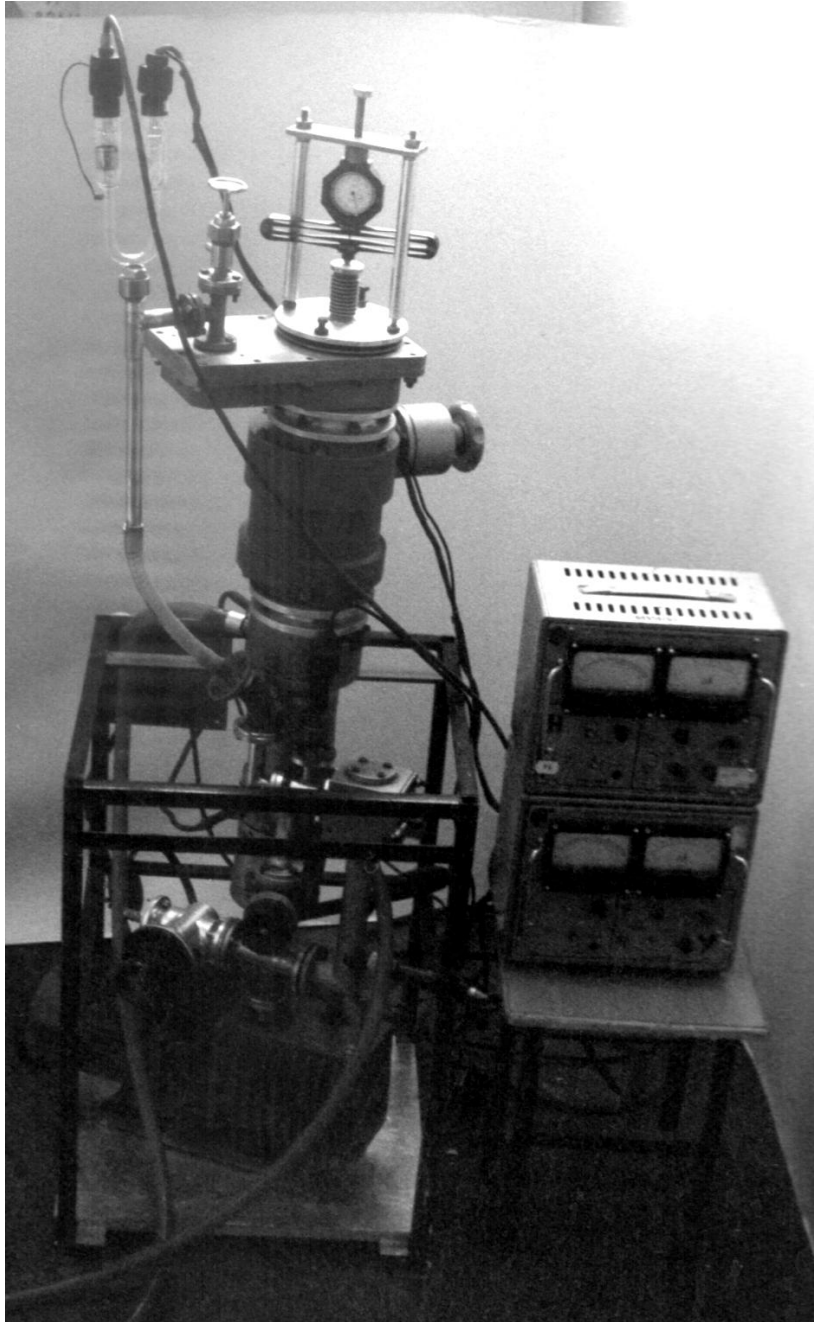


Рис. 3.1,а. Экспериментальная установка. Внешний вид

Такая компоновка рабочей камеры позволяет относительно легко менять исследуемые уплотнения из резины.

Шток 4 механизма нагружения герметично связан с верхним фланцем рабочей камеры 7 с помощью сильфонного уплотнения. Для исключения влияния атмосферного давления шток снабжен пружинным компенсатором.

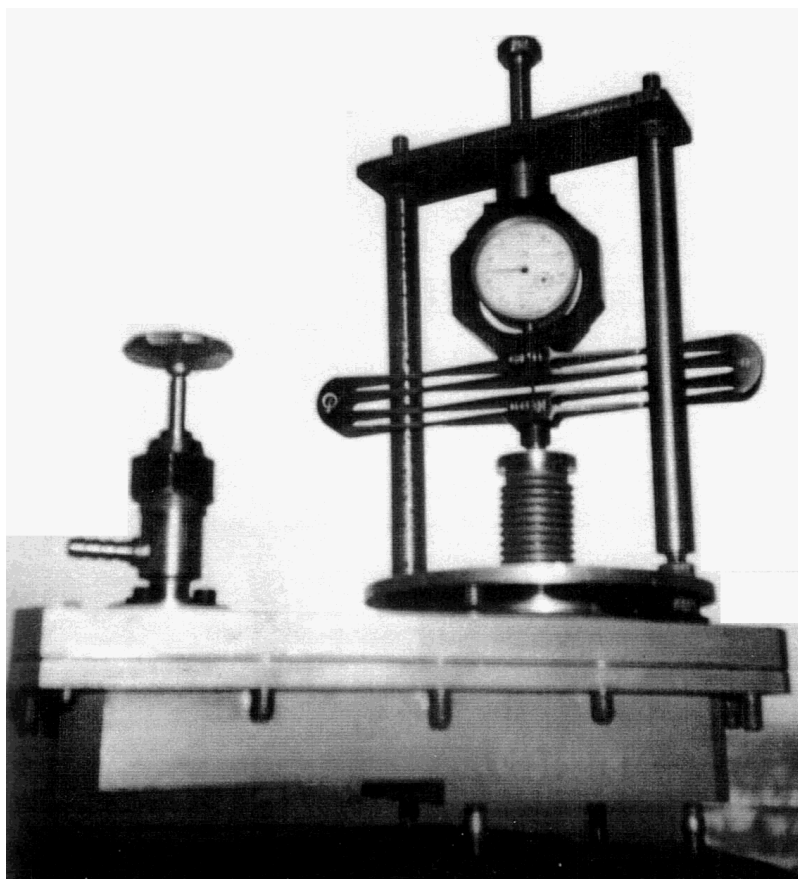


Рис. 3.1,б. Экспериментальная установка. Нагрузочное устройство

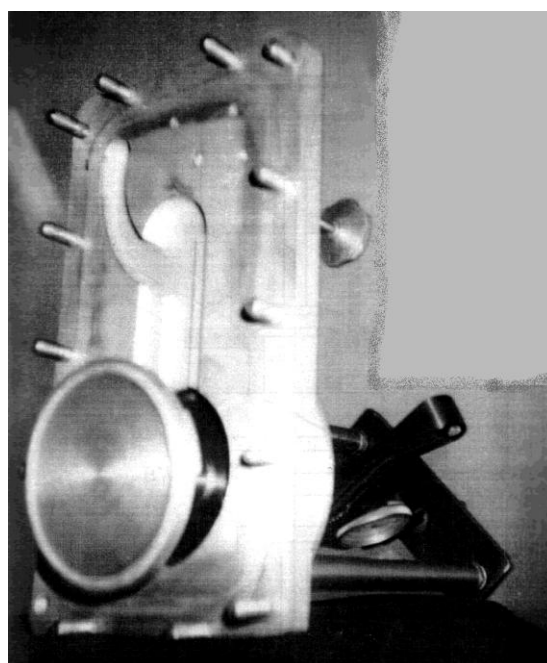


Рис. 3.1,в. Экспериментальная установка.
Нагрузочное устройство – вид на клапан

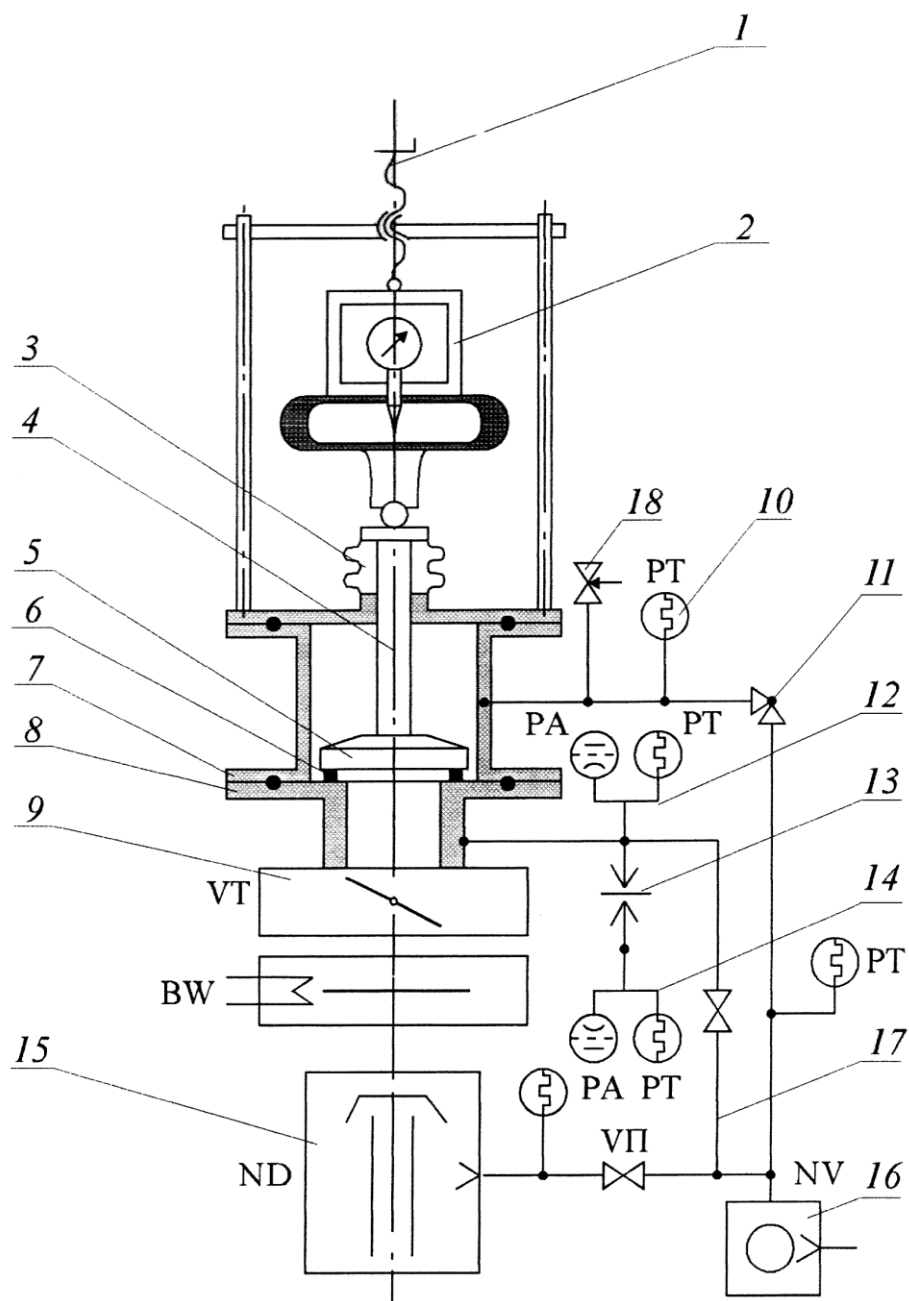


Рис. 3.2. Принципиальная схема экспериментальной установки

Кроме того рабочая камера 7 имеет натекатель 18 для напуска в нее атмосферного воздуха и поддержания необходимого давления в процессе эксперимента.

Контроль за давлением в рабочей камере 7 осуществляют тепловым манометрическим преобразователем ПМТ-10 и вакуумметром типа ВИТ-2 (на рис. не показан).

Для достижения необходимого разрежения рабочая камера подсоединена к форвакуумному насосу типа НВР–16 и диффузионному насосу типа Н–10 (15) посредством трубопровода и вентиля, что способствует автономности рабочей камеры 7 от остальной вакуумной системы и позволяет создавать в ней необходимое давление от 10^5 Па до 10^{-3} Па.

Измерительная камера 8 жестко установлена на каркасе и герметично соединена с затвором 9. С другой стороны затвор 9 герметично соединен через водоохлаждаемую ловушку с диффузионным насосом 15. Калиброванная течь известной проводимости 13 расположена между измерительной камерой 8 и диффузионным насосом 15 и герметично соединена с ними.

Для определения давления в измерительной камере 8 и на входе в известную проводимость 13 использовались тепловой ПМТ и ионизационный ПМИ–3 манометрические преобразователи 12 и вакуумметр типа ВИТ–2.

Проводимость калиброванной течи 13 подобрана таким образом, чтобы давление P_1 на входе в нее превышало давление P_2 на выходе из нее в 10^2 раз, поэтому в расчетах потока натекания в экспериментах давление P_2 на выходе можно не учитывать, что существенно облегчает проведение исследований.

Принцип работы установки:

В рабочую камеру 7 устанавливается клапан 5 с закрепленным на нем исследуемым резиновым уплотнителем 6. Затем включается форвакуумный насос 16 и откачивается вся установка, то есть рабочая измерительная камера.

При достижении давления в камерах 10^{-2} Па запускается высоковакуумный диффузионный насос 15. Для этого включается вода охлаждения ловушки и насоса и включается кипятыльник насоса. В этот момент затвор 9 закрыт и обе камеры 7 и 8 отсоединены от насоса 15. Когда, после определенного времени, диффузионный насос выйдет на свой рабочий режим, с

помощью манометрических преобразователей 14 фиксируется предельный вакуум над насосом в измерительной камере 8 и в рабочей камере 7 с целью определения $Q_{\text{фон}}$. После этого затвор 9 закрывают и снова определяется фоновый поток. В этом случае откачка измерительной камеры производится только через известную проводимость 13. Полученный фоновый поток $Q_{\text{фон}}$ является минимальной базовой величиной для проведения экспериментов.

После окончания экспериментов сначала отключается кипятильник диффузионного насоса 15 и охлаждение его идет при непрерывной откачке. Как только насос охладится, выключают воду. Затем перекрывают вентили VII и выключают форвакуумный насос 16.

3.3. Методика эксперимента

Методика проведения экспериментов заключается в следующем.

Резиновый уплотнитель в виде кольца укреплялся в уплотнительном узле 5 (см. рис. 3.2), который устанавливался в рабочей камере 7. После этого производилась откачка всей установки.

При достижении предельного вакуума для данной установки, диффузионный насос отсоединялся от вакуумных камер 7 и 8 клапаном 9. В этом случае откачка производилась только через калиброванную течь 13. Когда давление в обеих камерах стабилизировалось, измеряли фоновый поток $Q_{\text{фон}}$ установки по формуле:

$$Q_{\text{фон}} = U \cdot (P_1 - P_2), \quad (3.1)$$

где $U \approx 1,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ – проводимость калиброванной течи;

P_1 – давление в измерительной камере над калиброванной течью, Па;

P_2 – давление на входе в диффузионный насос после калиброванной течи, Па.

Такая процедура позволяет определить фоновый поток натекания в установку через уплотнения в соединениях вакуумных камер и трубопроводах и учесть при проведении экспериментов.

Затем клапан с резиновым уплотнителем подводился к уплотняемой поверхности до соприкосновения без нагрузки и повторно определялся фоновый поток при таком состоянии. В последующих экспериментах именно этот фоновый поток $Q_{\text{фон}}$ являлся базовым в проведении экспериментов, при этом измерялось давление в рабочей камере 7 и измерительной камере 8.

После чего давление в рабочей камере 7 повышалось с помощью натекателя 18 до определенной величины, которую контролировали тепловым манометрическим преобразователем 10 и вакуумметром типа ВИТ-2.

Натекатель 18 позволяет дискретно изменять давление в рабочей камере (над исследуемым резиновым уплотнением 6) в пределах от 10^{-3} Па до 10^5 Па. Необходимо отметить, что исследования проводили в двух диапазонах давлений в рабочей камере 7 от 10^2 Па÷ 10^5 Па и от 10^2 Па÷ 10^3 Па. Поскольку первый диапазон от 10^2 Па÷ 10^5 Па соответствует работе уплотнений из резины в условиях атмосфера-вакуум, то есть в режимах работы обычных вакуумных вентилях и клапанов, то второй режим соответствует работе различного рода запорных устройств, соединяющих вакуумные объемы с малыми перепадами давлений (вакуум-вакуум). Поэтому давление устанавливали в первом случае с шагом $\Delta P=10^2$ Па, а во втором $\Delta P=10^1$ Па.

Устанавливая таким образом необходимое давление в рабочей камере и изменяя нагрузку на уплотнитель от 0÷35 МПа с шагом $\Delta F=2,5$ МПа, строили кривую зависимости Q_n от F , достигая постоянного потока при изменении нагрузки на уплотнительный элемент 6.

Поток Q_n определялся по формуле (3.1). Давление на входе в извест-

ную проводимость (калиброванную течь 13) измерялось манометрическими преобразователями ПМТ и ПМИ 12 и вакуумметром ВИТ-2. На входе в диффузионный насос и на выходе из калиброванной течи 13 давление контролировалось манометрическими преобразователями 14, аналогичными 12.

Нагружение уплотнителя производилось до тех пор, пока поток натекания Q_n не достигал $Q_{фон}$. После достижения $Q_{фон}$ нагрузку на уплотнительный элемент уменьшали с F_{max} до $F=0$ с тем же шагом рис. 3.3.

Испытание уплотнений в указанной последовательности проводили не менее трех раз для каждого значения давления газа над уплотняющим элементом в рабочей камере 7.

Аналогичным испытаниям подвергались все уплотнительные элементы, изготовленные из указанных марок резины с различной геометрией сечений.

Нагрузку уплотняющего резинового элемента осуществляли с помощью винтовой пары 1, винт которой упирается в скобу динамометра 2, шарнирно связанную с клапаном 5 посредством штока 4. Нагрузка на уплотнительный элемент измерялась динамометрической скобой 2 типа ДОСМ - 3 - 1.

Результаты экспериментальных исследований зависимости потока натекания Q_n от усилия уплотнения приведены на рис. 3.4÷3.6, из которых наглядно видно, что в области малых перепадов давлений поток газа Q_n существенно ниже.

Так на рис. 3.4 для резины ИРП-1015 при $Q=10^{-7} \text{ м}^3\text{Пас}^{-1}$, фоновом потоке $Q_{фон}=2 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3\text{Пас}^{-1}$ и давлении в рабочей камере 10^{-3} Па и 10^{-1} Па общее усилие уплотнения изменяется от 250 до 875 Н.

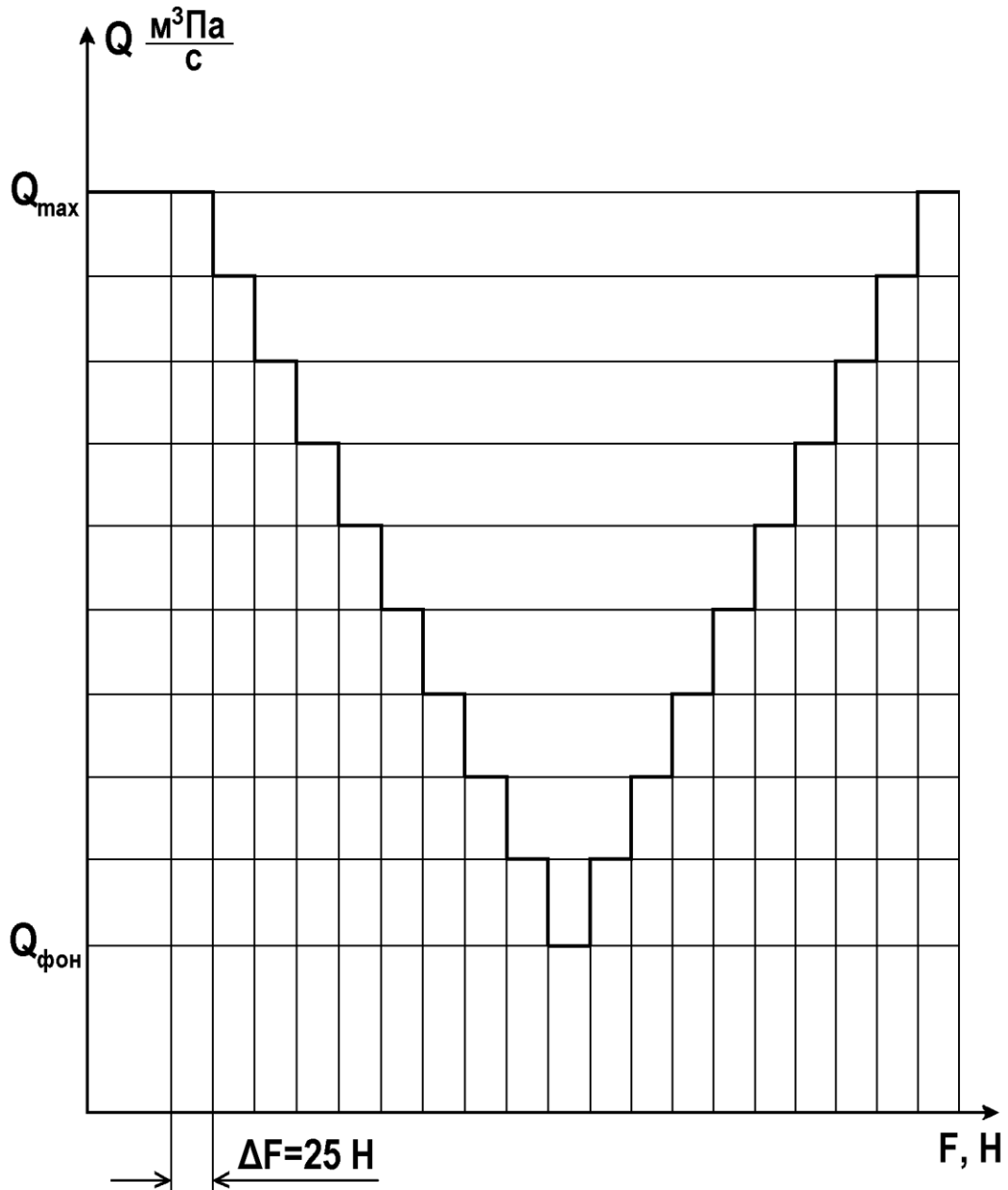


Рис. 3.3. График ступенчатого нагружения уплотнителя

Аналогичная закономерность наблюдается и для уплотнителей из вакуумной резины 9024 и 7889 (см. рис. 3.5 и 3.6), хотя для бескорпусных клапанов и затворов более предпочтительна резина марки ИРП 1015, обеспечивающая тот же эффект уплотнения при меньшем усилии.

На рис. 3.7÷3.9 приведена зависимость натекания от усилия без учета $Q_{\text{фон}}$ в полулогарифмических координатах, которые явились основой

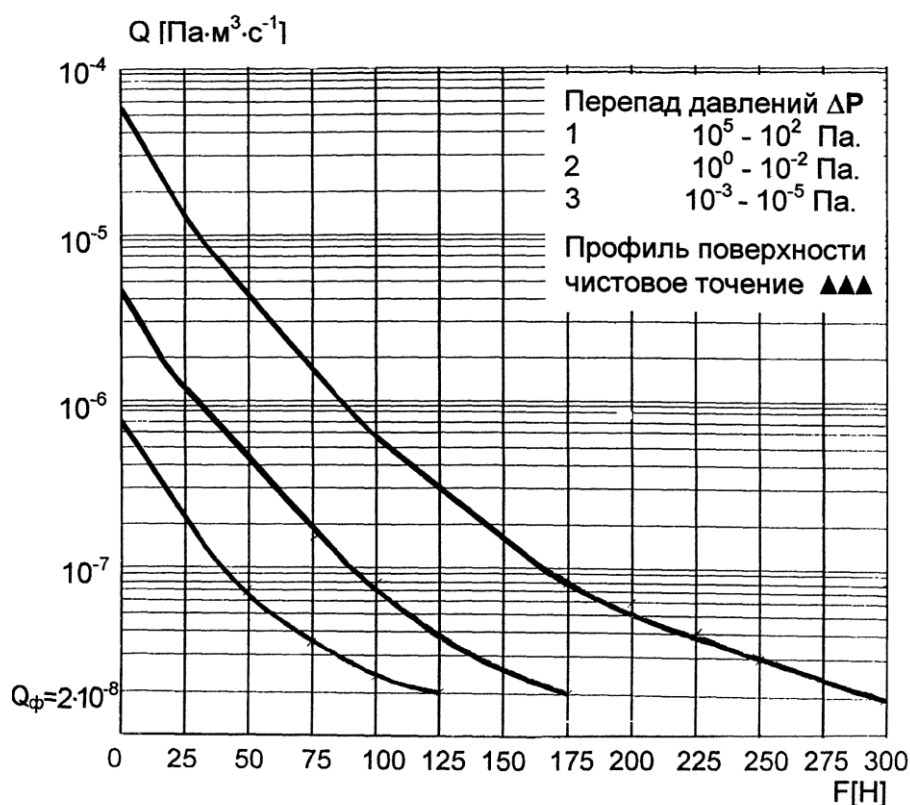


Рис. 3.4. Экспериментальная зависимость суммарного потока натекания Q через уплотнитель затвора и камеру (фоновый поток) в вакуумную измерительную камеру от усилия уплотнения F для резины ИРП-1015

для сравнения расчетных значений натекания по исходной и разработанной в диссертации модели и результатов эксперимента. Из сравнения этих графиков для исследуемых уплотнителей можно сделать вывод о том, что предложенная модель в среднем характеризуется большей точностью расчета, подтверждаемая сходимостью с экспериментом порядка 18%, сходимость же результатов расчета исходной модели и эксперимента составляет до 40% для профиля поверхности, формируемого чистовым точением (рис. 3.10÷3.12).

Использование исходной модели для других видов обработки, на-

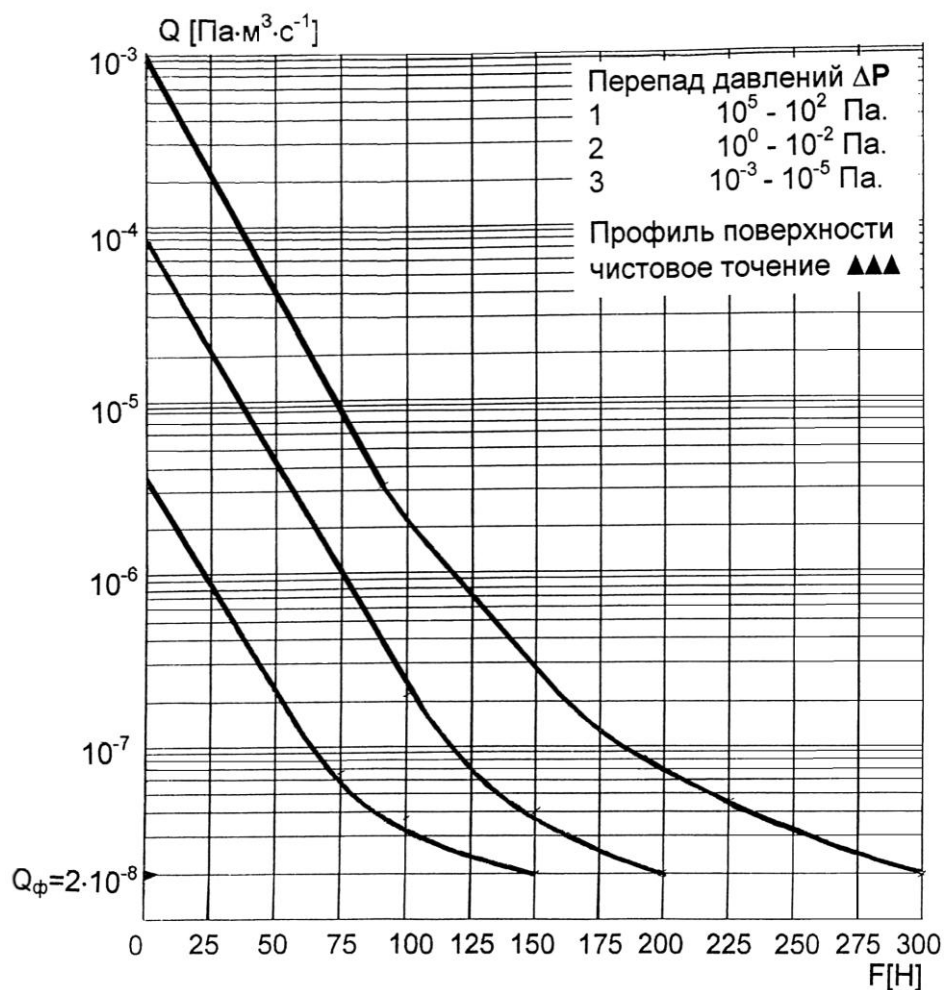


Рис. 3.5. Экспериментальная зависимость суммарного потока натекания Q через уплотнитель затвора и камеру (фоновый поток) в вакуумную измерительную камеру от усилия уплотнения F для резины 9024

пример, химического полирования поверхности неприемлемо в связи с резким расхождением расчетных и экспериментальных значений (рис. 3.13).

3.4. Оценка погрешности экспериментальной аппаратуры

Погрешность эксперимента определяли как сумму систематических и случайных ошибок. Систематические ошибки постоянны по знаку, их

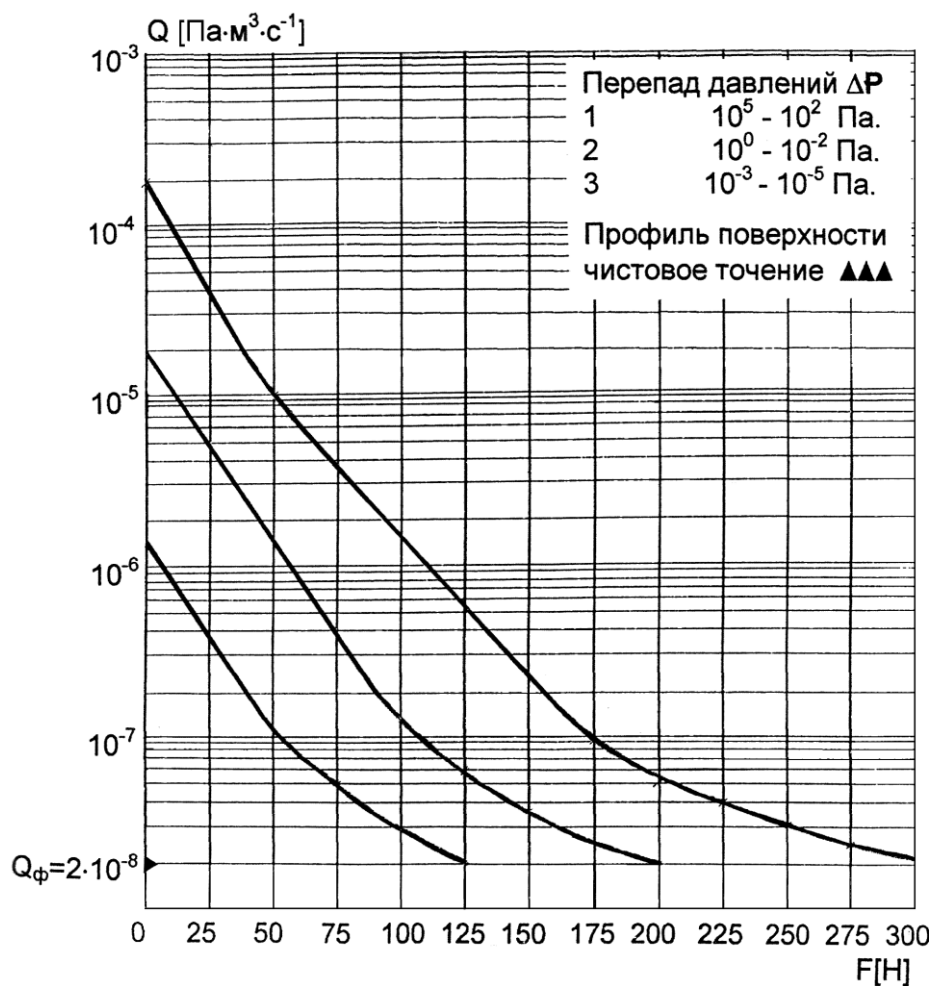


Рис. 3.6. Экспериментальная зависимость суммарного потока натекания Q через уплотнитель затвора и камеру (фоновый поток) в вакуумную измерительную камеру от усилия уплотнения F для резины 7889

можно учесть при определении экспериментальных данных.

К систематической ошибке можно отнести величину U – проводимость калиброванной течи, поскольку она постоянна и в процессе проведения эксперимента не изменяется ΔU , а также давление над испытуемым резиновым уплотнителем в рабочей камере. Оно также не изменяется в процессе эксперимента ΔP_p .

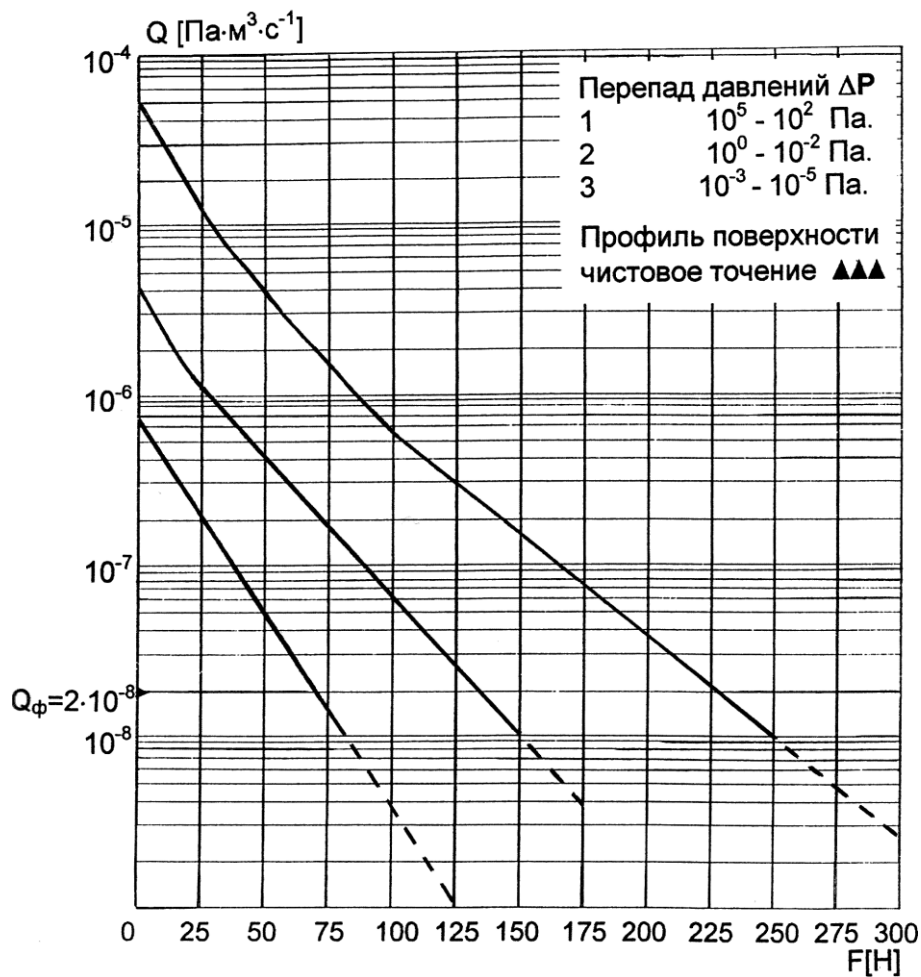


Рис. 3.7. Экспериментальная зависимость потока натекания Q через уплотнитель затвора от усилия уплотнения F для резины ИРП-1015

К случайным ошибкам можно отнести измерение давления в измерительной камере ΔP_1 и измерение нагрузки ΔF на исследуемый образец уплотнения.

Поскольку поток натекания сквозь исследуемое резиновое уплотнение Q_n равен потоку Q_k , откаченному из измерительной камеры через калиброванную течь, то для определения погрешности эксперимента можно воспользоваться следующей формулой:

$$Q_n = Q_k = U (P_1 - P_2), \quad (3.2.)$$

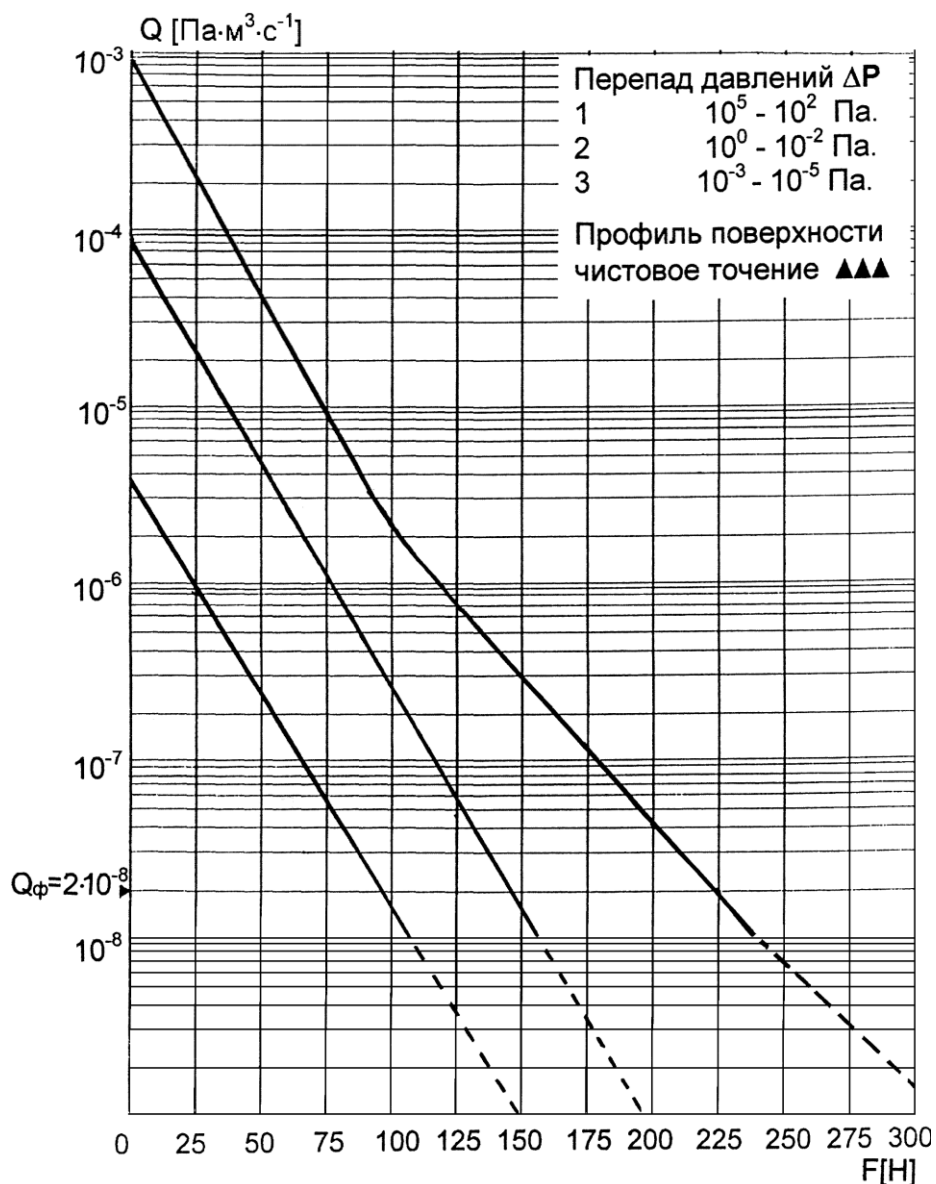


Рис. 3.8. Экспериментальная зависимость потока натекания Q через уплотнитель затвора от усилия уплотнения F для резины 9024

где $U = 2,4 \text{ лс}^{-1}$ – проводимость калиброванной течи;

P_1 – давление в измерительной камере, Па;

P_2 – давление на выходе из калиброванной течи, Па.

Так как $P_1 \gg P_2$, то P_2 можно не учитывать при расчетах потока натекания.

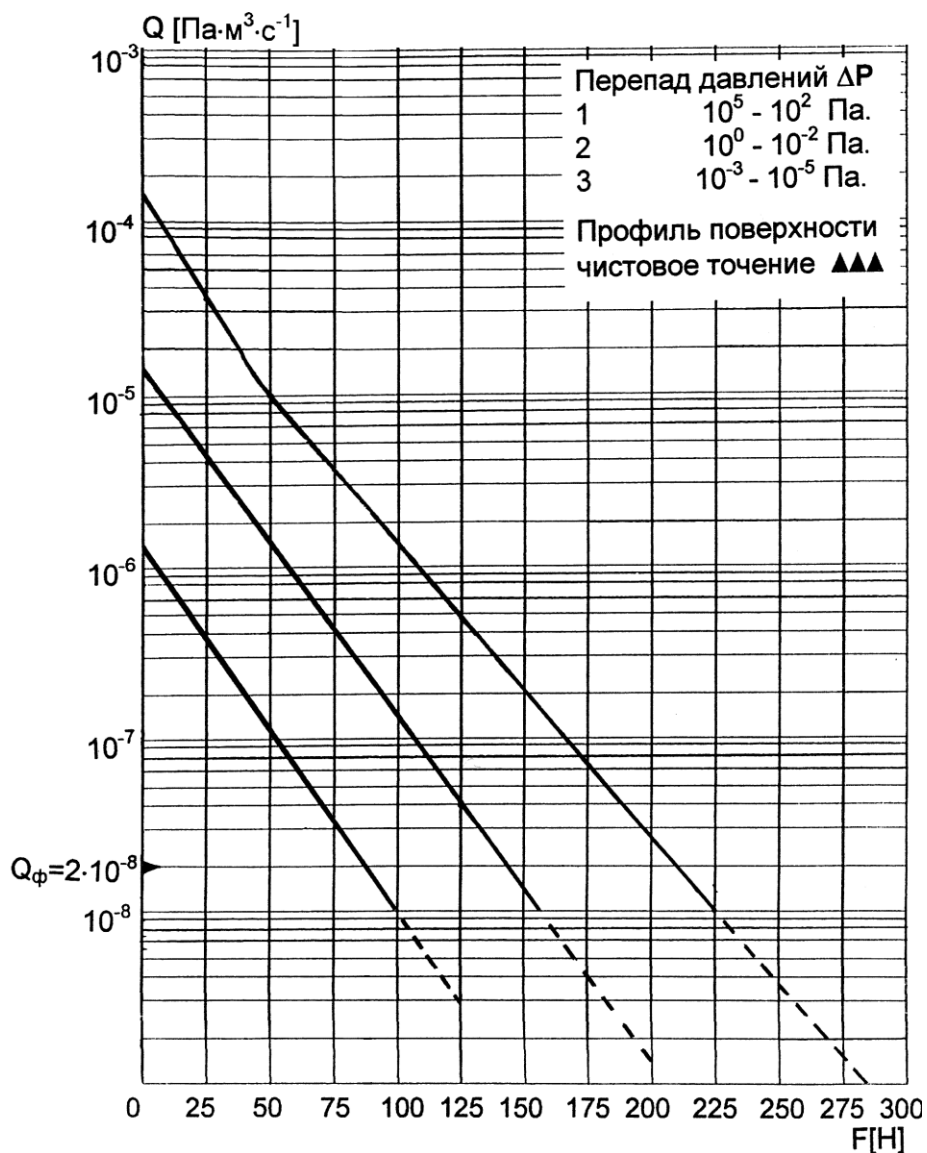


Рис. 3.9. Экспериментальная зависимость потока натекания Q через уплотнитель затвора от усилия уплотнения F для резины 7889

Относительная погрешность в определении потока сквозь испытуемое резиновое уплотнение $\Delta Q/Q$ равна сумме относительных погрешностей при определении давления в измерительной камере $\Delta P_1/P_1$ и измерения нагрузки на уплотнительный элемент $\Delta F/F$.

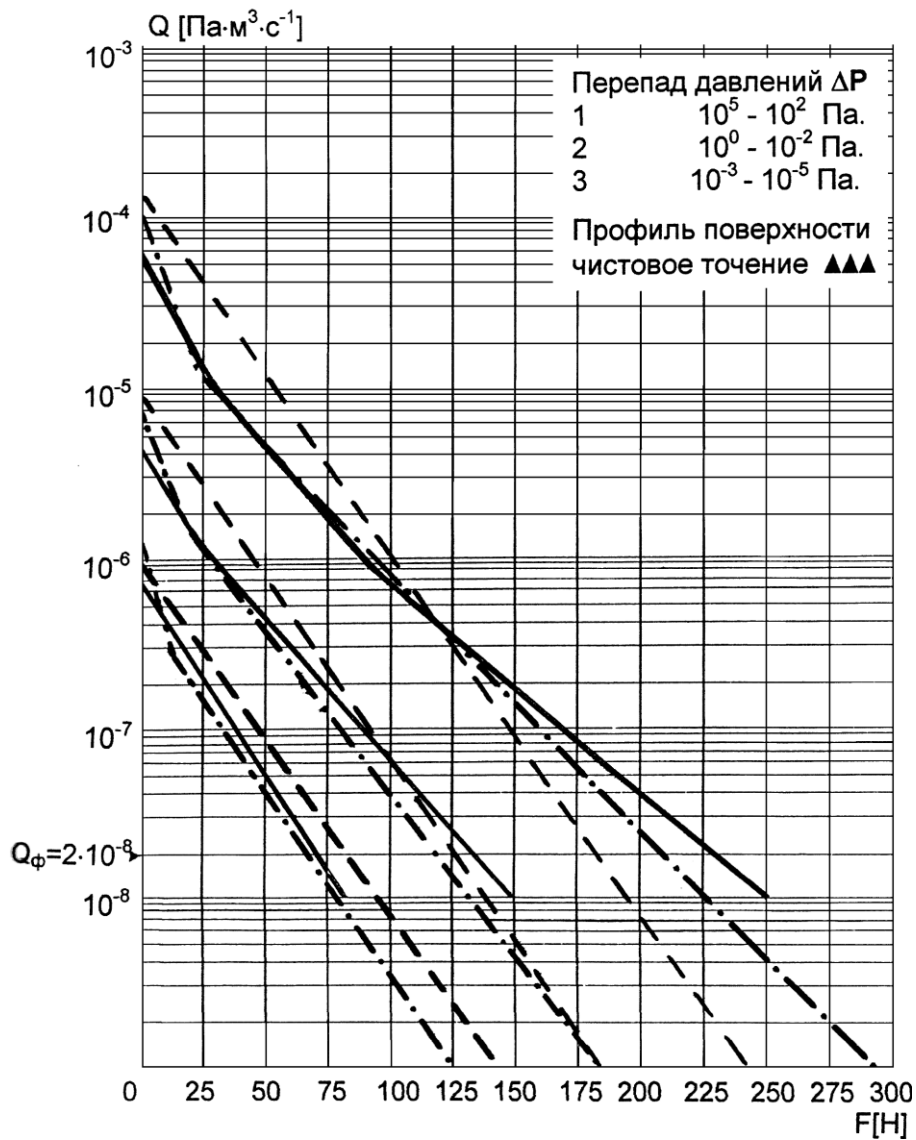


Рис. 3.10. Сравнительный график зависимости потока натекания Q через уплотнитель от усилия уплотнения F для резины ИПР-1015:

- (—) — экспериментальный результат;
- (- - -) — исходная модель;
- (- · - · -) — разработанная модель

Относительная погрешность манометрического датчика (по паспорту) составляет:

$$\frac{\Delta P_1}{P_1} 100 \% = \pm 10 \% .$$

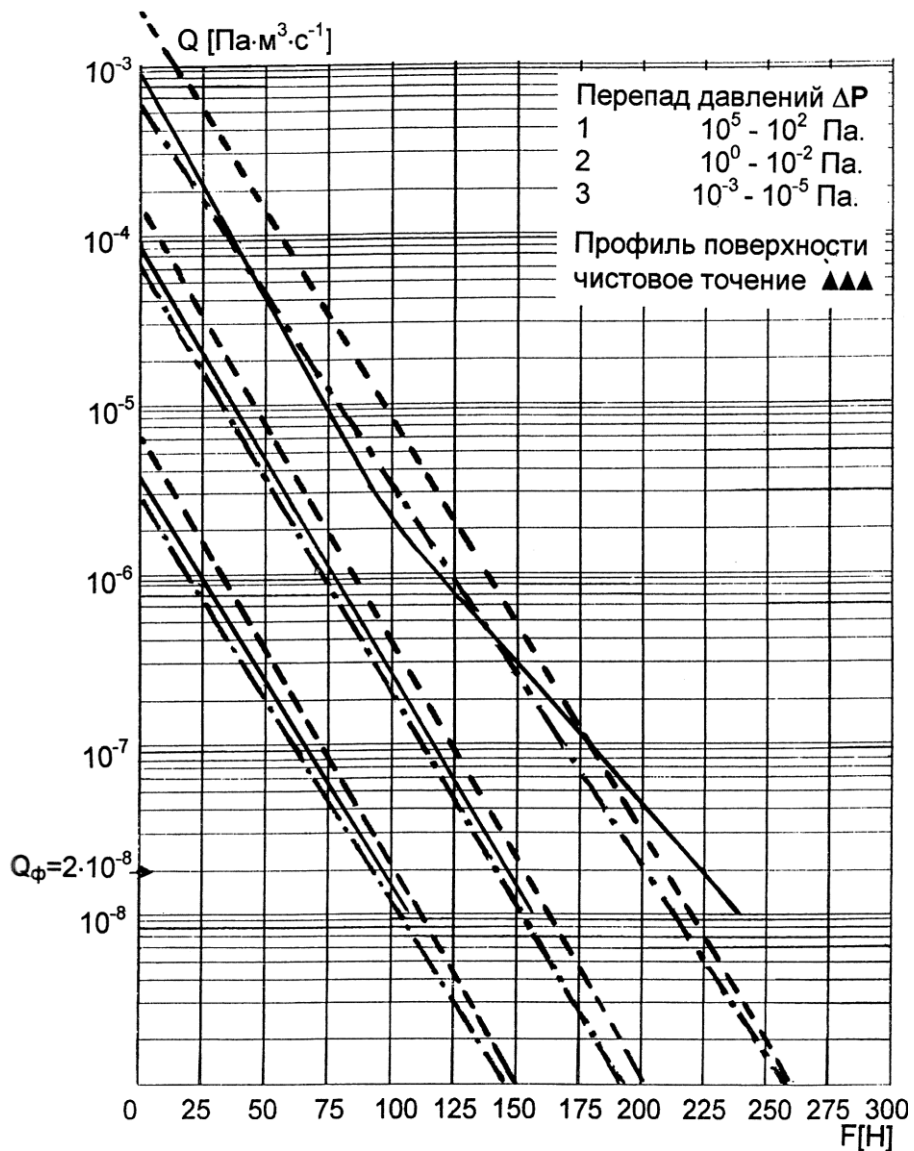


Рис. 3.11. Сравнительный график зависимости потока натекания Q через уплотнитель от усилия уплотнения F для резины 9024:

- (—) — экспериментальный результат;
- (- - -) — исходная модель;
- (- · - · -) — разработанная модель

Относительная погрешность нагрузки определяется динамометрической скобой ДОСМ - 3 - 1 по паспорту:

$$\frac{\Delta F}{F} 100 \% = \pm 0,7 \% .$$

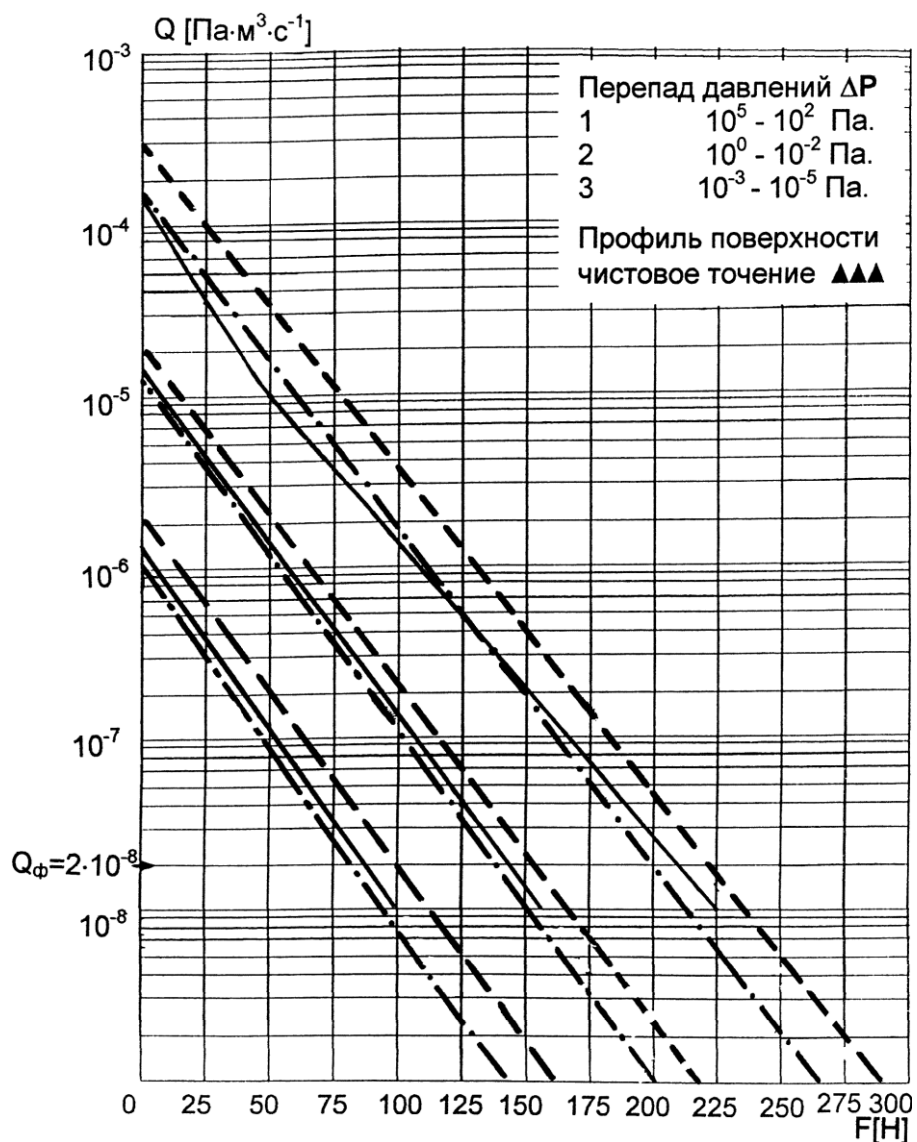


Рис. 3.12. Сравнительный график зависимости потока натекания Q через уплотнитель от усилия уплотнения F для резины 7889:

- (—) — экспериментальный результат;
- (- - -) — исходная модель;
- (- · - · -) — разработанная модель

Тогда общая ошибка эксперимента составляет:

$$\frac{\Delta Q}{Q} 100 \% = \pm \left(\frac{\Delta P_1}{P_1} 100\% + \frac{\Delta F}{F} 100\% \right) = \pm 10,7 \% ,$$

что соответствует допустимому значению.

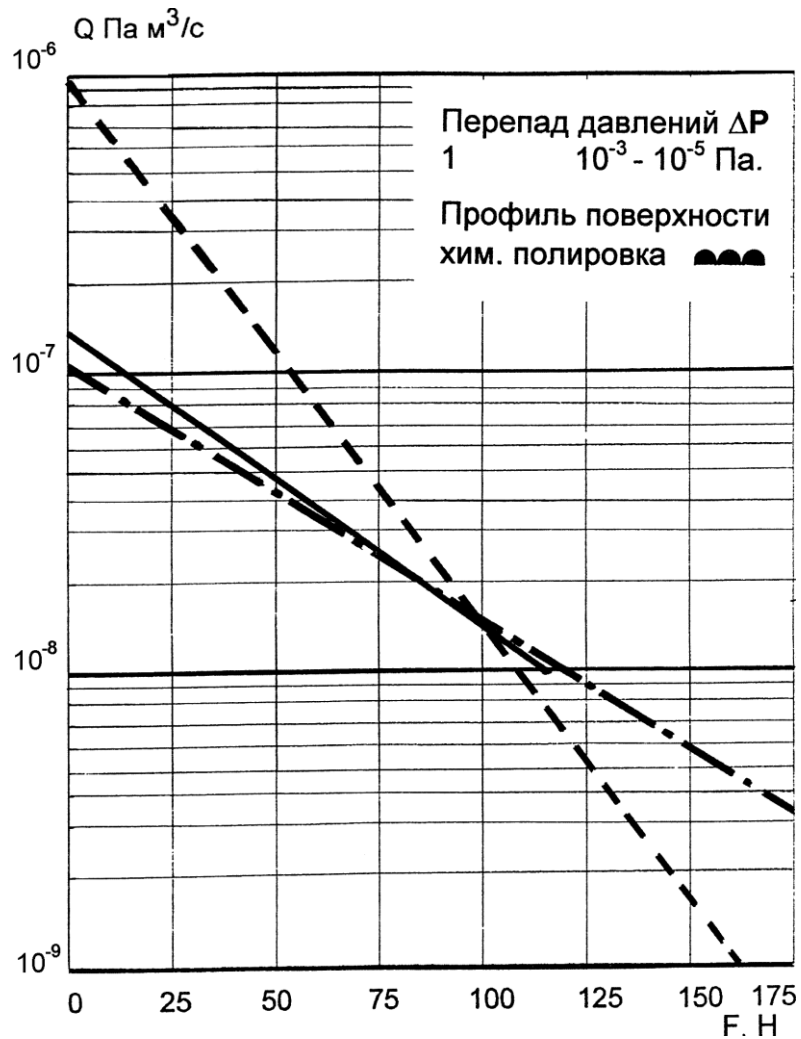


Рис. 3.13. Сравнительный график зависимости потока натекания Q через уплотнитель от усилия уплотнения F для резины ИРП-1015 при обработке поверхности химической полировкой:

- (—) — экспериментальный результат;
- (- - -) — исходная модель;
- (- · - · -) — разработанная модель

ГЛАВА 4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И СОЗДАНИЕ БЕСКОРПУСНОЙ ВАКУУМНОЙ КОММУТАЦИОННОЙ АППАРАТУРЫ

4.1. Классификация и особенности проектирования высоковакуумных бескорпусных клапанов и затворов

Теоретические и экспериментальные исследования, приведенные в главах 2, 3 подтвердили возможность и целесообразность создания бескорпусных вакуумных затворов для герметизации высоковакуумных камер в условиях малых перепадов давлений на уровне двух - трех порядков [87÷90].

На рис. 4.1 приведена классификация вакуумной коммутационной аппаратуры при создании которой могут использоваться приводы незамкнутого контура (одновитковые и многовитковые), приводы замкнутого контура и приводы линейного типа [91÷93].

При проектировании приводов незамкнутого контура для перемещения уплотнительного узла необходимо: 1) предусмотреть возможность ограничения положения уплотнительного узла в крайних исходном и конечном положениях; 2) учесть ограничение самопроизвольного перемещения за счет перепада давления 0,1 МПа при создании вакуума в камере действующего затвора; 3) обеспечить точность позиционирования в положении герметизации. Это требование удовлетворяется расчетом траектории перемещения уплотнительного узла с учетом динамических условий работы привода при ограничении хода [94, 95].

В приводах замкнутого контура, траектория которого определена



Рис. 4.1. Классификация вакуумной коммутационной аппаратуры на основе приводов управляемой упругой деформации

симметричностью конструкции необходимо учесть влияние перепада давления 0,1 МПа в начальный период создания внешнего (для привода) вакуума и влияние динамических факторов, которые существенно ниже, чем в приводах незамкнутого контура благодаря повышенной жесткости конструкции привода.

Перспективным для бескорпусных затворов является применение встроенных в конструкцию затворов автономных термосорбционных мини-компрессоров, что избавит от необходимости использования централизованных пневматических магистралей, характеризующихся нестабильностью давления и требующих применения стабилизирующих устройств.

4.2. Бескорпусной вакуумный клапан на основе привода управляемой упругой деформации незамкнутого контура

Конструкция бескорпусного прямопролетного вакуумного клапана представлена на рис. 4.2.

Клапан создан на основе привода незамкнутого контура, параметры которого выбраны из таблиц параметрических рядов. Расчет таблиц выполнен с использованием работы [96].

Клапан состоит из привода перемещения 3 уплотнительного узла 5, системы подачи сжатого воздуха и фланца 1 для установки клапана в вакуумной камере.

Питание сжатым воздухом привода перемещения 3 осуществляется через патрубок 2, герметично соединенный с фланцем 1.

Подвод питания к уплотнительному узлу осуществляется системой, состоящей из трубки 8, также герметично соединенной с фланцем и имеющей компенсационный спиральный участок 4 и трубку 7.

Уплотнительный узел состоит из двух герметичных сильфонов, которые при давлении сжатого воздуха 0,5 МПа обеспечивают формирование усилия, необходимого для уплотнения.

Двухстороннее действие сильфонных пневмоприводов предназначено для разгрузки от изгибающего момента элементов конструкции, связанных с уплотнительным узлом. С этой целью нижний диск уплотнитель-

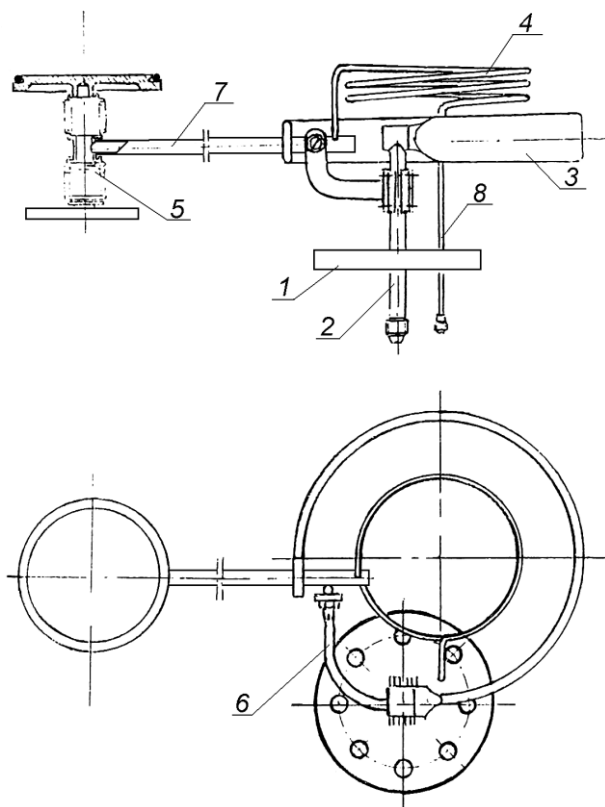


Рис. 4.2. Бескорпусной прямопролетный вакуумный клапан

ного узла взаимодействует с ограничителем симметричным относительно уплотняемой поверхности, которая служит упором при уплотнении отверстия.

При необходимости осуществить двухстороннее уплотнение, оба фланца идентичны и имеют кольцевой уплотнитель.

При работе этого клапана должна быть соблюдена определенная последовательность действия, обеспечиваемая программой подачи энергоносителя (сжатого воздуха).

Последовательность действий состоит в том, что подача сжатого воздуха в уплотнительный узел должна происходить после перемещения уплотнительного узла в зону уплотняемого отверстия с учетом динамических параметров системы перемещения.

Достаточно эффективным методом обеспечения заданной точности позиционирования является применение ограничителей, в качестве кото-

рых могут быть использованы упоры, расположенные на корпусе камеры в зоне уплотнения (на чертеже не показаны).

Тем не менее может иметь место отскок с некоторой амплитудой, которая, как известно зависит от собственного декремента затухания колебаний системы и скорости подачи сжатого воздуха в привод 3.

Циклограмма работы клапана, иллюстрирующая полный цикл его работы, приведена на рис. 4.3, на котором:

- 0 - 1 – график перемещения уплотнительного узла;
- 1 - 2 – выдержка;
- 2 - 3 – перемещение уплотнителя и уплотнение;
- 3 - 4 – технологическое время;
- 4 - 5 – разуплотнение отверстия;
- 5 - 6 – выдержка;
- 6 - 7 – перемещение уплотнительного узла, после чего через определенное время цикл повторяется.

Перемещение уплотнительного узла в вакуумных клапанах этого типа определяется на основе расчетной схемы, приведенной на рис. 4.4.

Из расчетной схемы видно, что перемещение уплотнительного узла $A_1B_1 = \lambda_2$ определяется из треугольника A_1CB_1 , в котором сторона

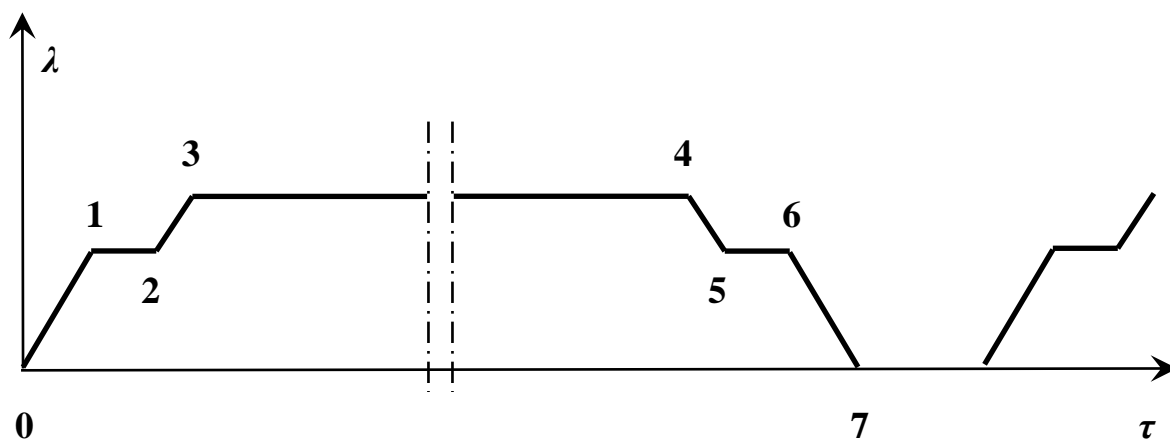


Рис. 4.3. Циклограмма работы клапана

$$\lambda_1 = P \frac{1-\mu^2}{E} R^3 \left(1 - \frac{b^2}{a^2}\right) \frac{\alpha}{\beta + \chi} \sqrt{(1 - \cos \gamma)^2 + (\gamma - \sin \gamma)^2} . \quad (4.4)$$

Объяснения символов даны в разделе 2.1.

Следует отметить, что используя некоторый базовый привод для разрабатываемой серии клапанов регулирование величины перемещения можно получить за счет длины рычага L и величины давления.

В последнем случае следует ориентироваться на использование для

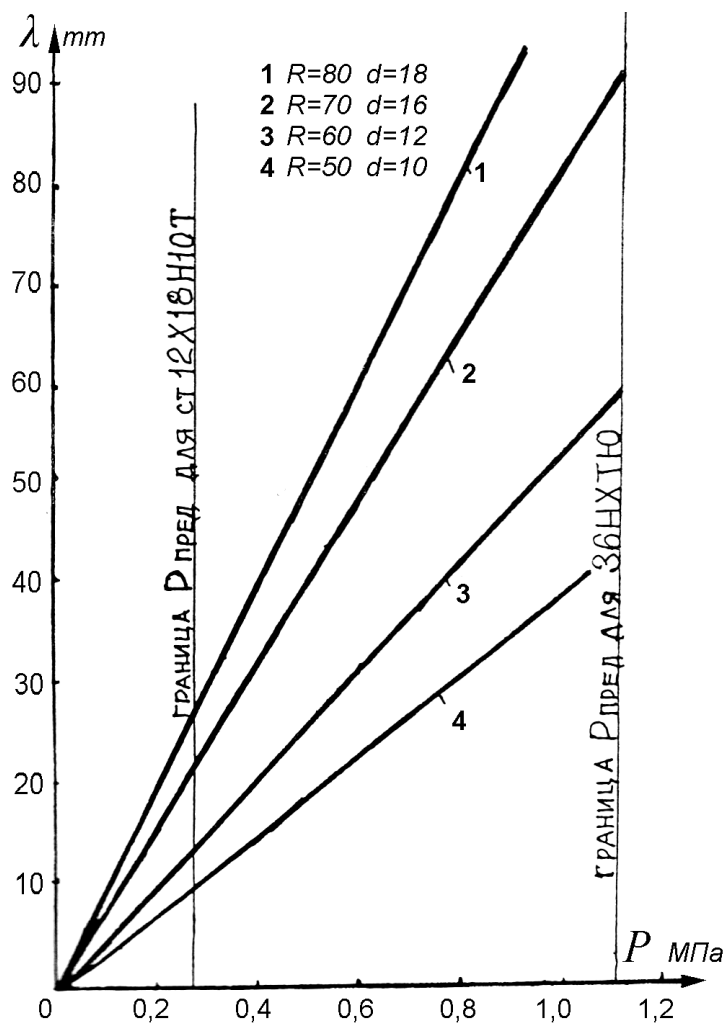


Рис. 4.5. Границы применимости сталей 12X18H10T и 36НХТЮ для привода перемещения уплотнительного узла клапана для различных значений радиуса кривизны центральной оси привода R и диаметра d исходных трубок заготовок

привода материала 36НХТЮ.

На рис. 4.5 представлены графики зависимости перемещения λ_1 свободных концов приводов, изготовленных из трубок с толщиной стенки 0,2 мм в диапазоне диаметров исходных трубок от 10 до 18 и радиусов кривизны от 50 до 80 при отношении полуосей плоскоовального сечения $a/b=5$.

Как видно из графиков граница применимости сталей 12Х18Н10Т ограничивается давлением 0,27 МПа. А те же приводы, изготовленные из сплава 30НХТЮ могут использоваться при давлениях 1,1 МПа и формировать перемещения λ в десятки раз больше.

4.3. Бескорпусные вакуумные затворы на основе приводов замкнутого контура

Привод замкнутого контура имеет симметричную замкнутую конструкцию и формирует прямолинейную траекторию перемещения.

Форма привода, внутреннее пространство которого является свободным для размещения других элементов конструкции, оказалась весьма удобной для применения в бескорпусных прямопролетных вакуумных затворах щелевого типа [98÷100].

Конструктивная схема одной из модификаций бескорпусных прямопролетных затворов приведена на рис. 4.6. В ней два параллельно расположенных привода 2 создают требуемое усилие, передаваемое на уплотнительную прямоугольную планку 6 через прижим 9, соединенный с подвижной дугой привода. Оба привода неподвижной стороной, к которой через трубку 4 подается энергоноситель, прикрепляются к кронштейну 3. Кронштейн в свою очередь жестко соединен с корпусом оборудования. Привод 1, подвижная дуга которого через гибкий элемент 3 соединена с

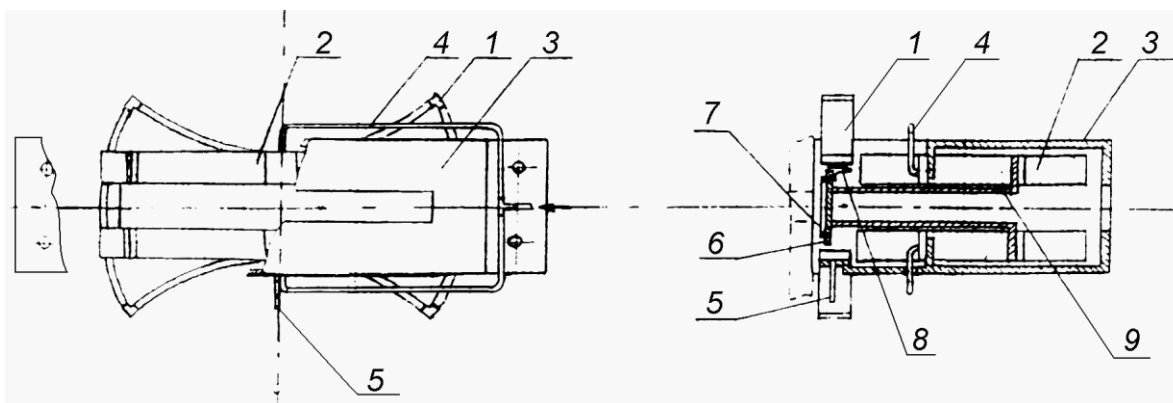


Рис. 4.6. Конструктивная схема бескорпусного щелевого вакуумного затвора на основе приводов замкнутого контура:

1 – привод перемещения уплотнительной планки; 2 – приводы создания усилия уплотнения; 3 – кронштейн; 4,5 – трубки, подводящие энергоноситель; 6 – уплотнительная планка; 7 – уплотнитель; 8 – гибкая подвеска; 9 – прижим

уплотняющей планкой 6, обеспечивает ее перемещение вертикально вверх до полного открытия щели в момент транспортирования через нее изделия. Подача энергоносителя к приводу 2 осуществляется через трубку 5. Кронштейн 3 и прижим 9 также имеют щель, размеры которой соответствуют размеру уплотняемого отверстия или могут быть больше для размещения элементов манипулятора.

Вторая модификация щелевого затвора (рис. 4.7) комбинированная. В этой конструкции перемещение уплотнительного узла осуществляется приводом управляемой упругой деформации 1 (в данном случае приводом замкнутого контура), а уплотнение – сиффонами 2.

Усилие уплотнения, передаваемое на планку 6 с уплотнителем 7, создается четырьмя сиффонными прижимами 2. Планка 6 закреплена на гибкой подвеске для компенсационной развязки в момент прижима планки. Подвод сжатого воздуха осуществляется через трубки 3 и 5.

Затвор этого типа изготовлен на заводе "Токамак".

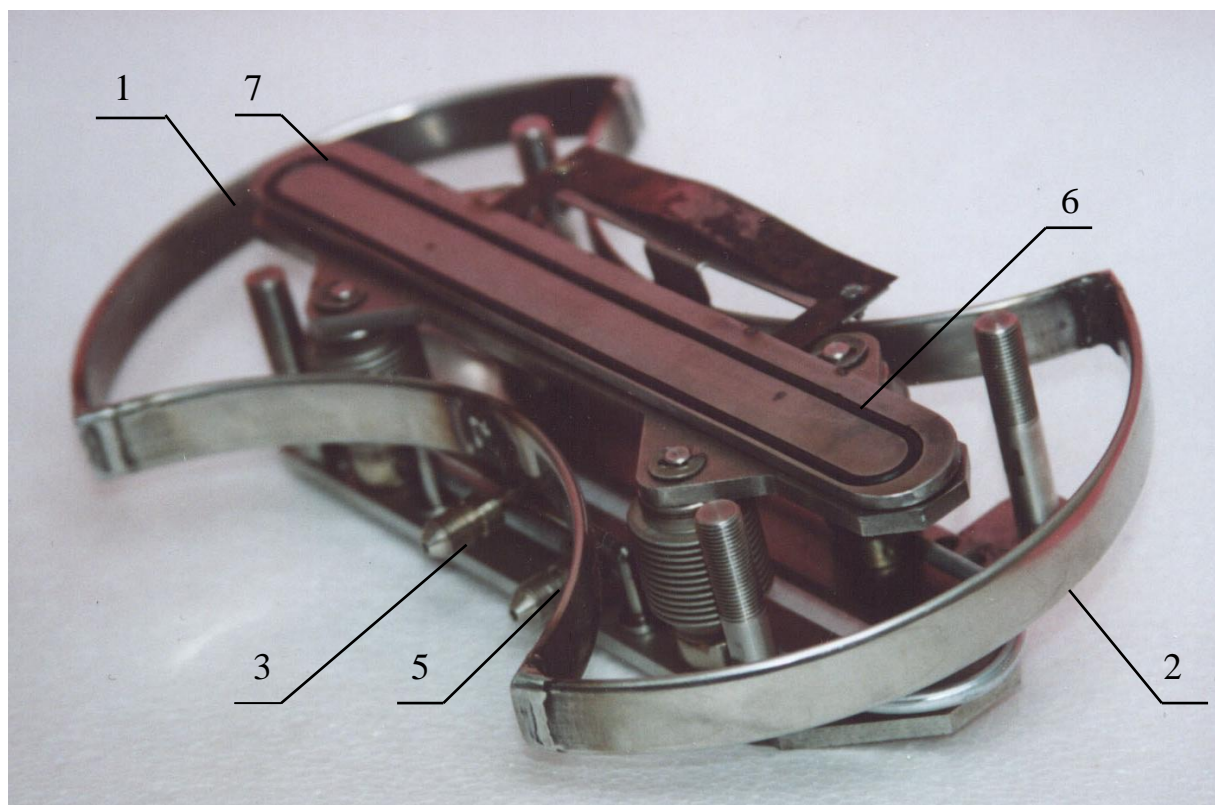
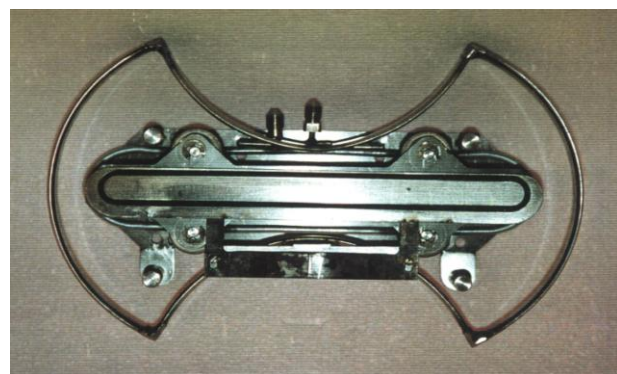
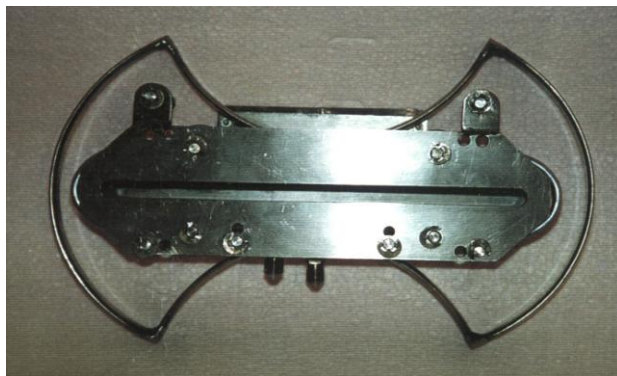
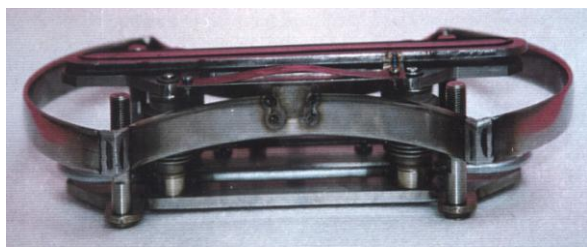


Рис. 4.7. Бескорпусной вакуумный щелевой затвор
комбинированного типа

На бескорпусные вакуумные затворы рассмотренных типов получен патент Российской Федерации [97].

Представляет интерес предложенный высоковакуумный затвор с совмещенным приводом, формирующий перемещение уплотнительного элемента и усилия уплотнения одним и тем же многовитковым приводом незамкнутого контура [101, 102].

Конструктивная схема привода иллюстрируется рис. 4.8. В конструкции затвора имеется всего один трубопровод 4 подачи сжатого воздуха или какого либо другого энергоносителя. Из конструктивных соображений и с целью получения удвоенного усилия затвор имеет два многовитковых привода 6 с правой и левой навивкой, соединенных с одной стороны с коллектором 5, а с противоположной с уплотняющим элементом 2, 7 через гибкую развязку 2. Исходное положение клапанного устройства 1 контро-

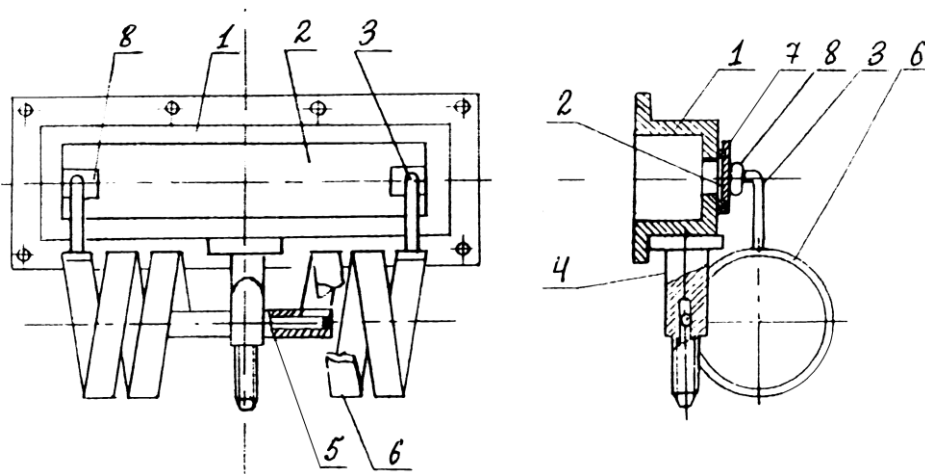


Рис. 4.8. Конструктивная схема вакуумного затвора с совмещенным приводом:

- 1 – уплотняемый корпус; 2 – уплотнительная планка;
- 3 – рычаг; 4 – трубопровод; 5 – коллектор;
- 6 – многовитковый привод; 7 – уплотнитель; 8 – гибкая развязка

лируется упором 6. При подаче энергоносителя уплотняющие элементы, связанные с приводами, поворачиваются до соприкосновения с уплотняемой поверхностью и при дальнейшем возрастании давления создают требуемое усилие уплотнения.

В зависимости от назначения оборудования и формы изделий предназначенных для шлюзования, что в ряде случаев требует свободного доступа к отверстию соответствующих транспортных средств, угол поворота уплотнительного узла может быть любым.

4.4. Перспективные разработки бескорпусных высоковакуумных затворов

Созданы новые типы бескорпусных вакуумных затворов совмещенного типа на основе упругодеформируемых сильфонных приводов, каждый из которых защищен патентом Российской Федерации.

Первоначально разработано два типа клапанов [103,104].

Идея первой конструкции (рис. 4.9) состоит в том, что сильфон выполняет функцию и гибкого герметизирующего устройства и привода. Внутри сильфона 1 расположены криволинейная направляющая 3, в пазу которой перемещается ролик 5 изогнутого стержня 4. Направляющая соединена с нижним неподвижным фланцем 6, а стержень 4 с уплотняющей заглушкой 2. При подаче давления через штуцер нижнего фланца, подсоединенного к пневмоисточнику, сильфон перемещается по закону, задаваемому направляющим пазом и стержнем до соприкосновения с уплотняемой поверхностью, при сбросе давления сильфон под действием упругих сил возвращается в исходное положение.

Достоинством затвора этого типа, в котором должен быть использован чувствительный сварной сильфон, является простота и надежность

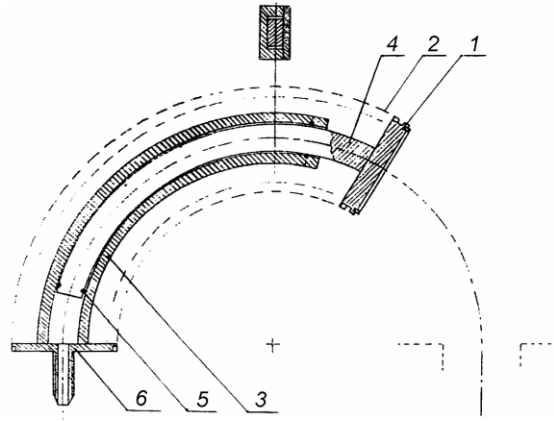


Рис. 4.9. Конструктивная схема вакуумного затвора на основе сиффонного привода с принудительным формированием траектории перемещения уплотнительного узла

конструкции.

Вторая идея состоит в создании предельно простого вакуумного затвора, рассчитанного так же как и предыдущие вакуумные затворы на герметизацию малых потоков (рис. 4.10).

Конкретный технический результат, который может быть получен при осуществлении предложенной идеи, заключается в упрощении конструкции и повышении надежности в эксплуатации.

Сильфон снабжен нерастяжимой гибкой связью 6, закрепленной одним концом на опорном фланце 1 со штуцером 5, а другим на уплотняющей заглушке 3 и смещенной в сторону требуемого поворота в направлении к гофрам.

Гибкая связь может иметь длину, равную расстоянию между фланцем и заглушкой, а также быть больше или меньше его в зависимости от требуемого стартового положения.

Назначение гибкой связи состоит в одностороннем заневоливании гофр сильфона 2, что неизбежно произойдет при подаче в его внутреннюю полость избыточного давления и вызовет поворот заглушки 3 с уплотни-

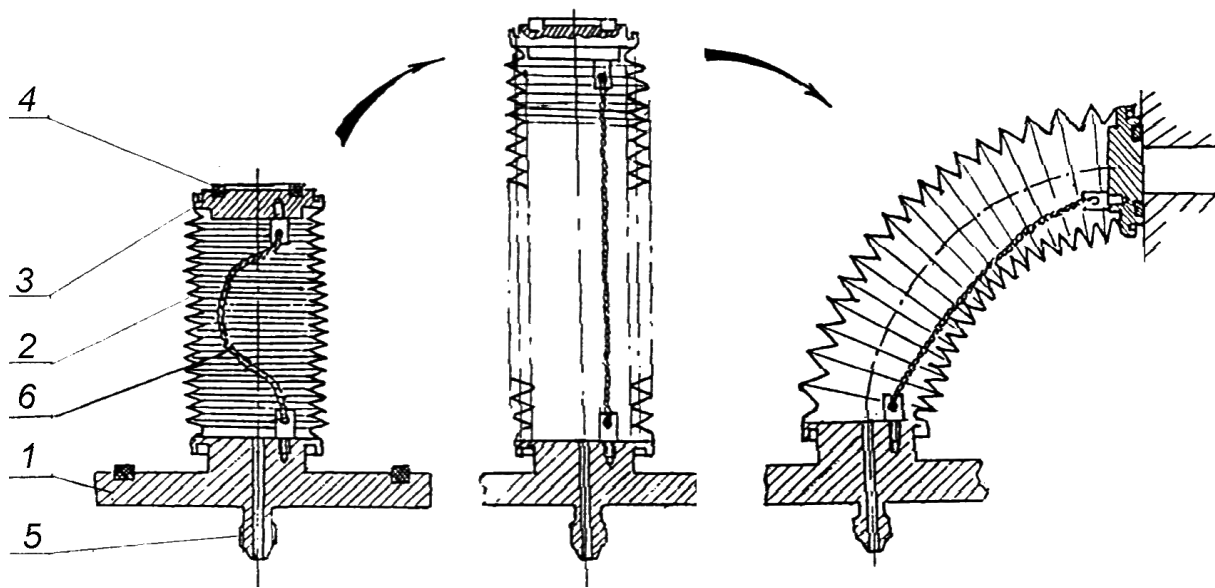


Рис. 4.10. Конструктивная схема вакуумного затвора на основе
сильфонного привода с односторонним заневоливанием
гофр нерастяжимой гибкой связью:
1 – фланец; 2 – сильфон; 3 – заглушка; 4 – уплотнитель;
5 – штуцер; 6 – гибкая связь

телом 4 до соприкосновения с уплотняемой поверхностью и уплотнением ее.

При конструировании затворов этого типа важно рассчитать длину гибкой связи с учетом того, чтобы она не препятствовала перемещению заглушки 3 при деформации уплотнителя, то есть имела некоторый запас по длине в положении уплотнения.

Необходимо иметь в виду, что гибкая связь, односторонне заневоливающая гофры, нужна в начале движения для создания изгибающего момента за счет равнодействующей силы давления энергоносителя на заглушку.

Определение оптимальной длины гибкой связи и характера перераспределения направления сил, действующих на заглушку, в процессе поворота сильфона требует постановки теоретических исследований.

Гибкая связь может быть конструктивно расположена как внутри сиффона, так и вне его.

Предложен компактный щелевой вакуумный затвор с совмещённым приводом перемещения и уплотнения [105], конструкция которого представлена на рис. 4.11.

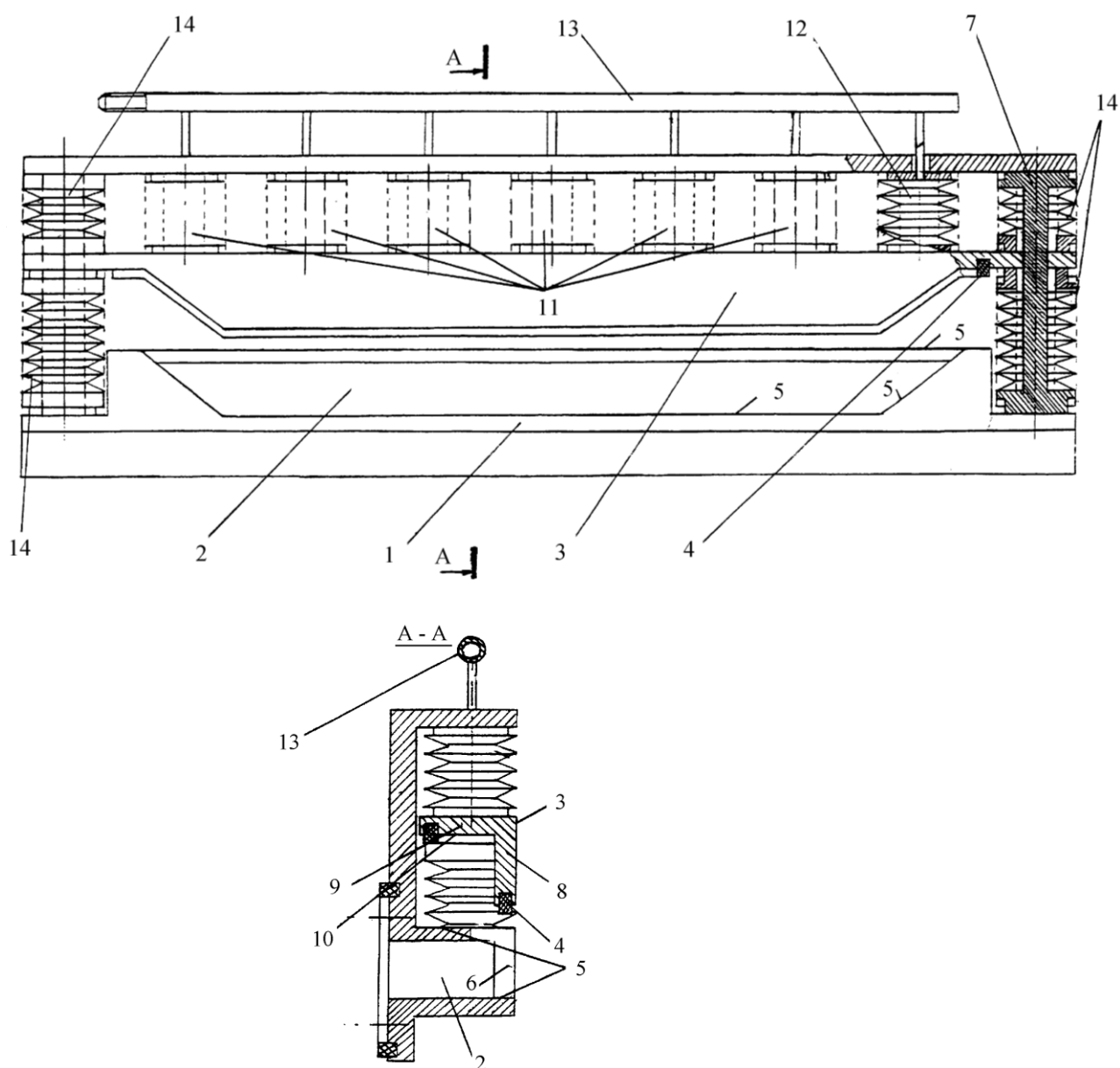


Рис. 4.11. Конструктивная схема щелевого вакуумного затвора на основе стандартного сиффонного привода

За счёт конфигурации проходного окна 6 достигается возможность перемещения запорного элемента 3 и уплотнения в одном цикле, то есть происходит совмещение привода перемещения и уплотнения. Конфигурация седла 5 и затворного элемента 3 обеспечивает как меньшее натекание, так и меньший износ уплотнительного элемента 4 по сравнению с конструкциями затворов, в которых усилие уплотнения не перпендикулярно всей уплотняемой поверхности.

Затвор состоит из корпуса 1 с каналом 2 и запорного элемента 3 оснащенного уплотнением 4. На корпусе выполнено седло 5 с проходным окном 6, контактирующее с уплотнением 4. Привод перемещения запорного элемента 3 движется по направляющим 7, при этом седло 5 выполнено с сопряженными между собой уплотняемыми поверхностями, одни из которых расположены на корпусе 1 над каналом 2, другие - на проходном окне 6, а запорный элемент 3 выполнен с поперечной каналу стенкой 8 и выступом 9 на ней, при этом уплотняемые поверхности, расположенные на корпусе 1 над каналом 2, расположены в одной плоскости, перпендикулярной перемещению запорного элемента 3, а уплотняемые поверхности на окне 6 выполнены с образованием его проходного сечения, поперечного направлению канала 2, с размерами, уменьшающимися по направлению от запорного элемента 3, причем запорный элемент 3 выполнен со стенкой 8, у которой сечение, поперечное каналу 2, по форме соответствует (совпадает) проходному сечению окна 6, а выступ 9 выполнен с уплотняемой поверхностью 10, перпендикулярной перемещению запорного элемента 3.

Привод перемещения запорного элемента 3 выполнен в виде параллельно установленных сильфонов 11, один конец которых закреплен на корпусе 1, а второй на запорном элементе 3, при этом полость 12 сильфонов 11 сообщена с трубопроводом 13 для подвода и отвода сжатого воздуха.

Направляющие 7 экранированы сильфонами 14, что позволяет ис-

ключить попадания микрочастиц износа в рабочую среду.

Затвор работает следующим образом. В исходном положении затвор открыт, при этом запорный элемент 3 находится в верхнем положении. Рабочий просвет образуется каналом 2 корпуса 1 и окном 6. С целью исключения попадания в рабочую среду частичек износа запорного элемента 3 и направляющих 7, а также для исключения воздействия на направляющие 7 рабочей среды, последние уплотнены сальфонами 14.

Для закрытия затвора по трубопроводу 13 в полости 12 сальфонов 11 подается сжатый воздух. Под действием сжатого воздуха сальфоны 11 растягиваются и запорный элемент 3 опускается по направляющим 7 на седло 5. При этом уплотнительные сальфоны 14, расположенные под выступом 9, сжимаются, а расположенные над выступом 9 растягиваются. Уплотнительный элемент 4 сдавливается между уплотняемыми поверхностями седла 5 и запорного элемента 3 и обеспечивается герметичное закрытие затвора.

Для открытия затвора сжатый воздух по трубопроводу 13 стравливается в атмосферу. Под действием упругих сил уплотнительных сальфонов 14 и упругих сил сальфонов 11 запорный элемент 3 отрывается от седла 5 и перемещается в исходное положение по направляющим 7.

Для дальнейшего совершенствования конструкций вакуумных затворов потребовалось создание принципиально новых приводов перемещения.

Новые требования к приводам управляемой упругой деформации, заключающиеся в необходимости при средней точности позиционирования совершать значительные перемещения со значительными усилиями и заданной непрямолинейной траекторией перемещения, потребовали создания соответствующих сальфонных приводов.

Принцип действия таких приводов заключён в разной жесткости гофр сальфона как в плоскости гофр сальфона, так и по центральной оси

сильфона.

На рис. 4.12, 4.13 показаны варианты сильфонного привода с криволинейной траекторией перемещения [106].

Привод перемещения состоит из сильфона 1, герметизируемого заглушками 2 и 3 в одной из которых выполнен штуцер 4, предназначенный для подачи энергоносителя и закрепления привода. У гофр 5 сильфона 1 предназначенных для создания криволинейного перемещения центры 6 и 7 внешней и внутренней окружностей 8 и 9 не совпадают.

На рис. 4.12 расстояния между центрами 6 и 7 внешних и внутренних окружностей 8 и 9 различных гофр 5 различны, но лежат в одной плос-

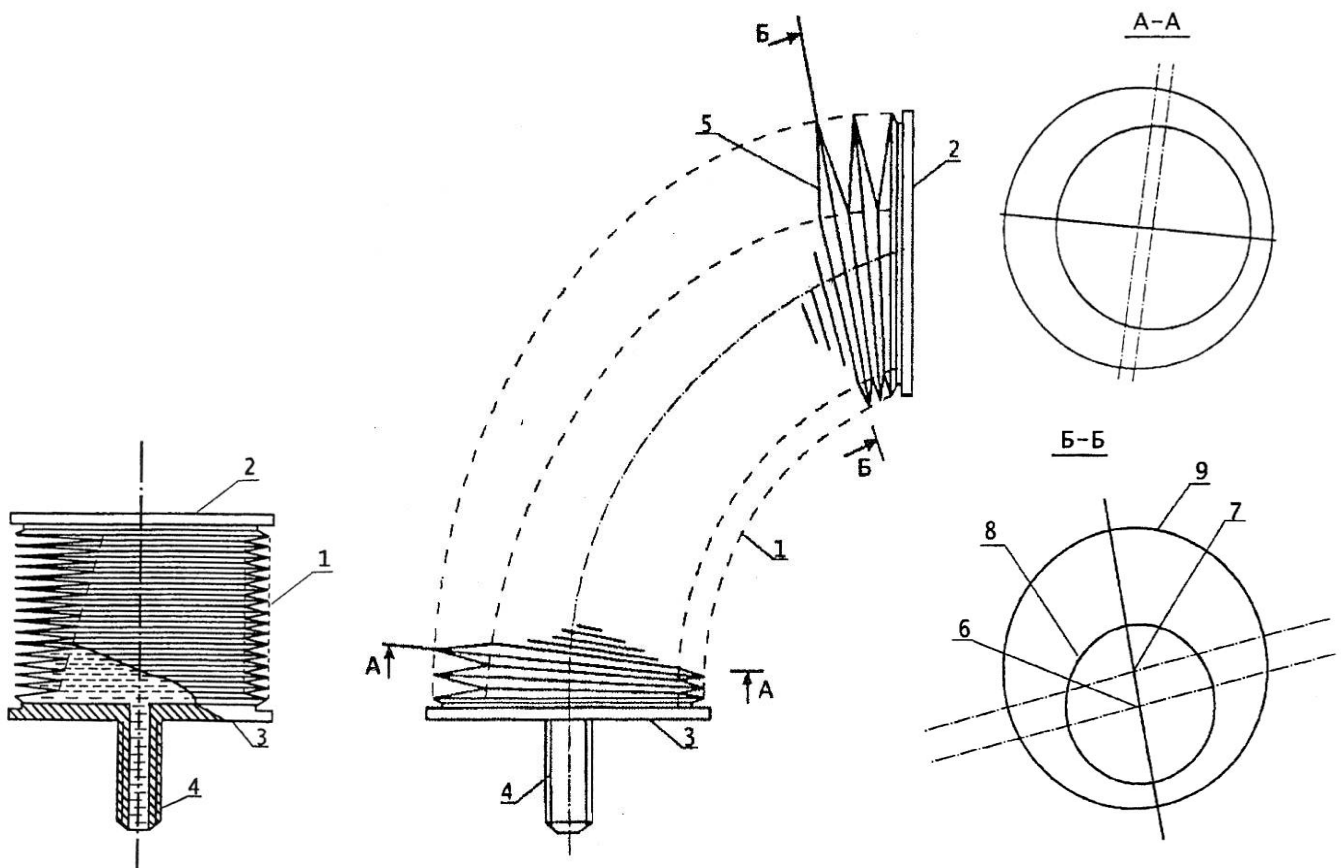


Рис. 4.12. Сильфонный привод с плоской криволинейной траекторией перемещения

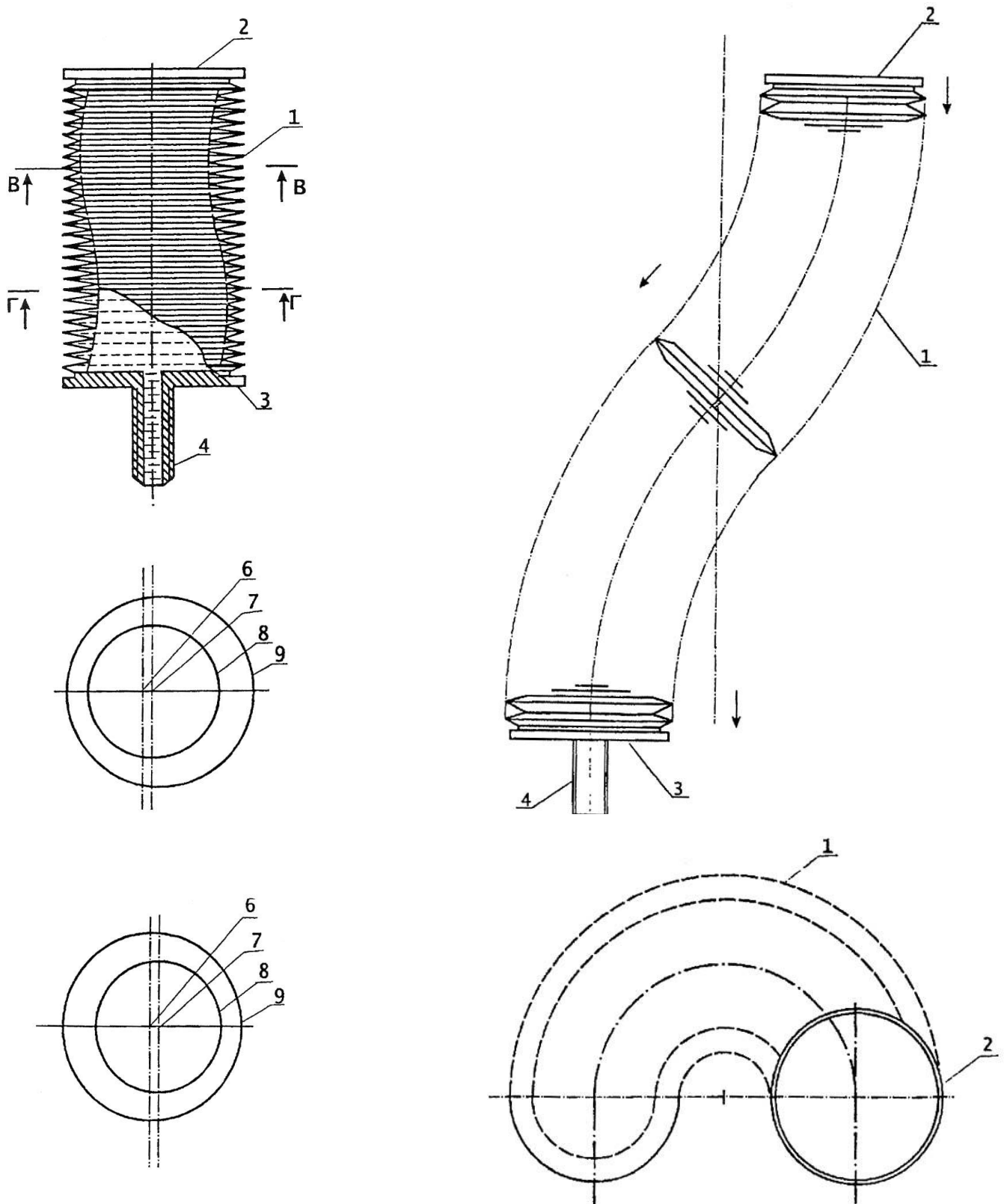


Рис. 4.13. Сильфонный привод с пространственной криволинейной траекторией перемещения

кости, обеспечивая необходимую траекторию перемещения с переменным радиусом кривизны.

На рис. 4.13 расстояния между центрами 6 и 7 одинаковы, но лежат на пространственной винтовой поверхности, обеспечивая приводу объемную траекторию движения: а) привод находится в сжатом; б) – в растянутом состояниях.

Требования в коммутационной аппаратуре к большим усилиям уплотнения при средней точности позиционирования и величине перемещения в сочетании с требованием к малым размерам привода привели к созданию кольцевых и плоских сварных сифонных приводов.

Основой создания данных конструкций стали перемычки, лежащие в плоскости гофр сифонных приводов и придающие жесткость сифонам в поперечном сечении, препятствуя сминанию и короблению.

На рис. 4.14 показан плоский сифонный привод криволинейного перемещения [107].

Привод содержит герметизированный двумя заглушками 1 и 2, в одной из которых выполнен штуцер 3 сифон 4 продольный размер которого по большей оси 5 превышает её размер по меньшей оси 6. Гофры сифона 4 выполнены несимметрично: большие оси 5 внешнего контура 7 и 5' внутреннего контура 8 каждого гофра не совпадают. Центральные оси сифона по внутреннему и внешнему контуру при сжатом состоянии сифона и отсутствии давления представлены параллельными прямыми. Привод снабжен соединяющими внутренние контуры гофр 8 перемычками 9 выполненными с отверстиями 10, соединяющими все части внутренней полости 11 сифона 4.

При подаче энергоносителя во внутреннюю полость 11 сифона 4 через штуцер 3 происходит деформация гофр. За счёт неравномерной жесткости гофр по малой оси сечения 6 в плоскости гофр, деформация гофр

неравномерна, за счёт чего и создаётся криволинейное перемещение. Перемычки 9 установленные между внутренними контурами 8 гофр препятствуют деформации последних в поперечном направлении сиффона 4.

При снятии давления энергоносителя происходит его покидание внутренней полости 11 сиффона 4 и возвращение сиффона в исходное

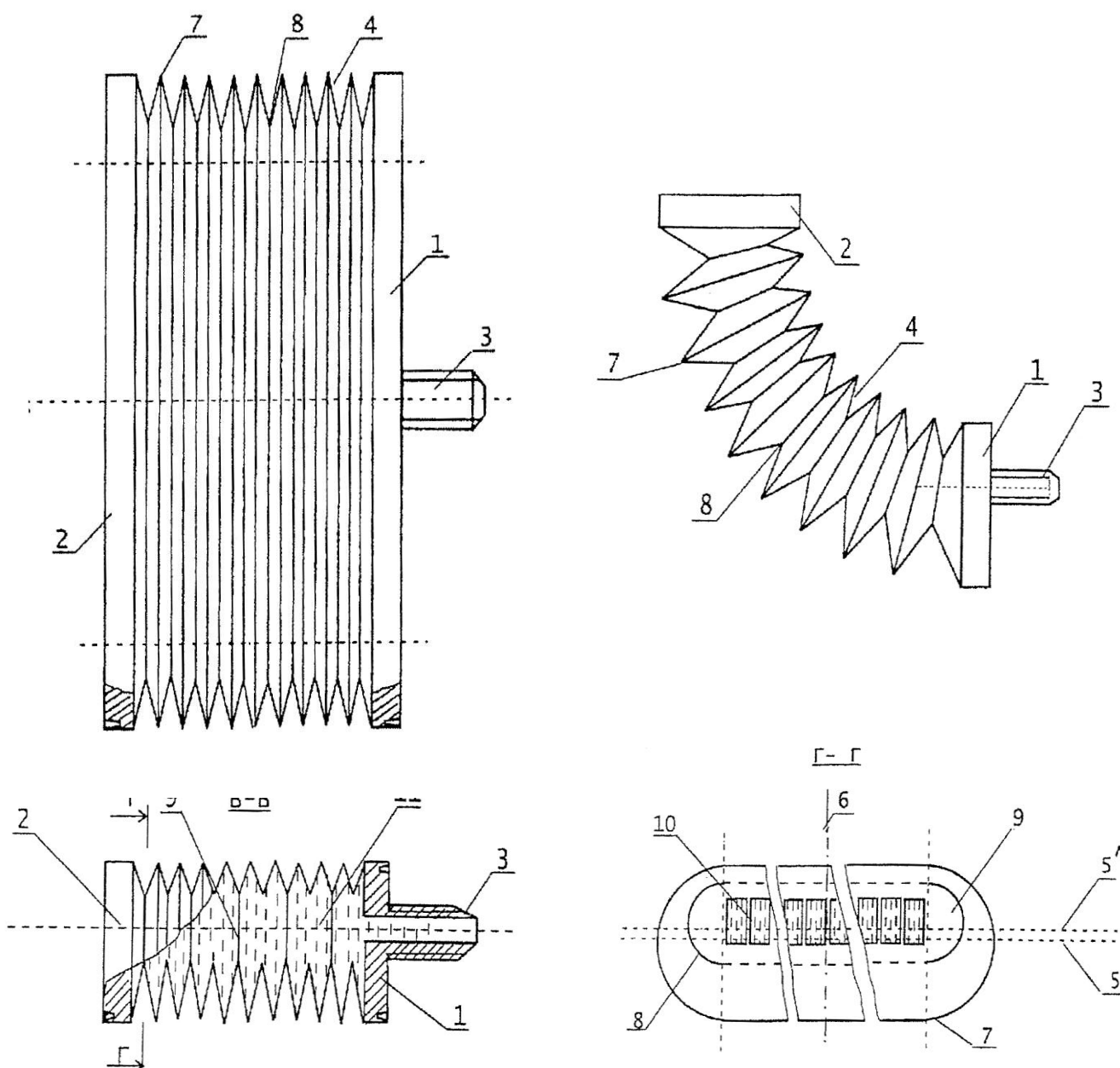


Рис. 4.14. Плоский сифонный привод криволинейного перемещения

положение за счёт упругой деформации гофр.

На рис. 4.15 показан плоский сифонный привод прямолинейного перемещения [108]. Так как данный привод действует аналогично плоскому сифонному приводу криволинейного перемещения, но за счёт симметричности гофр относительно большой оси сечения в плоскости гофр создаёт прямолинейное перемещение, то большая ось может иметь не только прямолинейную но и любую другую, заданную на плоскости форму, в том числе и кольцевую.

На рис. 4.16 показан привод криволинейного перемещения с кольцевым сифоном [109]. Он представляет собой два сифона, с криволинейной траекторией перемещения, вложенные один в другой (1 – внешний,

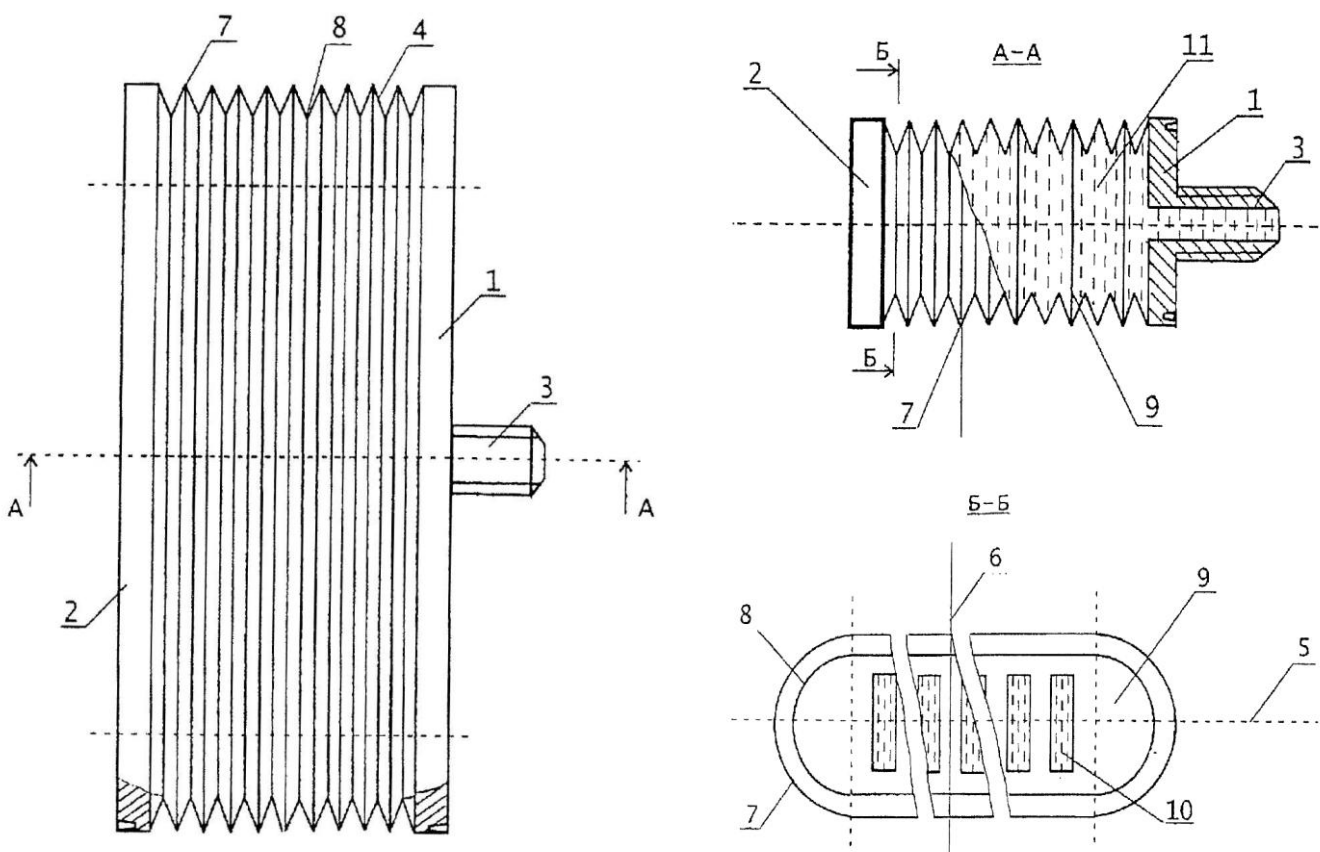


Рис. 4.15. Плоский сифонный привод прямолинейного перемещения

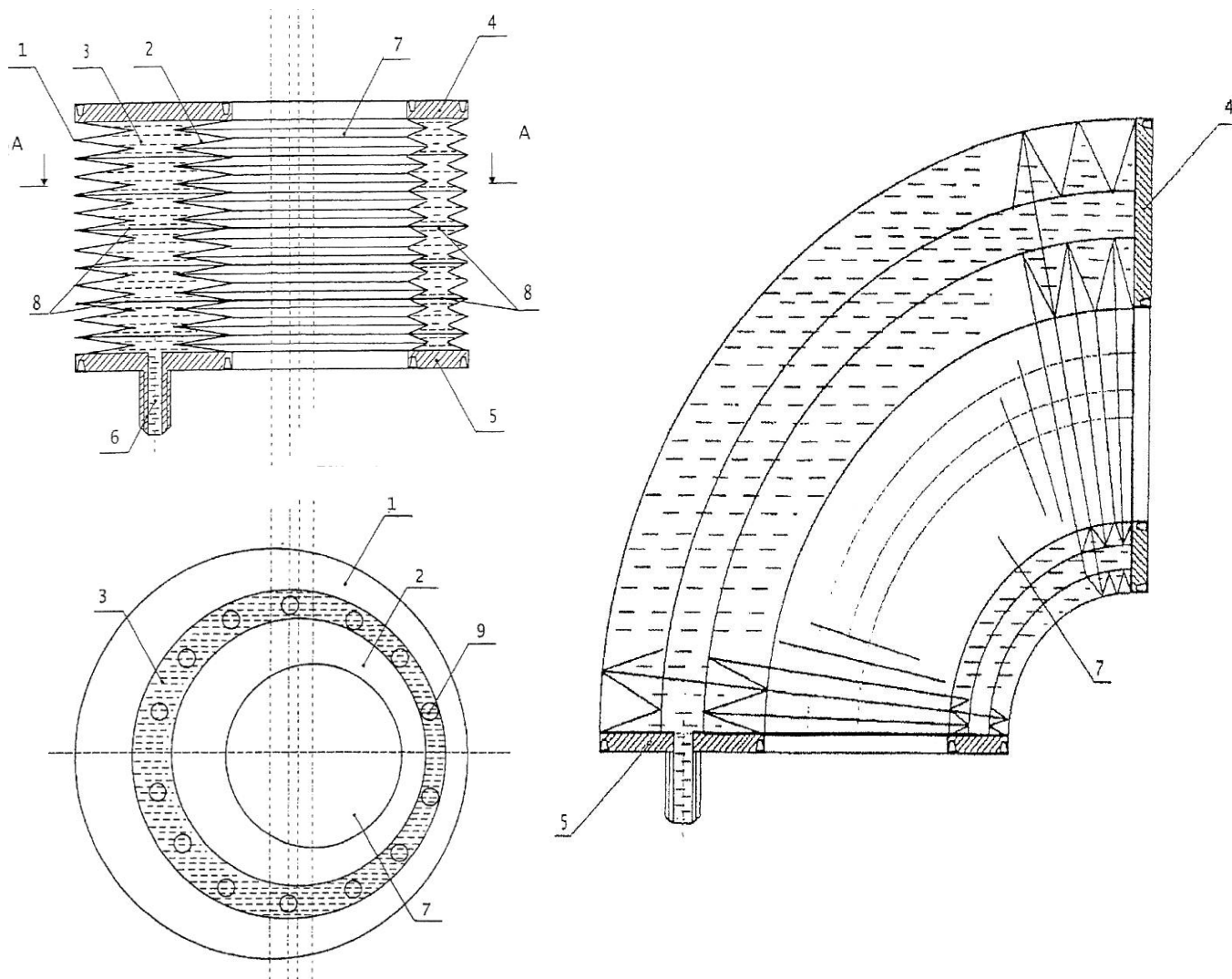


Рис. 4.16. Привод криволинейного перемещения с кольцевым сальфоном

2 – внутренний), таким образом, что центральные оси их внутренних и внешних гофр лежат в одной плоскости и ориентация гофр внутреннего и внешнего сальфонов по жесткости совпадает. Кольцевое пространство между сальфонами по торцам герметизировано заглушками 4 и 5 (в одной из которых установлен штуцер 6 для подачи энергоносителя во внутреннюю полость 3) таким образом, что внутри меньшего сальфона образовано сквозное отверстие 7. Гофры внутреннего и внешнего сальфонов соединены перемычками 8, которые оснащены сквозными отверстиями 9, лежащими в плоскости гофр.

Действует данный привод аналогично плоскому сифонному приводу криволинейного перемещения.

Эффективность данного направления доказана экспериментально, ведутся работы по созданию автоматического проектирования данных устройств [110].

На основании разработанных приводов созданы новые конструкции вакуумных затворов.

Рассмотрим **бескорпусной смещённый затвор с криволинейной траекторией перемещения** [111], представленный на рис. 4.17.

Конструкция построена на базе сифонного привода с плоской криволинейной траекторией перемещения (см. рис. 4.12).

Затвор содержит привод перемещения в виде сифона 1. Оболочка сифона 1 своими торцами герметично соединена с двумя заглушками.

На чертежах показана сварная оболочка сифона 1. Неподвижная заглушка 2 служит для крепления привода и имеет штуцер 3, служащий для подвода энергоносителя и создания давления в нём. Подвижная заглушка 4 герметична, и на ней установлен запорный элемент (клапан) 5 с уплотнительным элементом 6. Седло 7 затвора имеет проходное отверстие (канал 8) (показаны пунктиром).

Сифон 1 выполнен неосесимметричным и состоит из двух частей, его гофры имеют с разных сторон неодинаковую глубину, то есть у каждой части сифона 1 центры внешней и внутренней окружностей каждого гофра не совпадают. Центры 9 внутренних окружностей одной части сифона 1 и центры 10 внутренних окружностей другой части сифона (а также оси, проходящие через эти центры) смещены друг относительно друга и в противоположные стороны от оси 11, проходящей через центры внешних окружностей гофр обеих частей сифона.

Ось отверстия 8 седла 7 смещена относительно оси запорного эле-

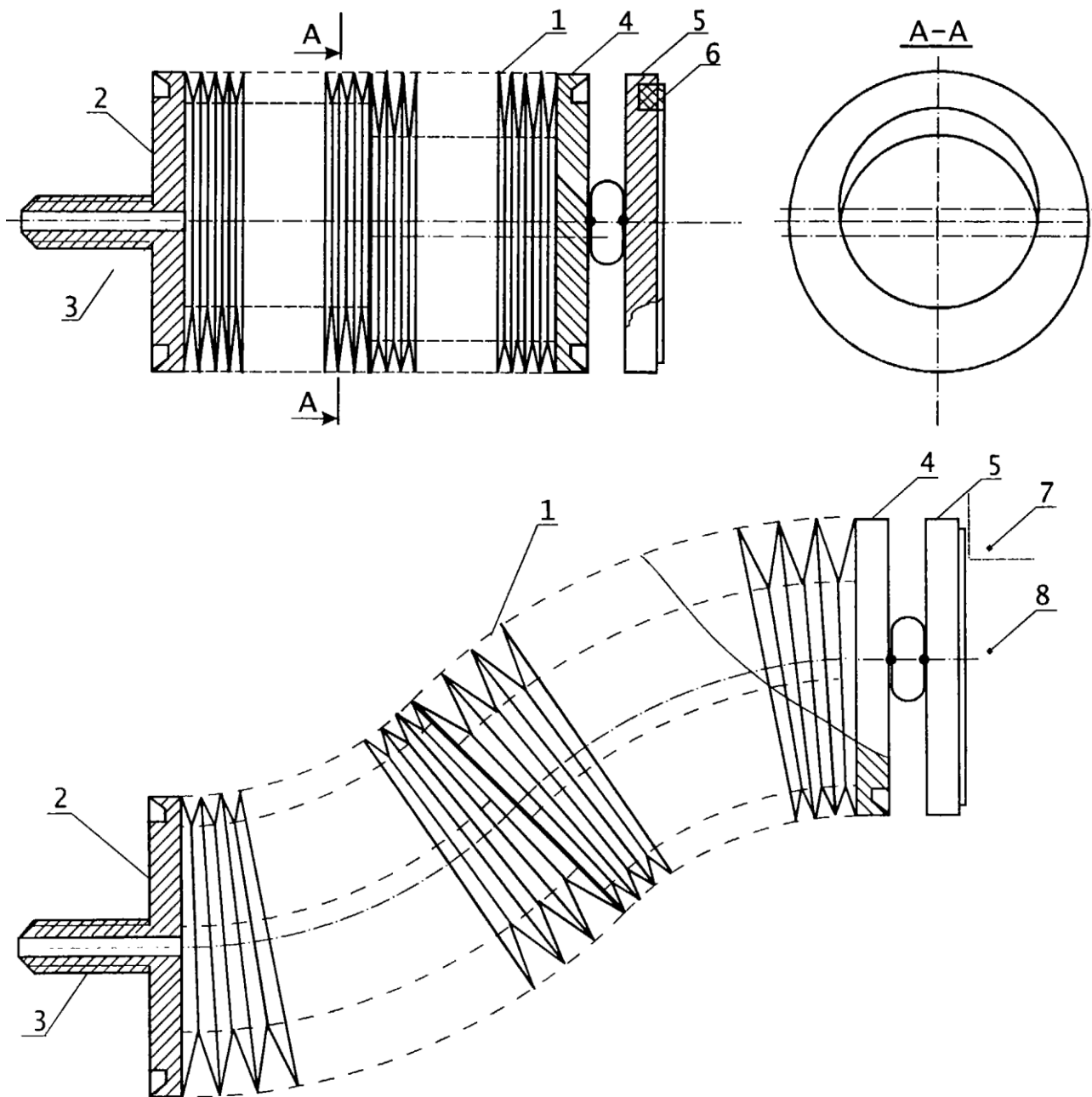


Рис. 4.17. Бескорпусной смещённый затвор с криволинейной траекторией перемещения

мента 5 в сжатом состоянии сиффона 1.

Затвор работает следующим образом.

При подаче энергоносителя во внутреннюю полость сиффона 1 через штуцер 3 под действием давления гофры сиффона 1 растягиваются не-

равномерно вследствие их разной глубины и, следовательно, разной жесткости с разных сторон, а траектория клапана 5 имеет форму дуг, меняющихся по знаку радиуса кривизны. При одинаковой длине частей сальфона 1 и равных расстояниях между центрами внешних и внутренних окружностей гофр это будут сопряженные дуги окружностей одного радиуса, закручивающиеся в разные стороны, при этом торцы сальфона 1 (заглушки 2 и 4) будут параллельны как в сжатом, так и в растянутом состоянии. Подвижная заглушка 4 перемещается по криволинейной траектории в сторону седла 7, происходит смещение оси запорного элемента 5 и герметизация отверстия 8 запорным элементом 5.

При снятии давления энергоносителя гофры сальфона 1 сжимаются и заглушка 4 с запорным элементом 5 отводится от отверстия 8.

Затвор может быть выполнен щелевым (не показан), в таком случае привод перемещения содержит несколько аналогичных сальфонов, на которых установлена продолговатая неподвижная заглушка.

На базе сальфонного привода с плоской криволинейной траекторией перемещения, приведённого на рис. 4.12, построен и **бескорпусной затвор с криволинейной траекторией перемещения** [112], показанный на рис. 4.18.

Затвор содержит привод перемещения в виде сальфона 1. Оболочка сальфона 1 своими торцами герметично соединена с двумя заглушками 2, 3. На чертежах показана сварная оболочка сальфона 1. Неподвижная заглушка 2 служит для крепления привода и имеет штуцер 3, служащий для подвода энергоносителя и создания давления в нём. Подвижная заглушка 4 герметична и на ней установлен запорный элемент (клапан) 5 с уплотнительным элементом 6. Седло 7 затвора имеет проходное отверстие (канал 8).

Сальфон 1, как и в предыдущей конструкции выполнен неосесим-

метричным.

Рассмотрим работу затвора. При подаче энергоносителя во внутреннюю полость сиффона 1 через штуцер 3 под действием давления гофры сиффона 1 растягиваются неравномерно вследствие их разной глубины и,

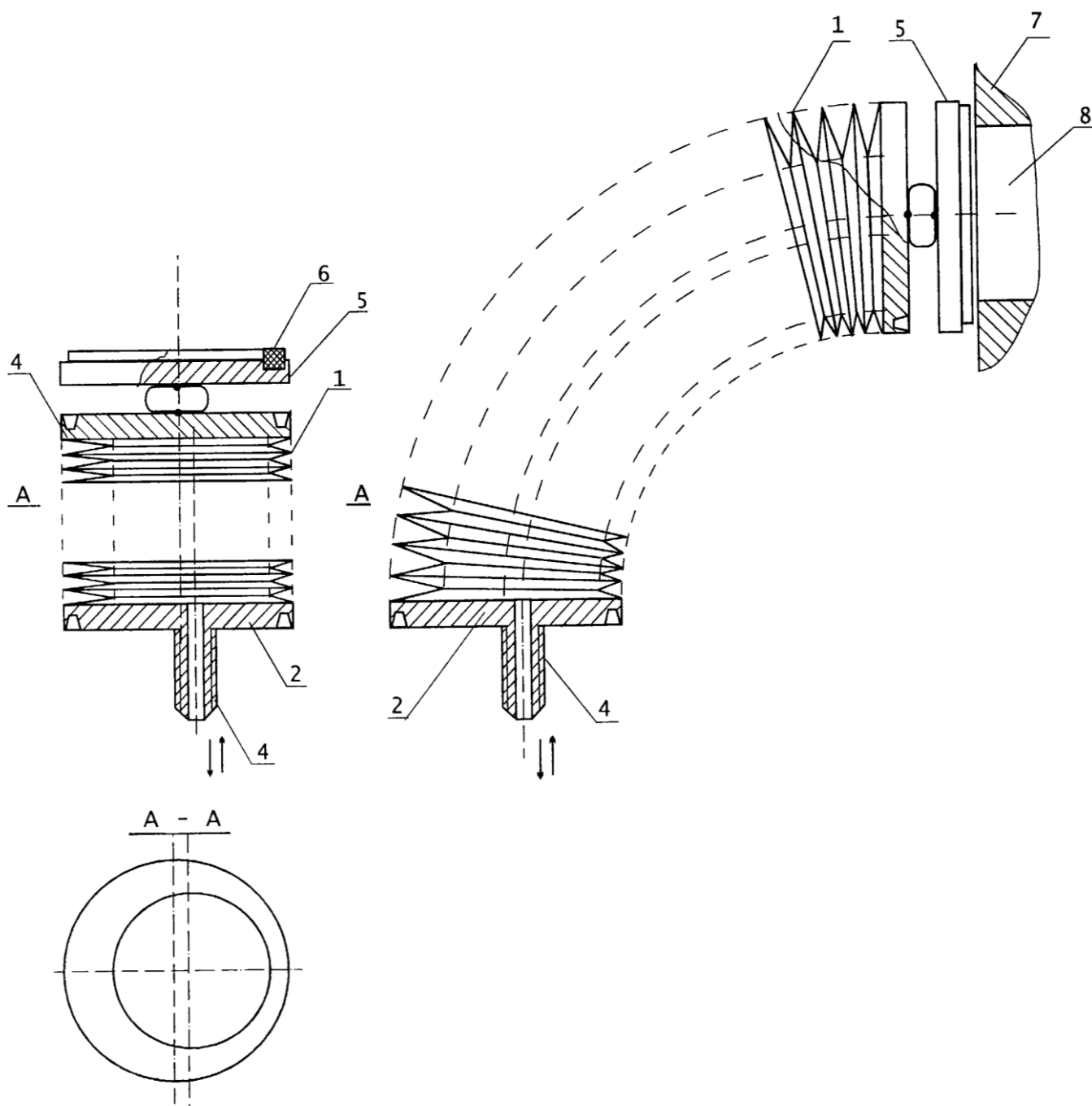


Рис. 4.18. Бескорпусной затвор с криволинейной траекторией перемещения

следовательно, разной жесткости с разных сторон. Поэтому подвижная заглушка 4 перемещается по криволинейной траектории в сторону седла 7 и происходит герметизация отверстия 8 запорным элементом 5.

При снятии давления энергоносителя гофры сальфона 1 сжимаются и заглушка 4 с запорным элементом 5 отводится от отверстия 8.

Затвор, как и предыдущий, может быть выполнен щелевым (на рисунке не показан). В этом случае привод перемещения содержит несколько аналогичных сальфонов, на которых установлена продолговатая неподвижная заглушка.

Рассмотрим **бескорпусной щелевой затвор на основе плоского сальфонного привода с прямолинейной траекторией перемещения**, изображенного на рис. 4.15.

Данный затвор [113], по многим своим показателям значительно превосходящий ранее разработанный (см. рис. 4.11), показан на рис. 4.19.

В частности происходит значительное уменьшение веса конструкции, повышение быстродействия, снижение габаритных размеров и уменьшение площади поверхности сальфона и протяженности сварных швов.

Щелевой затвор содержит привод перемещения в виде сальфона 1. Оболочка сальфона 1 своими торцами герметично соединена с двумя заглушками 2, 3. Оболочка сальфона 1 выполнена сварной. Неподвижная заглушка 2 является основанием привода и имеет штуцер, служащий для подвода энергоносителя и создания давления и для крепления привода. Подвижная заглушка 3 герметична, и на ней установлен запорный элемент (клапан) 4 с уплотнительным элементом 5. Седло 6 затвора имеет щелевое проходное отверстие 7. В поперечном сечении сальфон 1 имеет фигуру, продольный разрез которой по большей оси превышает её поперечный размер по меньшей оси (плоский овал). Большой размер поперечного се-

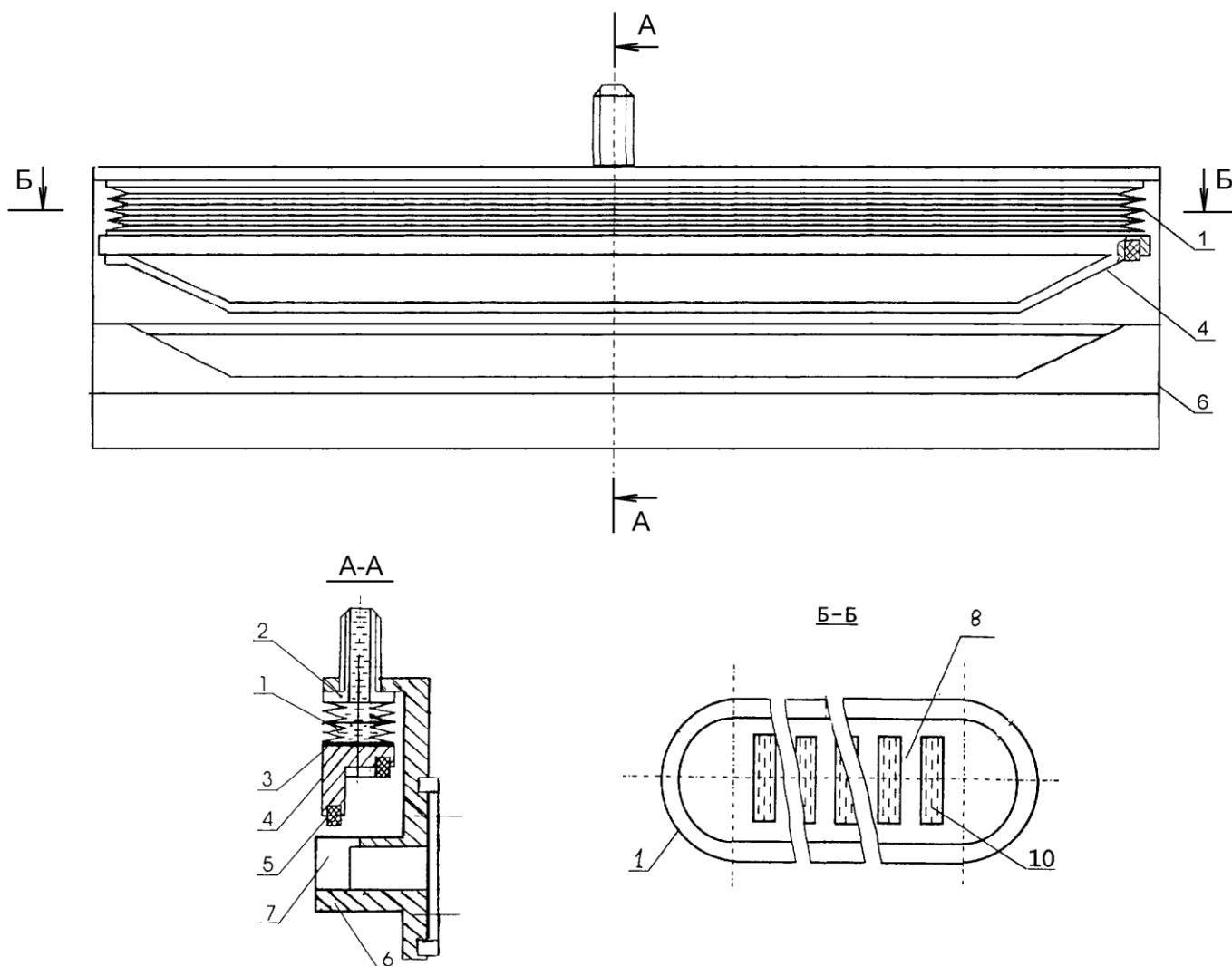


Рис. 4.19. Конструктивная схема щелевого вакуумного затвора на основе плоского сильфонного привода с прямолинейной траекторией перемещения

чения 1 должен быть достаточным для крепления на нём запорного элемента, длина которого соответствует длине щелевого отверстия 7.

Для придания сильфону 1 формоустойчивости, чтобы под действием давления энергоносителя не деформировались его стенки, расположенные вдоль больших осей, эти стенки соединены поперечными перемычками 8, ориентированными вдоль меньшей оси поперечного сечения, с образованием отверстий 9, сообщающих все части внутренней полости сильфона.

Затвор работает следующим образом. При подаче энергоносителя во

внутреннюю полость сиффона 1 через штуцер под действием давления гофры сиффона 1 растягиваются, подвижная заглушка 3 перемещается в сторону седла 6 и происходит герметизация отверстия 7 запорным элементом 4.

При снятии давления энергоносителя гофры сиффона 1 сжимаются и заглушка 3 с запорным элементом 4 отводится от отверстия 7.

Рассмотрим **бескорпусной смещённый щелевой затвор на основе плоского сиффонного привода с криволинейной траекторией перемещения** изображенного на рис. 4.14.

Разработанный щелевой затвор [114] показан на рис. 4.20.

Затвор содержит привод перемещения в виде сиффона 1. Оболочка сиффона 1 своими торцами герметично соединена с двумя заглушками 2, 3. Оболочка сиффона 1 выполнена сварной. Неподвижная заглушка 2 является основанием привода и имеет штуцер, служащий для подвода энергоносителя и создания давления и для крепления привода. Подвижная заглушка 3 герметична и на ней установлен запорный элемент (клапан) 4 с уплотнительным элементом 5. Седло затвора (не показано) имеет щелевое проходное отверстие. В поперечном сечении сиффон 1 имеет фигуру, продольный разрез которой по большей оси превышает её поперечный размер по меньшей оси (плоский овал). Сиффон 1 выполнен из двух частей (сиффонов), сваренных друг с другом. Плоскость 6, проходящая через большие оси внешних контуров всех гофр, является общей для обеих частей сиффона 1. Плоскости 7, проходящие через большие оси внутренних контуров гофр этих двух частей, смещены относительно плоскости 6 в разные стороны. В частном случае они могут быть параллельны.

Для придания сиффону 1 формоустойчивости, чтобы под действием давления энергоносителя не деформировались его стенки, расположенные вдоль больших осей, последние соединены поперечными перемычками 8,

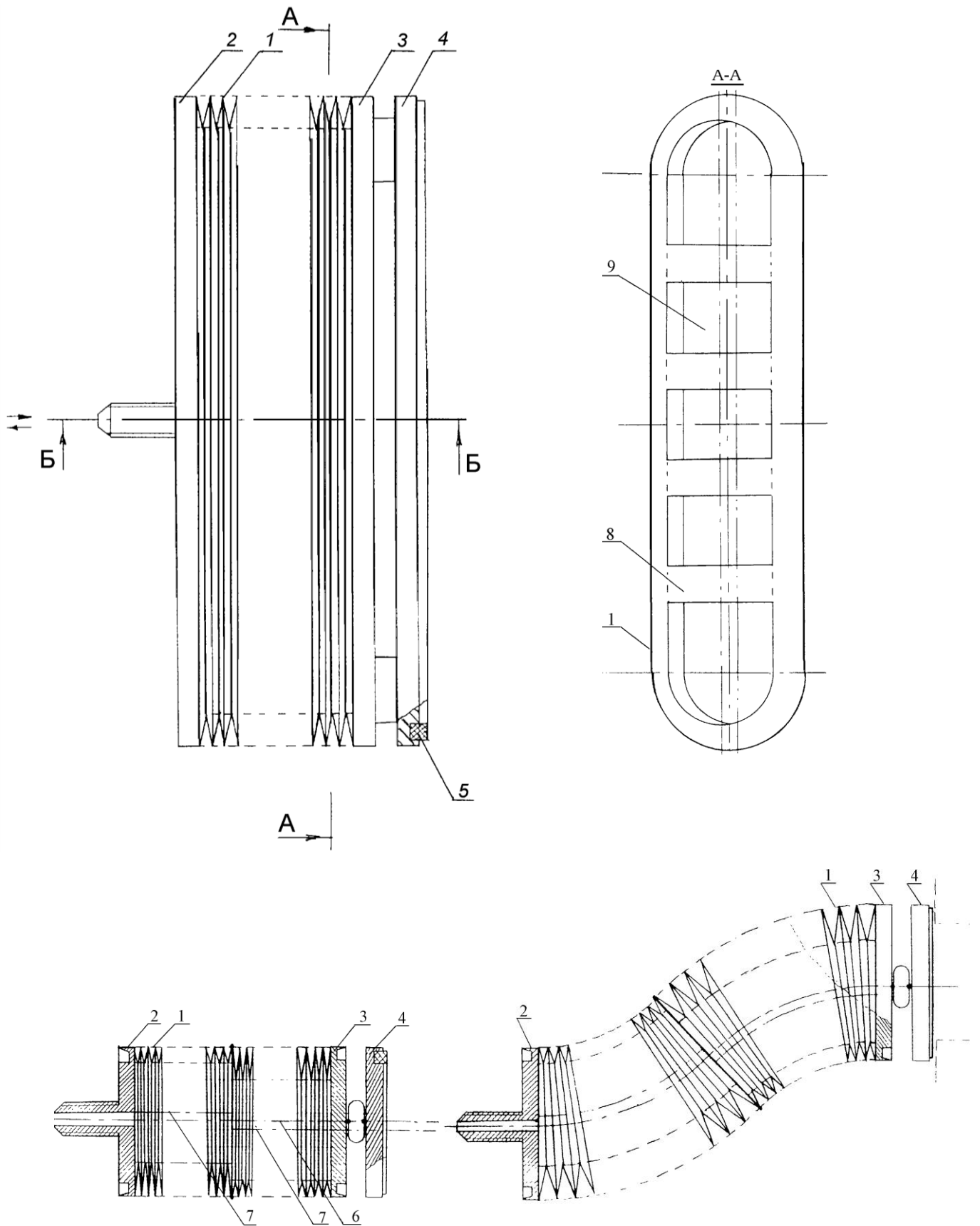


Рис. 4.20. Бескорпусной смещённый щелевой затвор на основе плоского сифонного привода перемещения

ориентированными вдоль меньшей оси поперечного сечения, с образованием отверстий 9, сообщающих все части внутренней полости сальфона.

Рассмотрим принцип работы затвора. При подаче энергоносителя во внутреннюю полость сальфона 1 через штуцер под действием давления гофры сальфона 1 растягиваются неравномерно вследствие различной глубины гофр с разных сторон сальфона 1. Причём части сальфона 1 изгибаются при этом в разные стороны вследствие противоположного расположения сторон с большей и меньшей глубиной гофр. Подвижная заглушка 3 перемещается в сторону седла, огибая размещённые в этой зоне узлы, и происходит герметизация отверстия запорным элементом 4.

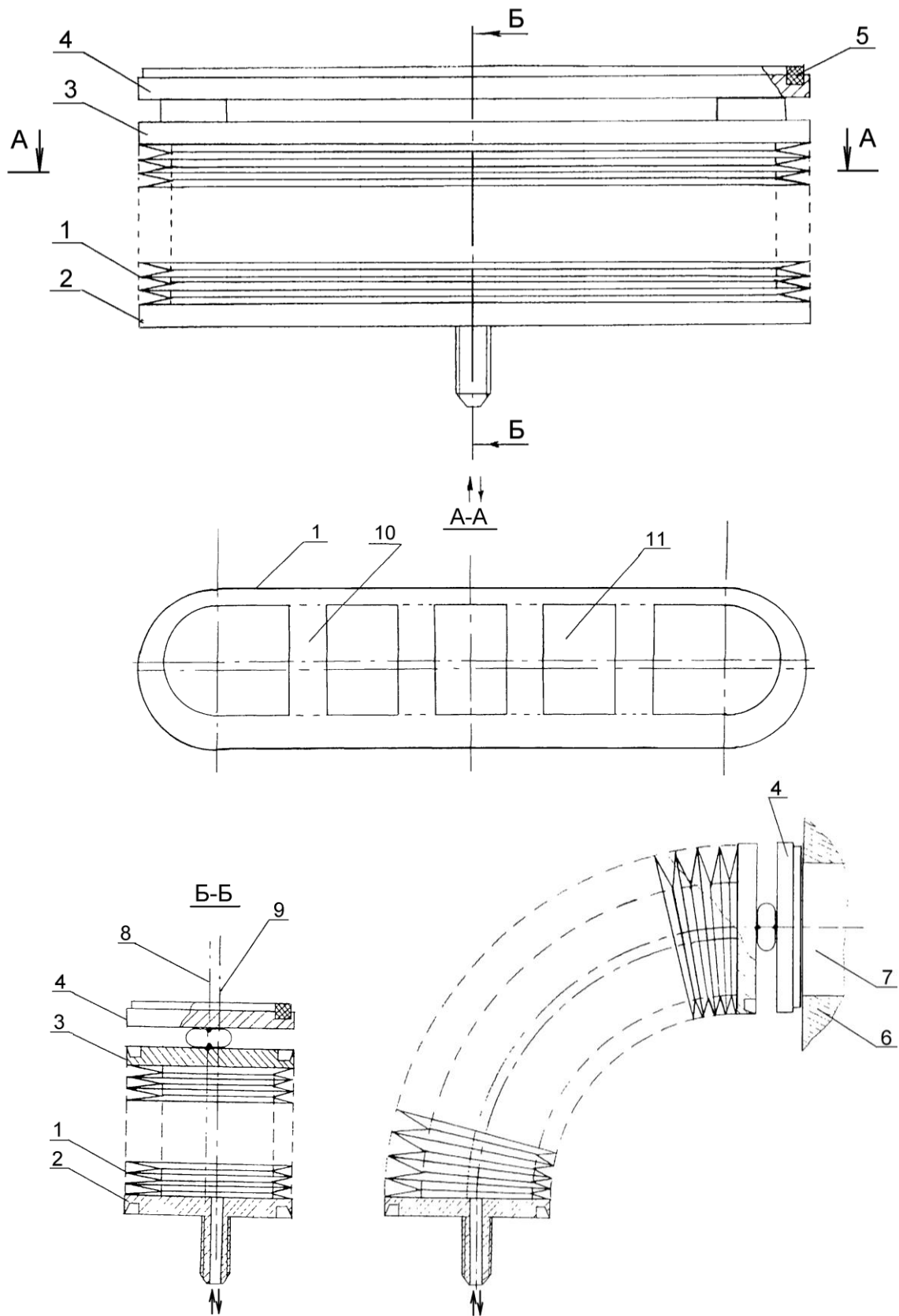
При снятии давления энергоносителя гофры сальфона 1 сжимаются, и заглушка 3 с запорным элементом 4 отводится от отверстия.

В заключение остановимся на **бескорпусном щелевом затворе на основе плоского сальфонного привода с криволинейной траекторией перемещения** изображенного на рис. 4.14.

Рассматриваемый затвор [115] представлен на рис. 4.21.

Щелевой затвор содержит привод перемещения в виде сальфона 1. Оболочка сальфона 1 своими торцами герметично соединена с двумя заглушками 2, 3. Оболочка сальфона 1 выполнена сварной. Неподвижная заглушка 2 является основанием привода и имеет штуцер, служащий для подвода энергоносителя и создания давления и для крепления привода. Подвижная заглушка 3 герметична и на ней установлен запорный элемент (клапан) 4 с уплотнительным элементом 5. Седло 6 затвора имеет щелевое проходное отверстие 7. В поперечном сечении сальфон 1 имеет фигуру, продольный разрез которой по большей оси превышает её поперечный размер по меньшей оси (плоский овал).

В сжатом состоянии сальфона плоскость 8, проходящая через большие оси внешних контуров всех гофр, параллельна плоскости 9, проходя-



**Рис. 4.21. Бескорпусной щелевой затвор на основе плоского
сильфонного привода криволинейного перемещения**

щей через большие оси внутренних контуров всех гофр.

Для придания сальфону 1 формоустойчивости, чтобы под действием давления энергоносителя не деформировались его стенки, расположенные вдоль больших осей, они соединены поперечными перемычками 10, ориентированными вдоль меньшей оси поперечного сечения, с образованием отверстий 11, сообщающих все части внутренней полости сальфона.

Затвор работает следующим образом.

При подаче энергоносителя во внутреннюю полость сальфона 1 через штуцер под действием давления гофры сальфона 1 растягиваются неравномерно вследствие их разной глубины с разных сторон, поэтому подвижная заглушка 3 перемещается по криволинейной траектории в сторону седла 6 и происходит герметизация отверстия 7 запорным элементом 4.

При снятии давления энергоносителя гофры сальфона 1 сжимаются и заглушка 3 с запорным элементом 4 отводится от отверстия 7.

4.5. Перспективные разработки внутрикамерных функциональных систем и устройств

Бескорпусные вакуумные затворы могут быть успешно использованы в шлюзовых устройствах, в местах соединения с первой или последней камерой многомодульного оборудования, что наглядно иллюстрируется, например, в системе шлюзования (рис. 4.22) [116, 117], которая состоит из расположенных ступенчато-последовательно загрузочной камеры 1, шлюзовой камеры 2 и технологической 3. Камеры 2 и 3 снабжены транспортными системами. Не исключено также применение транспортных средств и в загрузочной камере.

Однако требование к функциональным устройствам камер 2 и особенно 3 будет иным поскольку, во-первых, в них создается разрежение от 10^{-3} до

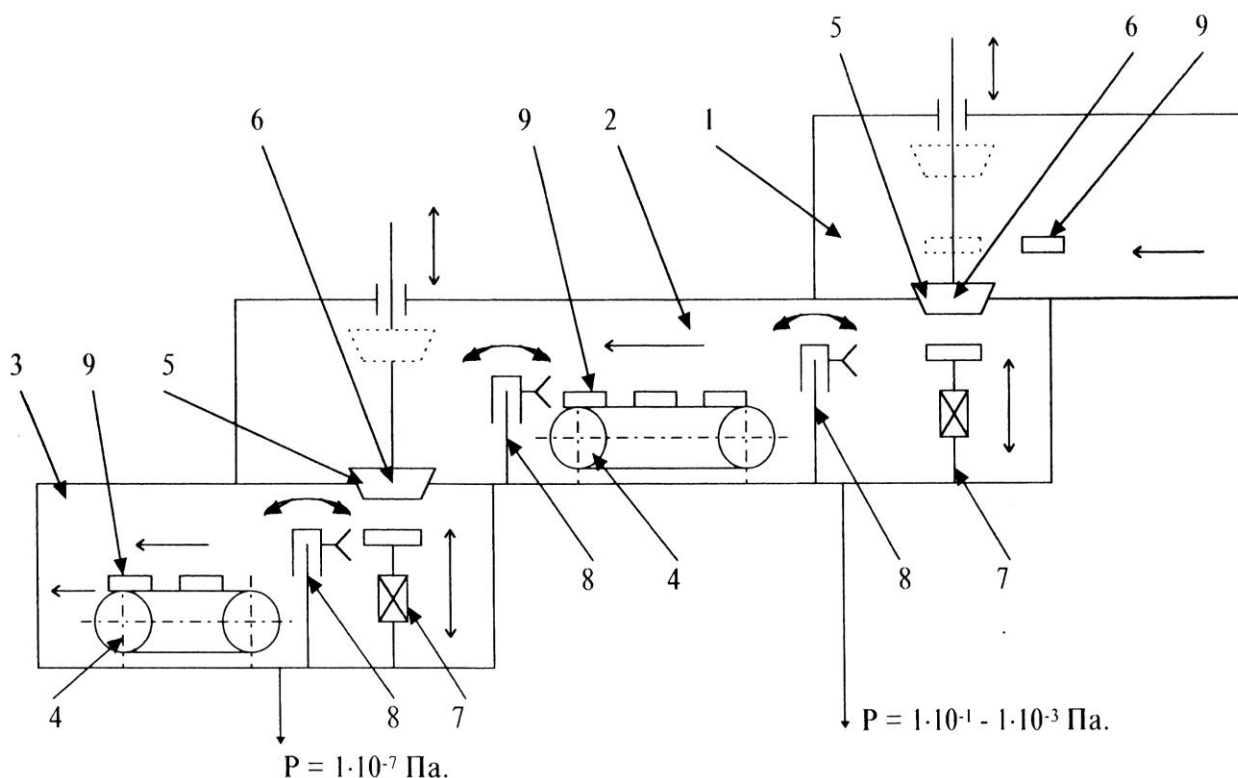


Рис. 4.22. Шлюзовая система:

1 – загрузочная камера; 2 – шлюзовая камера; 3 – технологическая камера; 4 – транспортная система; 5 – перегрузочный канал; 6 – затвор; 7 – передающий столик; 8 – манипулятор; 9 – изделие

10^{-5} Па, а возможно и более высоких порядков, и во-вторых, если подобная система будет реализована в оборудовании микроэлектронного производства, дополнительно потребуется исключить возможность загрязнения вакуумной технологической среды продуктами износа и газовыделения.

Тогда затвор 6 на стыке шлюзовой и рабочей камеры может быть бескорпусным на основе приводов управляемой упругой деформации, а затвор облегченного типа на стыке шлюзовой и загрузочной камеры может быть выполнен на основе решения, приведенного в работе [104].

Что касается транспортировки изделий в любой из камер целесообразно применить транспортную систему непрерывного действия [118, 119] (рис. 4.23 и рис. 4.24).

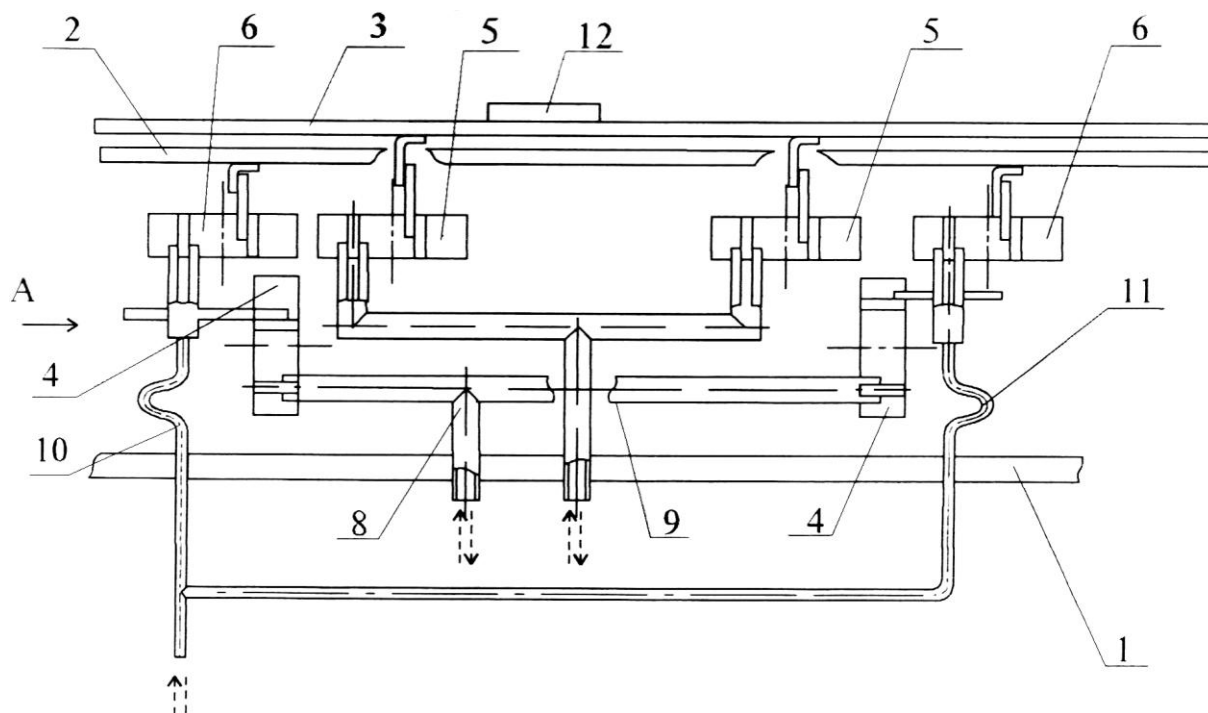


Рис. 4.23. Транспортная система:
 1 – основание; 2, 3 – опоры; 4, 5, 6 – приводы управляемой упругой деформации замкнутого контура; 7 – изделие;
 8, 9, 10, 11 – трубопроводы питания приводов энергоносителем

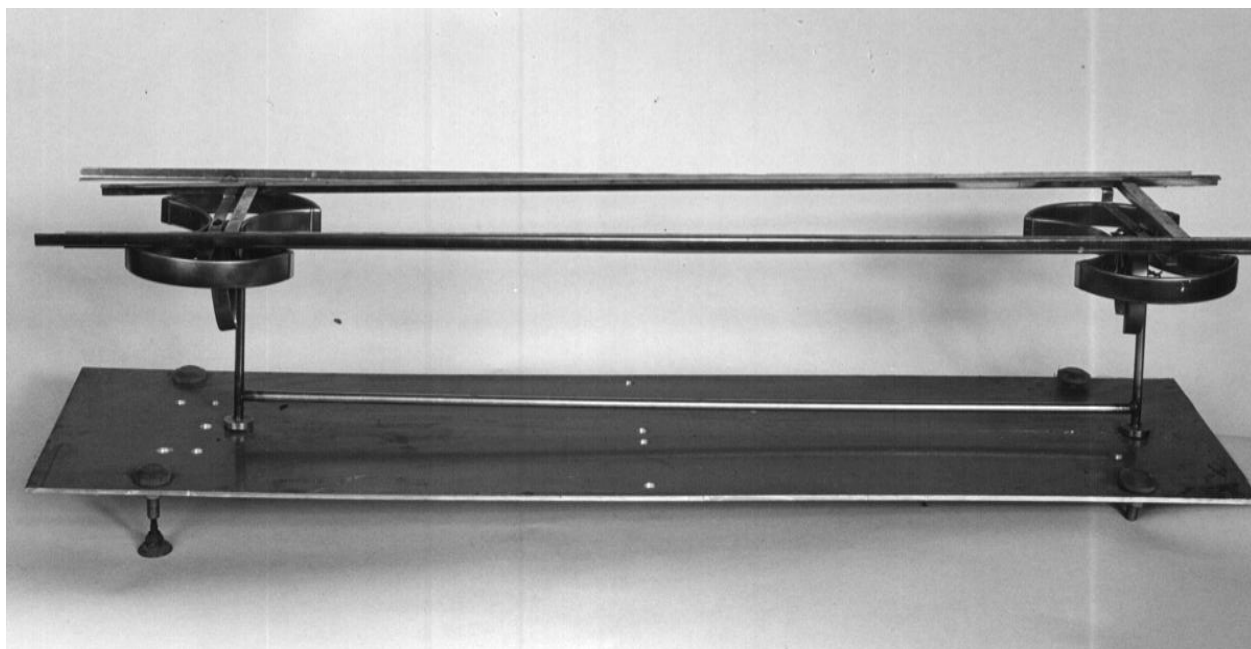


Рис. 4.24. Внешний вид системы транспортирования в вакууме на основе приводов замкнутого контура: показаны основание, опоры 3, приводы 4 и 6, трубопроводы питания приводов энергоносителем 8 и 11

Система транспортирования предусматривает применение для вертикального и горизонтального перемещения приводов управляемой упругой деформации замкнутого контура, ориентированных друг относительно друга в горизонтальной плоскости ХУ и вертикальной – ХZ.

Последовательность действий приводов задается соответствующей программой и обеспечивает непрерывное эстафетное перемещение изделий вдоль подвижных опор.

Для дальнейшего усовершенствования данной системы потребовалось создание нового привода [120], который показан на рис. 4.25.

Привод перемещения содержит упругодеформируемый элемент, выполненный в виде четырех изогнутых плоских трубок 1 и 2, соединённых своими концами с образованием замкнутого контура так, что две первые противоположные трубки 1 изогнуты в направлении друг к другу, а две трубки 2 изогнуты в направлении друг от друга. На одной трубке 2 установлен штуцер 3 для подачи рабочей среды и крепления привода.

Каждая из трубок 1,2 имеет форму, приближенную к сегменту окружности так, что радиус кривизны центральной оси трубки направлен в одну сторону от этой оси и совпадает с малой осью сечения трубки.

Все четыре трубки соединены герметично и сообщены друг с другом. Радиусы кривизны их центральных осей лежат в одной плоскости (см. рис. 4.25,а) или они лежат в параллельных плоскостях (см. рис. 4.25,б). Радиусы кривизны одной из трубок 1 лежат в другой плоскости. В этом случае трубки 1 заходят друг за друга.

У двух первых трубок 1 радиусы кривизны направлены в противоположные стороны от центра симметрии привода.

У двух вторых трубок 2 радиусы кривизны направлены в направлении к центру симметрии привода.

Через штуцер 3 подается рабочее тело, в результате чего центр труб-

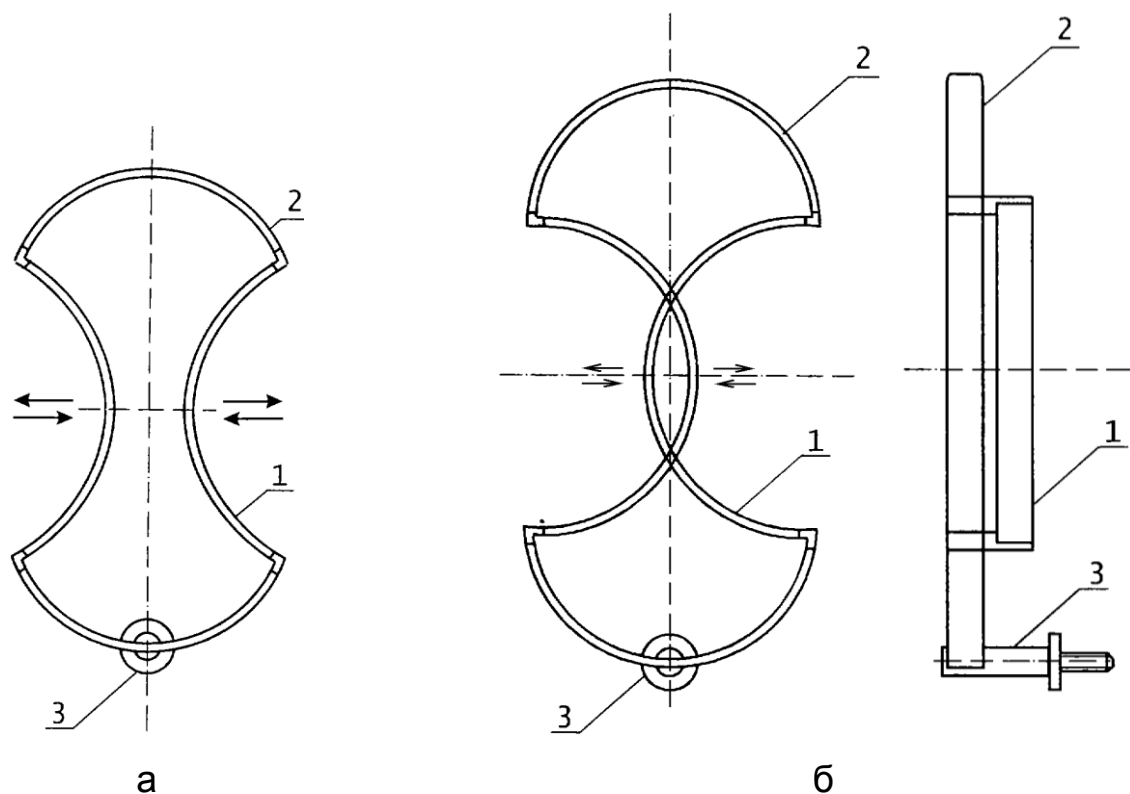


Рис. 4.25. Привод симметричного перемещения:

а – привод симметричного перемещения;

б – привод симметричного перемещения с увеличенным

ки 1 совершает необходимое прямолинейное перемещение или требуемое усилие. В том случае, когда трубки 1, радиусы кривизны которых направлены в противоположные стороны, заходят друг за друга, данные трубки 1 радиусами кривизны лежат в параллельных плоскостях. В некоторых случаях необходимо создать симметричное усиление или перемещение в противоположных направлениях. В этом случае крепление привода расположено в центре одной из дуг, радиусы кривизны которых направлены навстречу друг другу а середины дуг, радиусы которых направлены друг к другу, создают необходимое усилие или перемещение.

На базе данного привода разработана следующая транспортная система [121], построенная на отдельных механизмах возвратно-поступательного перемещения, представленных на рис. 4.26.

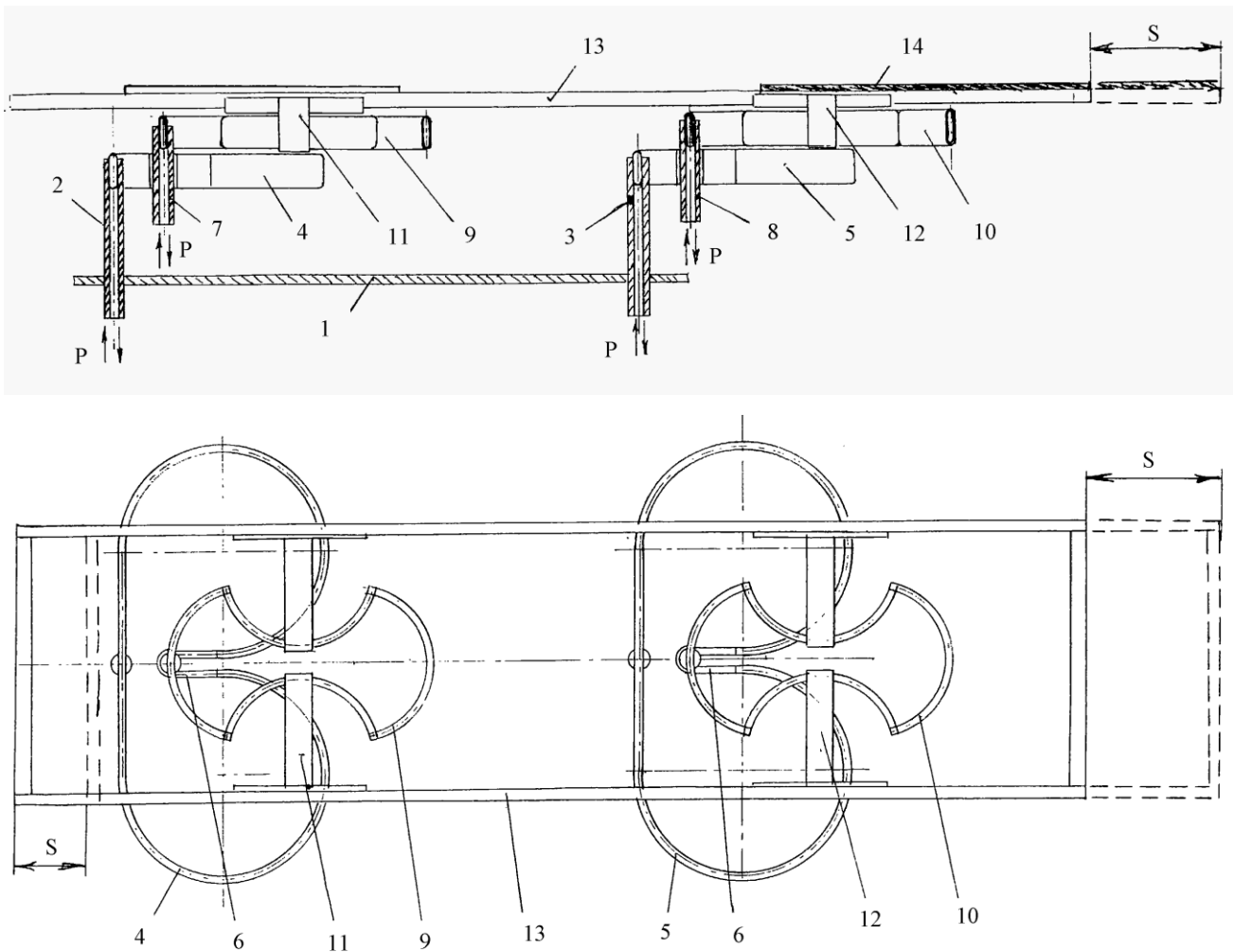


Рис. 4.26. Механизм возвратно-поступательного перемещения

Механизм состоит из основания - плиты 1 (плита 1 может быть стенкой камеры оборудования), в которой герметично закреплены трубчатые стойки 2 и 3. Они с одной стороны соединены с источником избыточного давления (не показан), а с другой – с приводами в виде упругих трубчатых элементов 4 и 5, свободные концы которых герметично связаны с держателем 6. Держатель 6 объединяет части пневматической пружины, образуя замкнутый контур, что увеличивает жёсткость привода и увеличивает несущую способность.

Каждый из двух упругих трубчатых элементов 4 и 5 приводов имеет прямолинейный участок, сообщённый с соответствующей трубчатой стой-

кой 2 или 3, и сопряженные с ним изогнутые в направлении друг друга участки, связанные U-образными держателями 6.

В держателях 6 приводов горизонтального перемещения жёстко закреплены трубчатые стойки 7 и 8. Каждая из них одним концом герметично связана с источником давления текучей среды гибкими переходниками, а к другому концу жёстко и герметично прикреплены захваты, включающие упругие трубчатые элементы 9 и 10, выполненные в виде полый пневмопружины в форме гантели из отдельных секторов, герметично соединенных между собой. Упругие трубчатые элементы 9 или 10 образован четырьмя сообщенными трубчатыми участками, два из которых обращены выпуклостями друг к другу и несут губки 11 и 12, а два других выпуклостями обращены в противоположные стороны и один из них соединён с трубчатой стойкой 7 или 8 для подачи текучей среды. Губки 11 и 12 жестко прикреплены к упругому трубчатому элементу 9 или 10 симметрично расположенному относительно центральной продольной оси и выполнены каждая в виде жесткой пластины, концы которой имеют форму уголка. Причём все уголки губок 11 и 12 расположены в одном уровне горизонтальной плоскости. На губках 11 и 12 установлена несущая рама 13, на конце которой жёстко закреплен контейнер 14 для расположения и крепления на ней перемещаемых деталей.

Принцип работы системы заключается в следующем.

В начальном положении несущая рама 13 с контейнером 14 покоится в губках 11 и 12 захватов 9 и 10 соответственно в свободном состоянии и в приводы 4 и 5 горизонтального перемещения и пневмопружины 9 и 10 захватов давление от пневмоисточника не подаётся. Для осуществления перемещения несущей рамы 13 с контейнером 14 необходимо подать давление изначально в одну из двух пневмопружины захвата, например 9, для фиксации несущей рамы 13 и удержания её в горизонтальном положении

при движении. Затем подаётся давление в привод 4 горизонтального перемещения, что приводит к перемещению всей системы, то есть пневмопружины 9 захвата с закрепленными в нём несущей рамой 13 и контейнером 14 в горизонтальном направлении на величину S (величина хода привода горизонтального перемещения). После чего подаётся давление в пневмопружину 10 захвата и одновременно сбрасывается давление из пневмопружины 9 захвата. Теперь несущая рама 13 и контейнер 14, находясь в другом, отличном от первоначального положении, удерживаются губками 12. Затем подаётся давление в привод 5 горизонтального перемещения и одновременно сбрасывается давление из привода 4, что приводит к горизонтальному перемещению схвата 10 с удерживаемыми в нем губками 12 несущей рамы 13 и контейнера 14 ещё на одну величину S (поскольку приводы 4 и 5 имеют одинаковую конструкцию и, следовательно, одинаковый ход), а привод 4 горизонтального перемещения, возвращаясь в исходное положение, возвращает и пневмопружину 9 с губками 11. Таким образом, за один цикл работы устройства несущая рама 13 и контейнер 14 переместились на $2S$. При многократном повторении описанного цикла несущая рама 13 и контейнер 14 достигает намеченной точки назначения и в этот момент давление из всех пневмопружин 4 и 5, 9 и 10 сбрасывается, тем самым фиксируя конечное положение.

При возвращении несущей рамы с контейнером 14 в начальное положение необходимо изменить цикл подачи давления на обратное, то есть сначала подается давление, например, в пневмопружину 10 и губками 12 фиксируется несущая рама 13. Затем подаётся давление в упругий элемент 4 привода горизонтального перемещения, тем самым перемещается пневмопружина 9 в горизонтальном направлении, но без несущей рамы 13 и контейнера 14. После чего подаётся давление в пневмопружину 9 и одновременно сбрасывается давление в пневмопружине 10. Затем сбрасывается

давление в пневмопружине 4 привода, тем самым возвращается пневмопружина 9 с удерживаемыми губками 11, несущая рама 13 и контейнер 14 на один шаг S назад, и одновременно подаётся давление в привод 5 и перемещается пневмопружина 10 с губками 12 в горизонтальном направлении, но без несущей рамы 13 и контейнера 14. При повторении подобного цикла многократно несущая рама 13 и контейнер 14 займут первоначальное положение.

Наряду с этим применение приводов управляемой упругой деформации рекомендуется в конструкциях устройств для дозирования прецизионных газовых потоков, позволяющее простыми средствами, за счёт деформации сечения привода осуществить тонкую регулировку канала проводимости дозирующего газовый поток. При этом целесообразно использовать приводы замкнутого контура [122] и приводы прямолинейного типа [123, 124].

ГЛАВА 5. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУИРОВАНИЯ И ПРОИЗВОДСТВА УСТРОЙСТВ И ЭЛЕМЕНТОВ УПРАВЛЯЕМОЙ УПРУГОЙ ДЕФОРМАЦИИ

5.1. Приводы управляемой упругой деформации незамкнутого контура

Расчётная схема привода незамкнутого контура с указанием используемых при расчете параметров приведена на рис. 2.1.

Угловое перемещение $\Delta\lambda$ свободного конца приводного элемента проще рассчитывать по следующей зависимости, полученной из формул (2.1÷2.4):

$$\Delta\gamma = \gamma \frac{PR^2(D_6 + D_7\nu)}{Eah(D_3 + D_4\nu + D_5\nu^2)},$$

где

γ – центральный угол;

P – давление, создаваемое во внутренней полости привода;

R – радиус кривизны центральной оси до деформации;

a – большая полуось сечения;

h – толщина стенки привода;

E – модуль упругости материала привода;

$D_3 \div D_7$ – коэффициенты, определяемые формой нормального поперечного сечения привода и отношением его полуосей $a/b = \kappa$;

ν ÷ безразмерный параметр, определяемый по формуле

$$v = \frac{R^2 h^2}{12(1 - \mu^2) a^4},$$

где μ – коэффициент Пуассона.

Коэффициенты $D_3 \div D_7$ для плоскоовального и ромбического сечения при различных радиусах закругления r приведены в табл. 5.1.

Полное перемещение λ свободного конца привода вдоль траектории целесообразно рассчитывать по формуле

Таблица 5.1
Значения коэффициентов $D_3 \div D_7$

Вид сечения	Отношение полуосей	Значения расчётных коэффициентов при $h/b < 0,3$				
		D_3	D_4	D_5	D_6	D_7
Плоско-овальное	2	0,7	1400	133010	9	9100
	3	0,8	1503	133676	18	14256
	4	0,6	1053	92410	17	12620
	5	0,4	718	62904	14	10266
	6	0,3	504	44302	12	8340
Ромбическое при $r = \frac{b}{4}$	3	0,1	240	88630	16,0	11871
	4	0,055	118	43063	9,5	7623
	5	0,03	71	25540	7,0	5571
Ромбическое при $r = \frac{b}{5}$	3	0,08	195	83185	14,5	11138
	4	0,04	95	40173	9,0	7152
	5	0,02	57	23777	6,0	5240

Примечание: r – радиус закругления при вершинах ромба.

$$\lambda = \frac{\Delta\gamma}{\gamma} R \sqrt{(1 - \cos \gamma)^2 + (\gamma - \sin \gamma)^2} .$$

Для приводов незамкнутого контура с постоянным радиусом кривизны центральной оси следует считать оптимальным угол $\gamma = 270^\circ$ исходя из технологических соображений.

От формы нормального поперечного сечения (при прочих равных параметрах a , b и h) зависит чувствительность привода, определяемая перемещением его свободного конца при создании перепада давлений, равного 0,1 МПа.

Размеры поперечных сечений пневматических пружинных приводов для создания заданного перемещения определяют с учетом диаметра d_0 исходных трубок-заготовок.

Для ромбического сечения при определенном значении $K = \frac{a}{b}$ и радиуса r размеры полуосей a и b определяют по формуле

$$a = \frac{K\pi d_0}{4\sqrt{(K-j)^2 + (1-j^2) + 2\pi j}}; \quad b = \frac{a}{K}; \quad j = \frac{r}{b}.$$

Для плоскоовального сечения:

$$a = \frac{K\pi d_0}{2\pi + 4(K-1)}; \quad b = \frac{a}{K}.$$

Приводные элементы рассматриваемого типа при ограничении перемещения развивают определенные усилия в тангенциальном Q_τ и радиальном Q_r направлении относительно траектории перемещения, указанные в формулах (2.4), где коэффициенты D_1 , D_2 и D_6 , D_7 зависят от формы нормального поперечного сечения и приведены в табл. 5.1 и табл. 5.2.

Таблица 5.2Значения коэффициентов D_0, D_1, D_2

Вид сечения	Отношение полуосей	Значения расчётных коэффициентов при $h/b < 0.3$		
		D_3	D_4	D_5
Плоско- овальное	2	34,5	33122	595992
	2	78	50350	1295773
	4	89	73692	1562383
	5	89	73780	1643135
	6	85	71528	1654052
Ромбическое при $r = \frac{b}{4}$	3	91	75747	1854078
	4	71	62061	1613217
	5	62	55595	1495687
Ромбическое при $r = \frac{b}{5}$	3	86	72721	1816548
	4	67	59548	1576173
	5	58	53466	1461614

Примечание: r – радиус закругления при вершинах ромба.

5.2. Приводы управляемой упругой деформации замкнутого контура

Приводы управляемой упругой деформации замкнутого типа, хотя и обладают меньшей чувствительностью, являются более жесткими и динамически устойчивыми, позволяющими формировать линейное перемеще-

ние центрального сечения элемента привода нагруженного давлением, подаваемым в его внутреннюю полость.

Расчётная схема привода приведена на рис. 2.3.

Контур замкнутого привода, изображенный на расчетной схеме, симметричен относительно осей X и Y , что позволяет при расчете рассматривать не весь элемент, а лишь четвертую часть контура.

Перемещение центрального сечения рассматриваемого привода в точке «В» является суммарным эффектом деформаций сечения элемента под действием давления и определяется из выражения (2.6). При этом значения пределов интегрирования в (2.6) остаются неизменными для различных типоразмеров трубчатых элементов замкнутого контура, что видно на расчётной схеме, то есть

$$\gamma_2 = \pi - \frac{\gamma}{2}.$$

Угол γ_1 определяется из ΔOBC :

$$\gamma_1 = \operatorname{arctg} \frac{BC}{OC}.$$

И соответственно BC и OC выражаются следующим образом:

$$BC = R \left(\sin \frac{\gamma}{2} + \cos \frac{\gamma}{2} - 1 \right);$$

$$OC = R \left(\sin \frac{\gamma}{2} + \cos \frac{\gamma}{2} \right),$$

$$\text{тогда } \gamma_1 = \operatorname{arctg} \frac{\sin \frac{\gamma}{2} + \cos \frac{\gamma}{2} - 1}{\sin \frac{\gamma}{2} + \cos \frac{\gamma}{2}}.$$

Расчётные значения углов γ , γ_1 , γ_2 приведены в таблице 5.3.

Таблица 5.3

Численные соотношения углов $\gamma, \gamma_1, \gamma_2$
для приводов замкнутого контура

Обозначение углов	Значения углов $\gamma, \gamma_1, \gamma_2$, град.						
	90	120	150	180	210	240	270
γ	90	120	150	180	210	240	270
γ_1	90	45	17,6	0	-13,4	-24,9	-35,3
γ_2	135	120	105	90	75	60	45

Явный вид функции $r(\varphi)$ в общем виде может быть представлен выражением

$$r(\varphi) = \rho_0 \left[\left(\sin \frac{\gamma}{2} - \cos \frac{\gamma}{2} \right) \cdot \cos \varphi \pm \left(\sin \frac{\gamma}{2} + \cos \frac{\gamma}{2} \right) \cdot \sin \varphi \right] - \rho \left[\left(\sin \frac{\gamma}{2} - \cos \frac{\gamma}{2} \right) \cdot \cos \varphi \pm \left(\sin \frac{\gamma}{2} + \cos \frac{\gamma}{2} \right) \cdot \sin \varphi \right]^2, \quad (5.1)$$

а выражения для $r'(\varphi)$ имеют следующий вид:

$$r'(\varphi) = R \left[\left(\sin \frac{\gamma}{2} + \cos \frac{\gamma}{2} \right) \cos \varphi - \left(\sin \frac{\gamma}{2} - \cos \frac{\gamma}{2} \right) \sin \varphi \right] \times \left[1 - \frac{\left(\sin \frac{\gamma}{2} - \cos \frac{\gamma}{2} \right) \cos \varphi + \left(\sin \frac{\gamma}{2} + \cos \frac{\gamma}{2} \right) \sin \varphi}{\sqrt{\left[\left(\sin \frac{\gamma}{2} - \cos \frac{\gamma}{2} \right) \cos \varphi - \left(\sin \frac{\gamma}{2} + \cos \frac{\gamma}{2} \right) \sin \varphi \right]^2 - 1}} \right].$$

В выражении (5.1) знак «+» соответствует условию $\gamma_1 \leq \varphi \leq \gamma_2$, а знак «-» соответствует условию $2\pi - \gamma_2 \leq \varphi \leq 2\pi - \gamma_1$.

Таким образом, задавая γ_1 и γ_2 , а также явный вид функции $r(\varphi)$ и $r'(\varphi)$, определение перемещения трубчатого элемента замкнутого контура сводится к вычислению интеграла (2.4).

Усилие, развиваемое приводом замкнутого контура в точке «B»; в общем виде представлено следующим выражением (2.7).

Для плоскоовального сечения:

$$Y_a = 4b^3h \left(\frac{a}{b} - 1 + \frac{\pi}{4} \right),$$

где h – толщина стенки элемента привода,

$$K = 1 - \frac{\eta}{\xi + \chi^2},$$

где ξ и χ – коэффициенты, зависящие от формы нормального поперечного сечения и отношения осей (рис. 5.1);

$$\chi - \text{главный параметр трубчатого элемента} \quad \chi = \frac{Rh}{a^2}.$$

Конструкция привода с замкнутым контуром приведена на рис. 5.2. Контур привода образован четырьмя идентичными элементами 1, которые соединены между собой переходниками 5. Подача сжатого воздуха осуществляется через трубопроводы 2, 3 и штуцер 5. Герметичные соединения всех элементов привода получают лазерной сваркой.

В нашем случае сварка производится твёрдотельным технологическим лазером «Квант-15». Основной особенностью лазеров этого класса является возможность достижения значительной удельной мощности генерации за счёт высокой концентрации активных частиц. В качестве активной среды

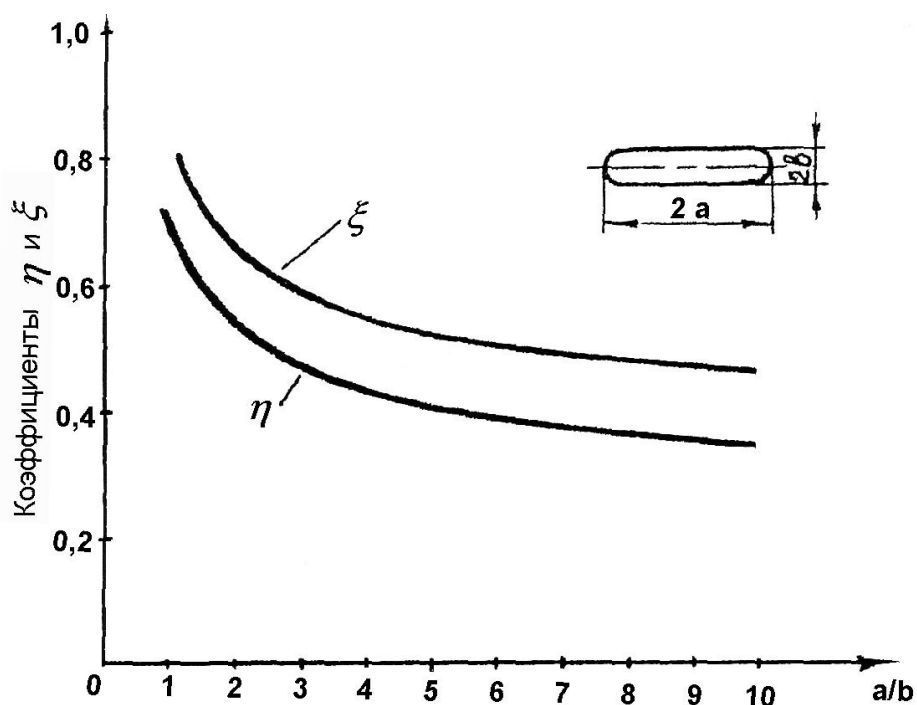


Рис. 5.1. Значение расчётных коэффициентов η и ξ

в таких лазерах используются различные кристаллы и стёкла, легированные ионами переходных металлов, в данном случае – аллюмоиттриевом гранате. Энергия импульса составляет 15 Дж, а длительность варьируется в пределах $1,5 \div 4$ мс при частоте следования импульсов 20 Гц.

Параметрические ряды эксплуатационных и конструктивных параметров приводов управляемой упругой деформации замкнутого контура приведены в табл. 5.4.

В таблице приведены значения силовых Q и кинематических λ параметров приводов, изготовленных из стали 36НХТЮ, геометрические размеры которых лежат в следующих интервалах. Радиус кривизны центральной оси от $R = 20 \dots 120$ мм. Отношение осей сечения $K = \frac{a}{b}$ от 4 до 6.

Контур привода замкнутого типа составлен из четырёх идентичных герметично соединённых переходниками между собой упругодеформи-

руемых элементов (рис. 5.2).

Для всех типов приводов угол принят 150° . Форма нормального поперечного сечения упругодеформируемых элементов – плоскоовальная.

В качестве исходной трубки-заготовки использованы холодноотянутые трубки диаметром D от 4 до 20 мм. Данные, приведённые в таблице соответствуют давлению энергоносителя $p = 0,1$ МПа. Значения допустимого давления энергоносителя рассчитаны с учётом коэффициента прочности $n = 2$.

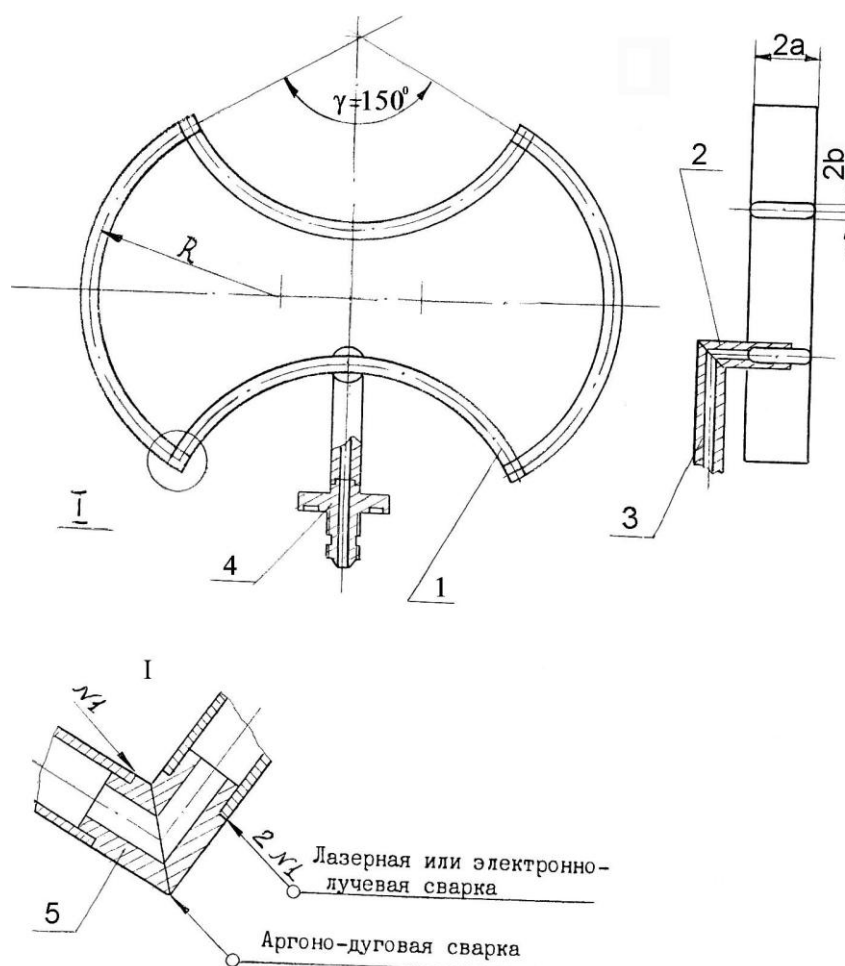


Рис. 5.2. Конструкция привода замкнутого контура:

- 1 – элемент трубчатого привода; 2,3 – трубка; 4 – штуцер;
- 5 – переходник

Таблица 5.4

Параметрические ряды
эксплуатационных и конструктивных параметров
приводов управляемой упругой деформации замкнутого контура

Толщина стенки h , мм	Диаметр заготовки D , мм	Радиус кривизны R , мм	Отношение полуосей K	Перемещение λ^* , мм	Усилие Q^* , кг	Давление энергосистемы (допустимое) P , МПа	
1	2	3	4	5	7	8	
0,15	4	20	4	0,202	0,139	0,87	
			5	0,262	0,127	0,82	
			6	0,322	0,116	0,82	
		6	20	4	0,289	0,445	0,78
				5	0,365	0,408	0,70
				6	0,442	0,374	0,75
	6	30	4	0,700	0,377	0,76	
			5	0,895	0,344	0,74	
			6	1,088	0,314	0,72	
	6	40	4	1,240	0,338	0,75	
			5	1,600	0,303	0,74	
			6	1,950	0,277	0,73	
0,20	8	30	4	0,826	0,853	0,81	
			5	1,040	0,785	0,80	
			6	1,260	0,720	0,78	
		40	4	0,500	0,753	0,80	
			5	0,636	0,690	0,76	
			6	0,770	0,634	0,74	
0,15	40	4	1,588	0,763	0,78		
		5	2,012	0,690	0,76		
		6	2,486	0,631	0,74		
0,20	40	4	0,935	0,670	0,88		
		5	0,194	0,612	0,90		
		6	1,451	0,559	0,92		
0,15		50	4	2,583	0,688	0,76	

			5	3,288	0,620	0,74
			6	3,993	0,574	0,72
0,20			4	1,460	0,890	0,85
			5	1,880	0,756	0,83
			6	2,464	0,636	0,80
0,15			4	2,925	1,235	0,75
			5	3,695	1,190	0,73
			6	4,464	1,092	0,70
0,20			4	1,770	1,146	0,88
			5	2,244	1,050	0,86
			6	2,720	0,960	0,85
0,15			4	4,426	1,190	0,79
			5	5,600	1,090	0,76
			6	6,780	1,000	0,73
0,20	10	60	4	2,620	1,065	0,84
			5	3,340	0,973	0,82
			6	4,060	0,890	0,80
0,15			4	6,220	1,125	0,75
			5	7,900	1,028	0,73
			6	9,580	0,940	0,70
0,20		70	4	3,600	1,000	0,80
			5	4,610	0,912	0,75
			6	5,620	0,830	0,71
0,15			4	3,125	2,225	0,80
			5	3,940	2,055	0,78
			6	4,750	1,890	0,76
0,20		50	4	1,930	1,930	0,85
			5	2,435	1,777	0,83
			6	2,940	1,630	0,80
0,15			4	4,780	2,030	0,74
			5	6,030	1,870	0,73
			6	7,227	1,718	0,72
0,20	12	60	4	2,930	1,781	0,80
			5	3,704	1,634	0,78
			6	2,480	1,497	0,75
0,15			4	6,825	1,889	0,72
			5	8,618	1,736	0,70
			6	10,410	1,593	0,68
0,20		70	4	4,140	1,670	0,78
			5	5,245	1,529	0,76
			6	6,350	1,398	0,74

0,15		80	4	9,260	1,780	0,65	
			5	11,700	1,630	0,63	
			6	14,150	1,498	0,62	
0,20			4	5,539	1,580	0,74	
			5	7,043	1,445	0,73	
			6	8,544	1,380	0,72	
0,15	14	50	4	3,272	3,580	0,64	
			5	4,120	3,314	0,62	
			6	4,965	3,050	0,61	
0,20			4	2,036	3,060	0,65	
			5	2,556	2,830	0,64	
			6	3,096	2,602	0,63	
0,15		60	4	5,028	3,240	0,64	
			5	6,333	2,999	0,63	
			6	7,635	2,785	0,62	
0,20			4	3,120	2,730	0,69	
			5	3,930	2,570	0,68	
			6	4,740	2,365	0,65	
0,15		70	4	7,215	2,985	0,56	
			5	9,090	2,755	0,54	
			6	10,970	2,535	0,52	
0,20			4	4,540	2,595	0,62	
			5	5,620	2,387	0,61	
			6	6,785	2,190	0,60	
0,15	80	4	9,850	2,790	0,52		
		5	12,420	2,570	0,50		
		6	14,990	2,360	0,49		
0,20		16	70	4	6,040	2,445	0,60
				5	7,640	2,245	0,58
				6	9,230	2,056	0,56
	80		4	4,670	3,860	0,75	
			5	5,885	3,510	0,72	
			6	7,100	3,275	0,70	
90	4	6,370	3,610	0,68			
	5	8,040	3,326	0,66			
	6	9,700	3,055	0,64			
18	80	4	8,370	3,415	0,63		
		5	10,565	3,140	0,62		
		6	12,760	2,880	0,60		
		80	4	6,630	5,150	0,72	
			5	8,350	4,760	0,71	

0,30	20	90	6	10,075	4,380	0,70	
			4	8,732	4,845	0,65	
			5	11,000	4,470	0,62	
			6	13,280	4,110	0,60	
			4	4,390	4,220	0,80	
			5	5,555	3,879	0,75	
0,20	20	100	6	6,710	3,550	0,72	
			4	11,560	6,320	0,82	
			5	14,560	5,860	0,80	
6			17,560	5,370	0,78		
0,30			110	4	5,852	5,180	0,90
				5	7,390	4,760	0,88
		6		8,930	4,365	0,86	
0,20		110		4	14,445	6,013	0,78
				5	18,205	5,550	0,75
				6	21,968	5,100	0,73
0,30			120	4	7,274	4,970	0,86
				5	9,195	4,560	0,84
	6			11,117	4,177	0,82	
0,20	120	4		17,692	5,755	0,74	
		5		22,300	5,300	0,72	
		6		26,920	5,875	0,70	
0,30		120	4	8,852	3,560	0,78	
			5	11,205	3,255	0,76	
			6	13,556	2,974	0,74	

Примечание. Параметр λ^* (мм) соответствует давлению 0,1 МПа. Значение λ увеличивается пропорционально давлению. Значения λ и Q приведены без учёта краевых эффектов в местах сварки переходников. Поправочный коэффициент равен 0,9 для λ ($\lambda = \lambda_{\text{расч.}}$) и 1,1 для Q ($Q = 1,1Q_{\text{расч.}}$).

5.3. Выбор конструкционных материалов

Особенность эксплуатационных условий работы приводов управляемой упругой деформации в высоком вакууме при повышенных температурах, знакопеременном циклическом нагружении и при наличии избыточного давления в их объёме требует применения конструкционных материа-

лов, удовлетворяющих одновременно ряду обязательных требований. К их числу относятся упруго-прочностные, вакуумно-технические и нагрузочные характеристики для каждого привода при условии их питания от одного источника давления.

При этом каждый привод должен рассчитываться из условий прочности, гарантирующей работу в области упругой деформации.

Это условие наиболее просто может быть удовлетворено соответствующим выбором конструкционных материалов привода, формой нормального поперечного сечения, толщины стенки, геометрических параметров привода и др.

Долговечность работы механизмов на основе приводов управляемой упругой деформации и выбор материалов с учетом режимов работы должны определяться также по критерию "вакуумной усталости".

Обобщенные графики, полученные при усталостных испытаниях приводов, изготовленных из материалов 12Х18Н10Т, 2Х13 и 36НХТЮ, устанавливают зависимость величины газового потока проницаемости Q л Па с¹ от степени деформации ε % и числа циклов N_u нагружения (см. рис. 2.10.), а также при постоянной амплитуде деформации $\varepsilon = 0,5\%$ и температуры T (см. рис. 2.11.) в диапазоне $373 \div 673^0$ К. Графики свидетельствуют о том, что наилучшим конструкционным материалом для приводов управляемой упругой деформации является сплав 36НХТЮ.

Кроме того, сравнение кривых усталости по критерию прочности и герметичности, определяемой величиной допустимого газового потока, позволило установить, что ресурс работы приводов в вакууме составляет 70-80% от ресурса работы, учитывающего только их несущую способность при эксплуатации в атмосферных условиях.

Эмпирическая зависимость (5.1) связывает величину газового потока проницаемости с заданной величиной амплитуды деформации, температу-

ры, механических характеристик материала, числа циклов нагружения и закономерностями теории усталостного разрушения (2.8).

Зависимость $Q = f(N_u, T)$ более сложная, так как проводимость каналов, образованных нарушением структуры материала привода, с повышением температуры уменьшается, а вязкость газа увеличивается.

Однако для инженерных расчётов величины газового потока, допускающих ошибку в пределах 15 %, эмпирической формулой (5.1) можно пользоваться.

5.4. Формирование приводов управляемой упругой деформации

Для формирования приводов управляемой упругой деформации было изготовлено оборудование и инструмент позволяющий получить плоскоовальную, эллиптическую, и ромбическую форму нормального поперечного сечения, каждая из которых характеризуется различной чувствительностью, усилием и точностью позиционирования.

Принятый ряд геометрических параметров рассматриваемых приводов приведён в табл. 5.5.

Таблица предназначена для определения силовых и кинематических параметров упругодеформируемых приводов изготавливаемых из стали 36НХТЮ, герметичные размеры которых лежат в следующих интервалах: радиус кривизны центральной оси $R = 20 \dots 100$ мм; отношение полуосей K от 2 до 6; центральный угол $\gamma = 270^\circ$; форма поперечного сечения упругодеформируемого элемента – плоскоовальная.

Заготовка – холоднотянутая трубка D от 4 до 20 мм. Коэффициент прочности $n = 2$. Данные, приведённые в таблице соответствуют давлению $p = 0,1$ МПа.

Таблица 5.5

Параметрические ряды
эксплуатационных и конструктивных параметров
приводов управляемой упругой деформации незамкнутого контура

Толщина стенки h , мм	Диаметр заготовки D , мм	Радиус кривизны R , мм	Отношение полуосей K	Перемещение λ , мм	Угол перемещения $\Delta\gamma$, град.	Усилие Q , кг	Давление энергосистемы (допустимое) P , МПа
1	2	3	4	5	6	7	8
0,15	4	20	2	0,139	0,323	0,036	2,921
			3	0,245	0,570	0,035	2,166
			4	0,333	0,755	0,031	1,927
			5	0,413	0,961	0,027	1,815
			6	0,490	1,142	0,024	1,753
			6	0,522	0,810	0,096	1,807
	6	30	3	0,873	1,355	0,093	1,438
			4	1,158	1,797	0,081	1,354
			5	1,416	2,197	0,070	1,270
			6	1,669	2,591	0,062	1,243
			2	1,227	1,429	0,182	1,416
			3	1,999	2,327	0,176	1,183
	8	40	4	2,617	3,046	0,153	1,110
			5	3,182	3,704	0,132	1,079
			6	3,742	4,355	0,118	1,065
			2	0,696	0,810	0,170	1,807
			3	1,164	1,355	0,165	1,438
			4	1,544	1,797	0,144	1,322
0,2			5	1,888	2,197	0,124	1,270
			6	2,226	2,591	0,110	1,243
			2	2,283	2,126	0,293	1,236
			3	3,686	3,433	0,283	1,065
			4	4,795	4,465	0,248	1,012
			5	5,823	5,422	0,214	0,991
0,15	10	50	2	2,283	2,126	0,293	1,236
			3	3,686	3,433	0,283	1,065
			4	4,795	4,465	0,248	1,012
			5	5,823	5,422	0,214	0,991

0,2			6	6,368	6,368	0,191	0,982
			2	1,359	1,265	0,281	1,486
			3	2,223	2,070	0,271	1,228
			4	2,917	2,716	0,236	1,147
			5	3,550	3,306	0,204	1,113
			6	4,177	3,889	0,181	1,096
0,15	12		2	2,393	2,228	0,432	1,540
			3	3,888	3,620	0,421	1,377
			4	5,022	4,676	0,371	1,327
			5	6,104	5,683	0,321	1,310
			6	7,140	6,649	0,290	1,305
0,2	14	60	2	1,505	1,402	0,425	1,714
			3	2,492	2,262	0,411	1,491
			4	3,154	2,237	0,360	1,421
			5	3,830	3,567	0,311	1,395
			6	4,496	4,186	0,279	1,384
			2	2,418	1,876	0,583	1,536
	16	70	3	3,907	3,032	0,566	1,297
			4	5,062	3,928	0,497	1,288
			5	6,149	4,772	0,430	1,277
			6	7,209	5,594	0,387	1,270
		80	2	3,474	2,310	0,577	1,206
			3	5,605	3,728	0,558	1,046
			4	7,283	4,844	0,488	0,995
			5	8,844	5,882	0,422	0,976
18	80	6	10,33	6,905	0,378	0,968	
		2	3,593	2,390	0,766	1,418	
		3	5,826	3,875	0,746	1,263	
		4	7,533	5,010	0,657	1,215	
		5	9,154	6,088	0,568	1,198	
		6	10,72	7,127	0,513	1,193	
18	80	2	4,951	2,881	0,761	1,138	
		3	7,997	4,654	0,738	1,001	
		4	10,37	6,033	0,648	0,958	
		5	12,59	7,238	0,560	0,943	
		6	14,76	8,591	0,504	0,937	
		2	5,047	2,937	0,973	1,334	
18	80	3	7,252	4,474	0,906	1,198	
		4	10,60	6,171	0,839	1,155	
		5	12,89	7,502	0,725	1,141	
		6	15,07	8,768	0,658	1,138	

	16	90	2	6,529	3,377	0,755	0,946
			3	10,54	5,450	0,730	0,822
			4	13,69	7,079	0,639	0,783
			5	16,62	8,597	0,552	0,768
			6	19,56	10,09	0,495	0,762
			2	6,726	3,479	0,969	1,091
	18	90	3	10,9	5,639	0,944	0,971
			4	14,10	7,293	0,830	0,933
			5	17,13	8,862	0,717	0,920
			6	20,06	10,38	0,648	0,914
			2	8,662	4,033	0,964	0,917
			100	90	3	14,00	6,516
	4	18,14			8,444	0,821	0,774
	5	22,03			10,26	0,709	0,762
	6	25,83			12,02	0,639	0,757
	2	8,812			4,401	1,200	1,058
	20	100			3	14,34	6,677
			4	18,51	8,618	1,034	0,915
5			22,50	10,48	0,894	0,904	
6			26,30	12,25	0,811	0,901	

Примечание. Параметры λ^* , $\Delta\gamma^*$, Q^* соответствуют давлению энергоносителя 0,1 МПа. Значения указанных параметров увеличиваются пропорционально давлению.

Был разработан и изготовлен специальный формообразующий инструмент из стали марки ХВГ и спецоснастка для трех типов нормального поперечного сечения элементов приводов: плоскоовального эллиптического и ромбического. На рис. 5.3 показаны расчётные таблицы для изготовления формообразующего инструмента ромбического профиля с различными значениями $k=4,6,8$ из заготовок диаметром 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22 мм. В соответствии с таблицами было изготовлено и действует 50 комплектов формообразующего инструмента. Для получения плоскоовального профиля поперечного сечения элемента использовались цилиндрические ролики с гладкой

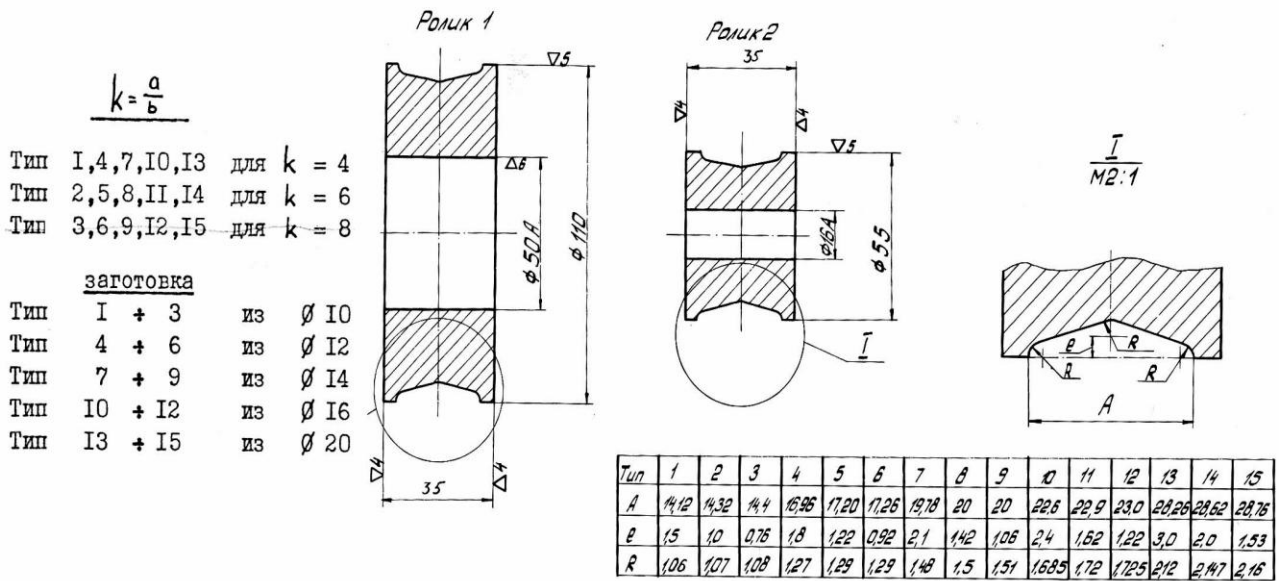


Рис 5.3. Расчётная таблица для изготовления ромбического профиля формообразующего инструмента

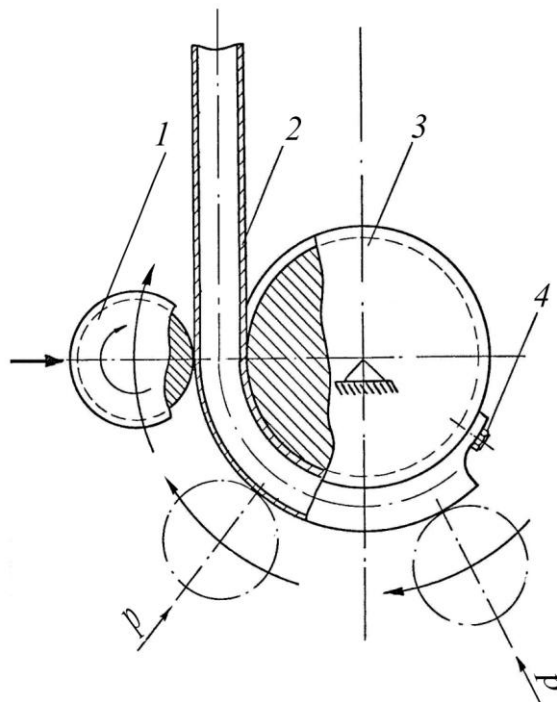


Рис 5.4. Принципиальная схема изготовления элементов привода: 1 – подвижный ролик, 2 – неподвижный ролик, 4 – фиксирующий винт

образующей. В этом случае расстояние между роликами устанавливалось путём их сближения и замерялось с помощью плоскопараллельных плиток. На рис. 5.4. показана принципиальная схема получения элементов приводов из трубки. На рис. 5.5. представлены образцы формообразующего

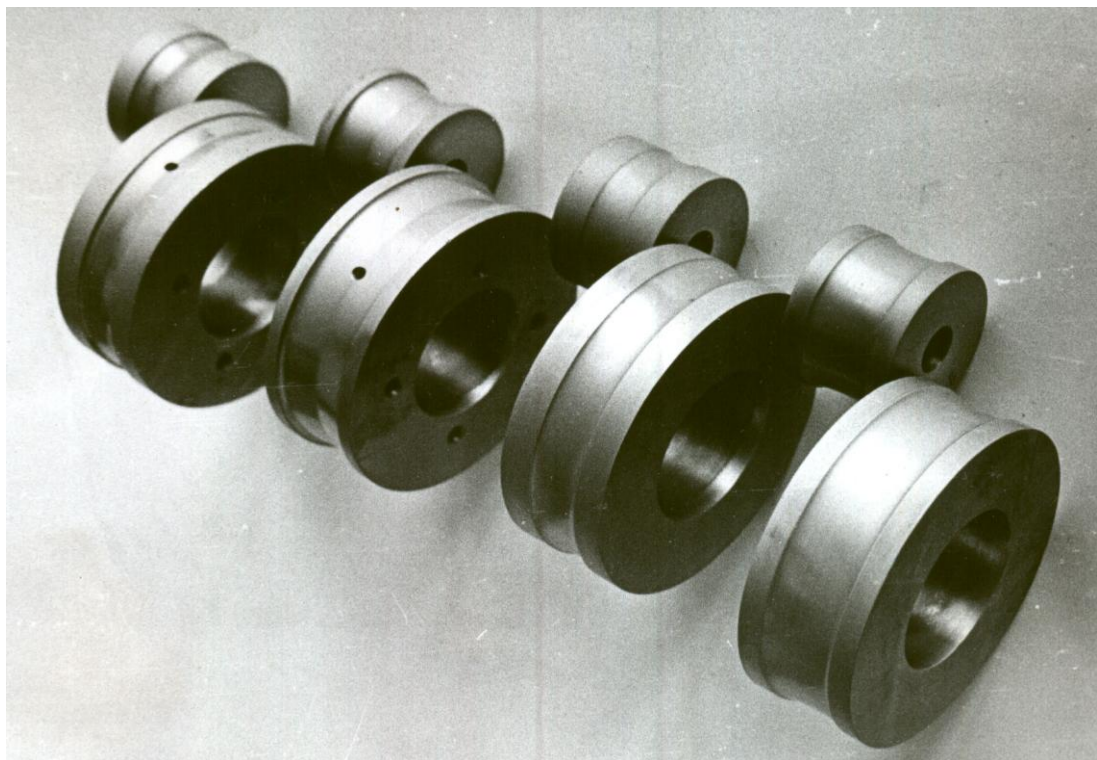
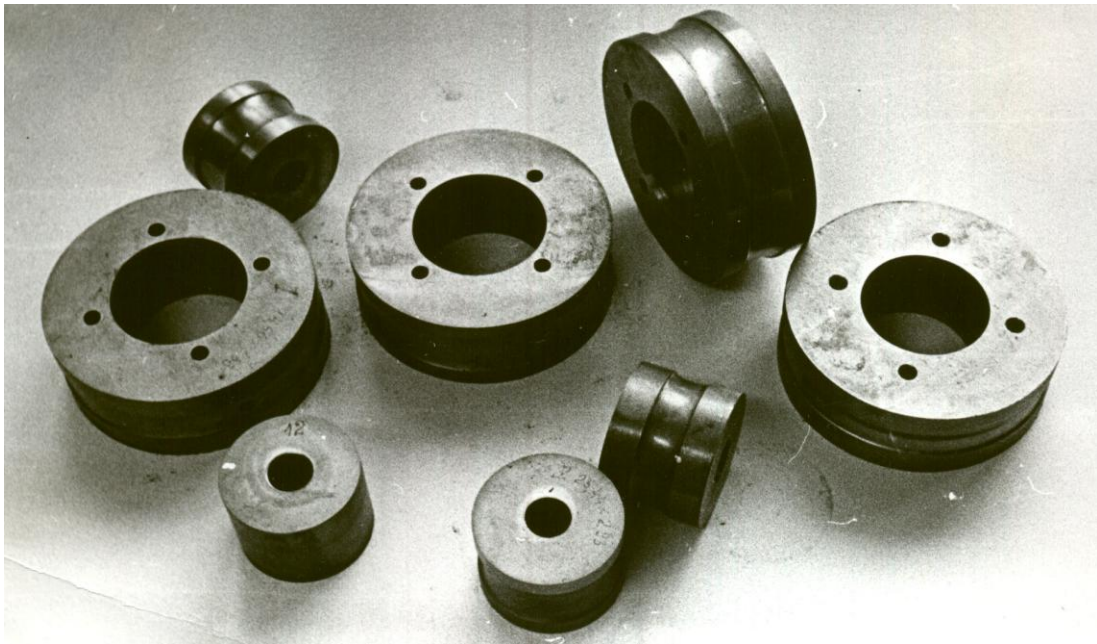


Рис 5.5. Образцы формообразующего элемента

инструмента для получения эллиптического и ромбического профиля поперечного сечения. При изготовлении элементов привода трубка-заготовка заполняется наполнителем и после предварительного обжатия между цилиндрическими роликами устанавливается в приспособление для получения профиля поперечного сечения и изгиба по радиусу кривизны центральной оси.

В качестве наполнителя при формообразовании поперечного сечения и изгибе трубки по радиусу использовался мелкопросеянный кварцевый песок.

Процесс формообразования гибких трубчатых элементов состоит из двух этапов. На первом этапе отоженные трубки с наполнителем сплющиваются за несколько проходов между двумя гладкими цилиндрическими роликами, установленными в приспособлении на токарном станке; при сплющивании прямолинейность трубки сохраняется. Число оборотов шпинделя станка не более 35 об/мин.

Наглядно эта операция представлена на рис. 5.6. На втором этапе осуществляется формообразование заданного профиля поперечного сечения при одновременном изгибе по заданному радиусу кривизны центральной оси. Эта операция осуществляется на приспособлении, работа которого представлена на рис. 5.7. На большом неподвижном ролике закрепляется предварительно сплющенная трубка, после чего малый ролик обкатывается вокруг большого ролика, причем межцентровое расстояние постепенно уменьшается до соприкосновения их образующих. Для уменьшения контактного трения поверхности трубки и роликов смазывается машинным маслом.

Затем готовый элемент снимается и производится удаление наполнителя. Далее производится обрезка по размеру.

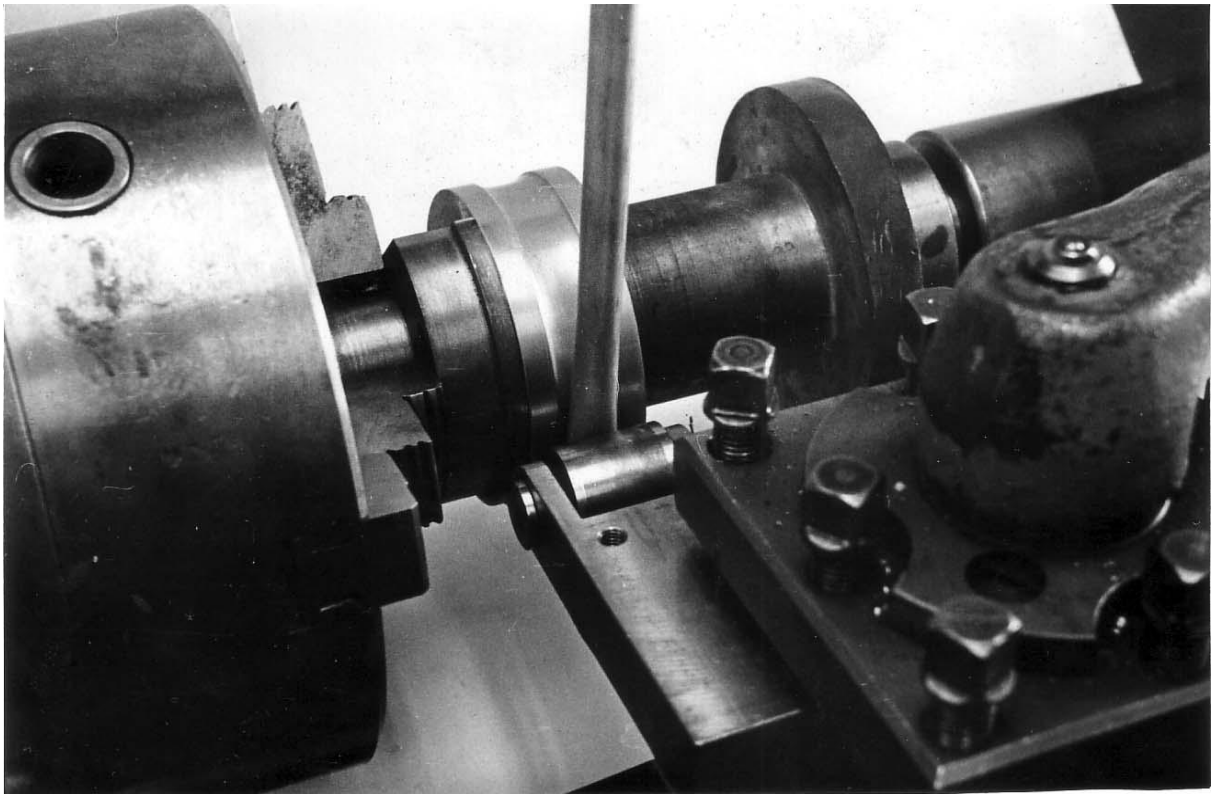


Рис 5.7. Операция предварительного сплющивания трубки заготовки

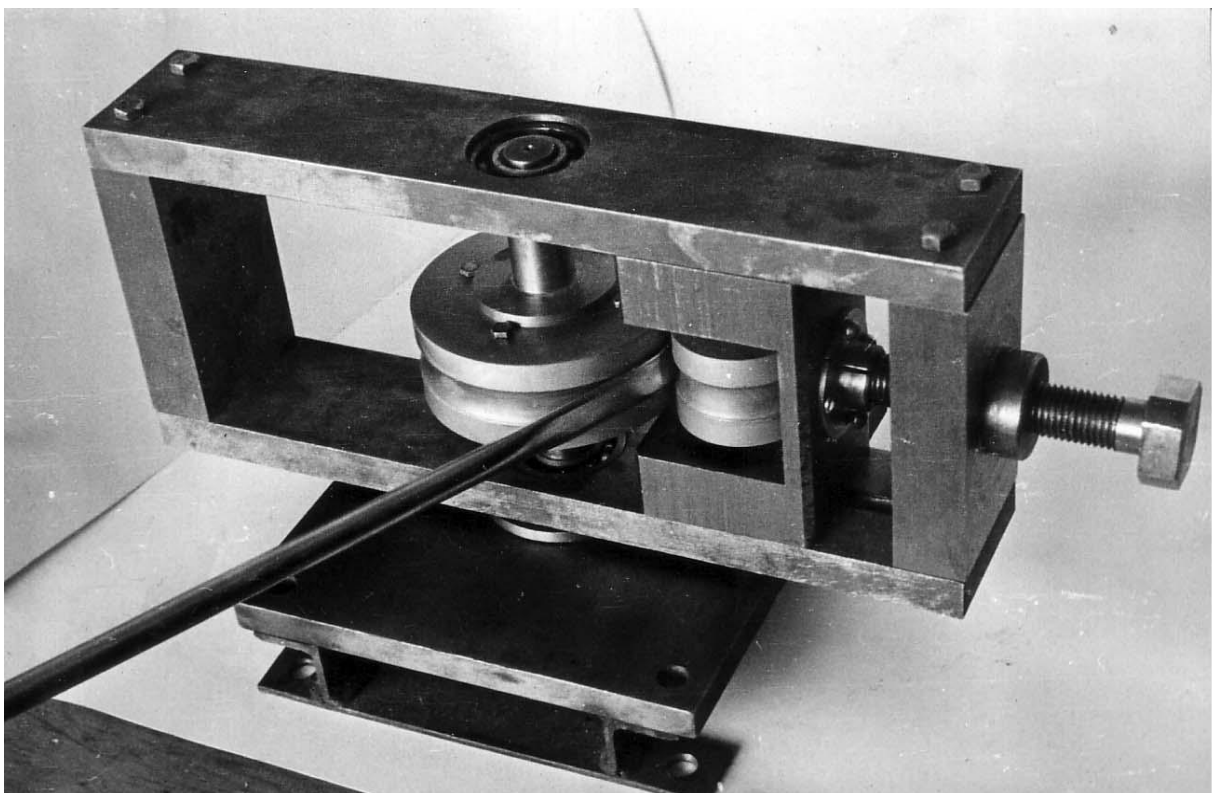


Рис 5.8. Операция формообразования профиля поперечного сечения элемента привода и изгиба по заданному радиусу

Для изготовления элементов приводов используется следующая технология: выбор заготовки и обрезка по размеру; отжиг в вакууме при $T^{\circ} = 700-750^{\circ}\text{C}$; заполнение кварцевым песком; предварительное формование (сплющивание); формообразование профиля поперечного сечения и изгиб по радиусу; удаление наполнителя; промывка в воде и обезжиривание; обрезка свободного конца по размеру; проверка на герметичность.

Изготовленные по данной технологии элементы приводов представлены на рис. 5.9. Сами приводы замкнутого и незамкнутого контура, изготовленные на основе данных элементов, и многовитковые показаны на рис. 5.10.

В настоящее время создаётся новая технология формообразования сварного профиля разрабатываемых элементов приводов, позволяющая расширить количество форм нормального поперечного сечения и широко варьировать чувствительность привода и технология изготовления профиля нормального поперечного сечения. В данном процессе использованы методы гидроштамповки, в том числе и из листового материала, что значительно упрощает, расширяет диапазон чувствительности и форм и удешевляет изготовление приводов рассматриваемого типа, особенно в относительно больших объёмах.

Это позволит создать новые формы приводов и траектории движения (как прямолинейные, так и криволинейные на плоскости и в пространстве) которые ранее были недоступны по технологическим причинам, что позволит также значительно расширить горизонты применения данных конструкций.

Приведённые конструкции разработаны под руководством или с участием доктора технических наук, профессора Александровой Ариадны Тимофеевны.



Рис 5.9. Образцы гибких герметичных трубчатых элементов

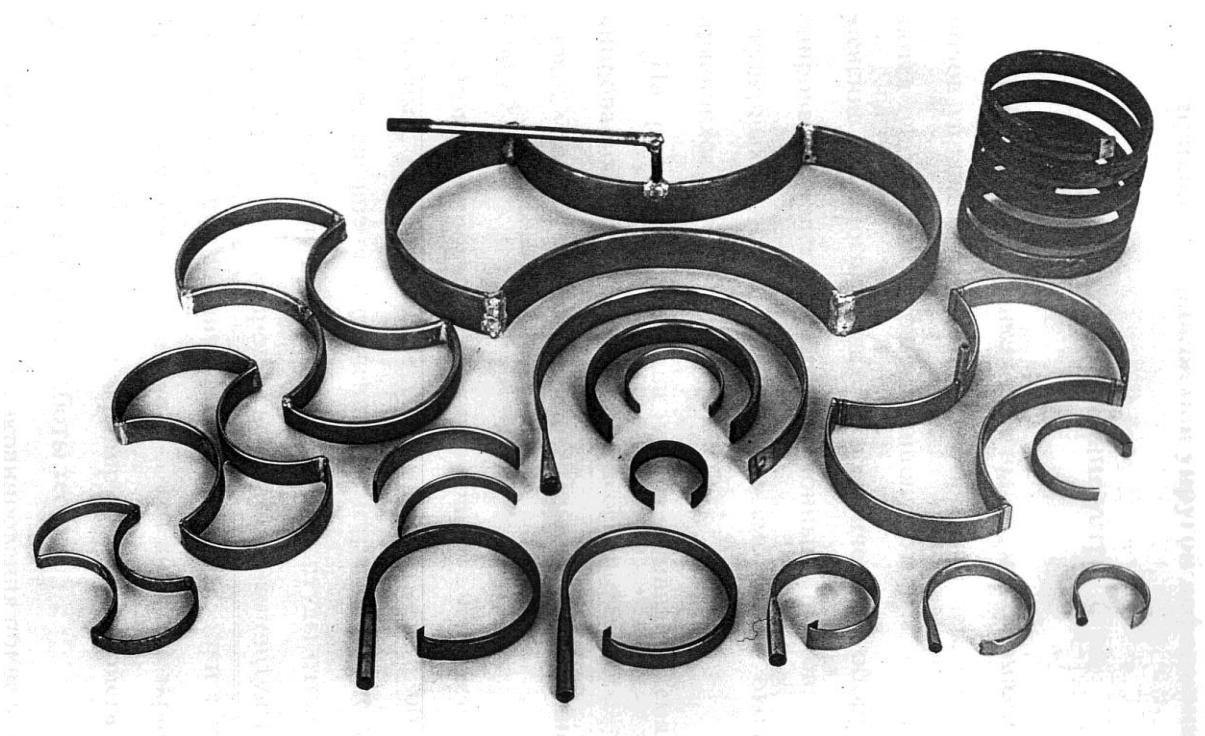


Рис 5.10. Образцы приводов незамкнутого и замкнутого контура на основе гибких герметичных трубчатых элементов

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ современного многомодульного вакуумного (в том числе кластерного) оборудования электронной техники позволил сделать вывод о целесообразности создания устройств вакуумной механики и бескорпусных клапанов и затворов для перекрытия газовых потоков $10^{-7} \text{ м}^3 \text{ Пас}^{-1}$ и менее, так как в этом случае не имеет смысла применять вакуумные затворы, работающие на границе "атмосфера - высокий вакуум". В связи с этим в работе предложено использование облегченных конструкций вакуумных клапанов и затворов в бескорпусном и облегченном варианте.

Теоретический и практический задел при создании различных устройств вакуумной механики позволил успешно решить эту задачу. Новая область применения упругодеформируемых приводов потребовала проведения комплекса новых теоретических и экспериментальных исследований.

Анализ и синтез возможных структур вакуумных клапанов и затворов и исследование их кинематических моделей, позволил рассчитать координаты положения уплотнительного узла при различных сочетаниях видов приводов и ориентации их в плоскости и пространстве.

На базе основных положений вакуумной техники разработана и исследована математическая модель уплотнения при молекулярном режиме течения газа, наиболее полно учитывающая характер уплотняемой поверхности при различных видах чистовой обработки. Это позволило на стадии проектирования установить величину требуемого усилия уплотнения при заданных значениях потока натекания и геометрических параметрах уплотнителя. Величина требуемого усилия уплотнения в предложенной модели, по сравнению с используемыми моделями наиболее близко совпадает с экспериментом.

Разработана и исследована математическая модель быстрогодействия, описывающая динамику упругого деформирования приводов в процессе наполнения его внутренней полости энергоносителем до требуемого давления.

В результате исследования математической модели получены данные о зависимости быстрогодействия от основных геометрических параметров приводов, конструктивных элементов системы подвода питания и вида энергоносителя. Так, например, при использовании водорода в качестве энергоносителя, скорость срабатывания привода увеличивается в 4,5 раза, а при изменении температуры от 293⁰К до 433⁰К – увеличивается на 19%.

На основе разработанной теоретической базы впервые создан ряд конструкций бескорпусных вакуумных клапанов и затворов, в составе конструкций которых полностью исключено трение при их функционировании в высоком вакууме, уменьшена металлоемкость более чем на порядок при гарантированной надежности 10⁶ циклов. Все разработки защищены патентами РФ.

Разработана методика для проведения экспериментальных исследований зависимости величины газового потока от усилия уплотнения в условиях высокого вакуума при малых перепадах давления. Установлено, что по совокупности показателей для бескорпусных вакуумных затворов предпочтителен уплотнитель из вакуумной резины ИРП-1015, так как требует усилия уплотнения на 10 % меньше по сравнению с вакуумными резинами 7990 и 2087. Сравнение экспериментальных и теоретических данных показало соответствие математических расчётов эксперименту в пределах 8-10% (10-12% для ИРП 1015) для чистовой токарной обработки и обработки шлифовкой и 10-18% для других видов обработки, особенности которых другими моделями просто не учитываются.

Разработан пакет прикладных программ, позволяющий моделировать в текущем режиме оптимальные характеристики приводов в зависимости от какого-либо приоритетного параметра, определяющего быстродействие или эффективность уплотнения.

Предложена классификация вакуумной коммутационной аппаратуры на основе реализованных и перспективных технических решений.

Приведены особенности технологии производства разработанных приводов вакуумной коммутационной аппаратуры.

Выполненные теоретико-экспериментальные, опытно-конструкторские и патентно-лицензионные исследования позволяют выявлять научно обоснованные, технически целесообразные, экономически и технологически выгодные разработки устройств вакуумной коммутационной аппаратуры.

ЛИТЕРАТУРА

1. Курбатов О.К., Леонтьев А.Ф., Варлов Л.Я., Платов О.И. Современное состояние и серийный выпуск вакуумной запорной и регулирующей базы экспериментальных установок и промышленного оборудования // Материалы конференции "Вакуумная наука и техника". – Гурзуф: 1996.
2. Александрова А.Т., Ермаков Е.С., Львов Б.Г. Новые вакуумные клапаны и затворы // Электронная промышленность, № 7-8, 1981.
3. Макаров В.А., Фазиев Г.А. Новые модели высоковакуумных затворов: Каталог АО "Вакууммаш".
4. Фазиев Г.А., Макаров В.А., Галимов А.Б. Серийно выпускаемая вакуумная аппаратура // Вакуумная техника и технология, Том 3, № 3,4. 1993. – с. 32-33.
5. Львов Б.Г. Исследование и разработка конструкций высоковакуумных прямолинейных клапанов: диссертация на соискание ученой степени к.т.н., М.: 1979. – 182 с.
6. Пипко А.И., Плисковский В.Я., Пенчко Г.А. Конструирование и расчет вакуумных систем. – М.: "Энергия", 1979.
7. Александрова А.Т., Назаров Л.И., Дривинг Н.Я. Исследование параметров процесса герметизации сверхвысоковакуумной арматуры с использованием жидкофазных металлических уплотнений // Электронная техника, Сер. 4, вып. 4 (81). – 42-44 с.
8. Дюваль П. Высоковакуумное производство в микроэлектронной промышленности. – М.: "Мир", 1991. – 277 с.
9. Мальгин С.Н. Тенденция развития электронного машиностроения // Электронная промышленность, Выпуск 5, 1992. – с. 2-8.
10. Одинокое В.В. Шлюзовые системы в вакуумном оборудовании. – М.:

- Высшая школа, 1981. – 55 с.
11. Александрова А.Т., Ермаков Е.С. Гибкие производственные системы электронной техники. – М.: Высшая школа, 1989. – 319 с.
 12. Капустин Н.Ф. Состояние и основные направления создания вакуумного оборудования в АО "Вакууммаш" // Химическое и нефтяное машиностроение, № 3, 1995. – с. 18-23.
 13. Кратенко В.И., Ляпин В.М., Махов И.Е. и др. Комплекс для высоковакуумной лучевой технологии // Электронная промышленность, № 10, 1990. – с. 58-61.
 14. Мальгин С.Н. Элементная база электронного машиностроения. Современное состояние, перспективы развития и применение: С. Пб. РНИГЛ "Электронстандарт", 1993. – 44 с.
 15. Мальгин С.Н., Панфилов Ю.В. Кластерное оборудование в микроэлектронике: (обзоры по электронной технике). – Серия 7 ТОПО М.: ЦНИИ Электроника, 1994, вып. 1 (1701). – 120 с.
 16. Степанчиков С.В. Снижение загрязнений, привносимых на изделия электронной техники в вакуумном оборудовании // Научно-технический сборник "Автоматическое оборудование и технология производства изделий электронной техники". – М.: МИЭМ, 1991. – с. 37-42.
 17. Панфилов Ю.В. Перспективы создания вакуумных автоматических линий: Сб. трудов "Проблемы автоматизации производства изделий электронной техники". – М.: МВТУ, 1987. – с. 23-32.
 18. Александрова А.Т. Оценка работоспособности механизмов перемещения в высоком вакууме // Электронная техника, Сер. 7, вып. 3 (82). – 57-60 с.
 19. Александрова А.Т., Кужман А.Г. Масспектрометрические исследова-

- ния изменения состава остаточной газовой среды при трении в вакууме конструкционных материалов // Труды МИЭМ. – Вып. 44, 1974.
20. Курбатов О.К., Леонтьев А.Ф., Шмаков А.П. и др. Новая запорная и регулирующая вакуумная арматура // Вакуумная техника и технология, Том 2, № 3,4. 1992. – с. 32-38.
 21. Львов Б.Г., Шувалов А.С. Техническое обслуживание новой вакуумной коммутационно-регулирующей аппаратуры. – М.: Высшая школа, 1987. – 80 с.
 22. Блинов В.В., Горяев В.П., Пчеляков О.П. Клапан щелевой прямопроходный // Тезисы доклада Научно-технической конференции "Вакуумная наука и техника". – Гурзуф: 1994.
 23. Каталог фирмы VAT, 2012.
 24. Каталог фирмы Alkatel, 1997.
 25. Сайт Balzers (Pftiffer), 2012,
www.pfeiffer-vacuum.com/products/valves
 26. Каталог фирмы Varian, 2005.
http://www.istcgroup.com/pdf/Varian_2005_Catalog_web_full.pdf ;
<http://www.ccsservices.ru/vacuum/valves.html>
 27. Онлайн каталог фирмы Leybold: клапаны, 2012,
www.oerlikon.com/leyboldvacuum/products/produktkatalog_01.aspx?cid=100
 28. Макаров В.А., Рогова Г.В. Тенденции развития вакуумных затворов за рубежом // Вакуумная техника и технология, Том 3, № 3,4. 1993.
 29. Александрова А.Т. Исследование процессов дестабилизации параметров системы – "механизм - контролируемая вакуумная среда " и разработка теоретических основ проектирования оптимальных механизмов: Дисс. д.т.н. – М.: МИЭМ, 1978. – 385 с.
 30. Горюнов А.А. Исследование газопроницаемости гибких герметичных

- разделительных элементов в условиях циклического деформирования с целью определения работоспособности и оптимальных режимов работы вакуумных вводов движения: Дисс. к.т.н. – М.: МИЭМ, 1979. – 165 с.
31. Минин А.В. Исследование вопросов рационального конструирования функциональных механизмов вакуумной автоматики на основе гибких герметичных пневматических элементов: Дисс. к.т.н. – М.: МИЭМ, 1975. – 158 с.
 32. Александрова А.Т., Ермаков Е.С. Устройства и системы формирования перемещений в высоком вакууме с использованием принципа управляемой упругой деформации // Тезисы доклада научно-технической конференции "Вакуумная наука и техника". – Гурзуф: 1994.
 33. Ермаков Е.С. Исследование характеристик герметичных упругодеформируемых трубчатых элементов и разработка однозвенных функциональных механизмов на их основе: Дисс. к.т.н. – М.: МИЭМ, 1976. – 197 с.
 34. Губарева Л.И. Исследование кинематики и разработка приводов направленного перемещения на основе трубчатых элементов для оборудования электронной техники: Дисс. к.т.н. – М.: МИЭМ, 1984. – 181 с.
 35. Андреева А.Ю. Создание средств автоматизации для особочистых технологических сред и высокого вакуума: Дисс. к.т.н. – М.: МИЭМ, 1988. – 197 с.
 36. Маляров С.М. Разработка и исследование вакуумных манипуляторов на основе высокочувствительных трубчатых элементов повышенной осевой жесткости: Дисс. к.т.н. М.: МИЭМ, 1987. – 144 с.
 37. А.Т. Александрова, Д.А. Пономаренко. Проблемы создания автономных источников питания устройств вакуумной механики на основе обратимодействующих поглотителей водорода // Тезисы доклада на научно-технической конференции. – Гурзуф: 1997. – 113 с.
 38. Б.А. Колачев, Р.Е. Шалин, А.А. Ильин. Сплавы - накопители водорода

- да. – М.: Металлургия, 1995. – 377 с.
39. Hill E. Bourdon metallic barometr. Messenger of Mathematics, 1872.
 40. Rayleigh M. On the bending and vibration on this elastic shells, especially of cilindrical form Pressedings of Rogal Society of London, 1888.
 41. Wuest W. Theoric der Hochdruckrohrenfeder – Yngeniure Archiv, 1956, Bd 24, P. 92-110.
 42. Exline P E Bourdon tube deflection characteristics – Transaction of the ASME. Dec. 1960, V 82, p. 887-893.
 43. Wuest W. Die Berechnung Bourdonfeder - VDi - Forschungs Helt, 1962, 28 No. 489, P. 1277-1278.
 44. Феодосьев В.И. Упругие элементы точного приборостроения. – М.: Оборонгиз, 1949 – 344 с.
 45. Феодосьев В.И. Об одном способе решения нелинейных задач устойчивости деформируемых систем // Прикладная математика и механика. – 1963, т. XXVII, вып. 2. – с. 265-275.
 46. Андреева Л.Е. Упругие элементы приборов // 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1981. – 392 с.
 47. Васильев Б.Н. Напряженно-деформированное состояние манометрических трубок // Известия АН СССР. Механика, 1965, № 4. – с. 139-144.
 48. Афонин В.Г. Статический и динамический расчет манометрических приборов с учетом технологических несовершенств: Дисс. к.т.н., Томск: 1970. – 169 с.
 49. Шумский М.П. Расчет манометрических пружин // Изв. Вузов Сер. Приборостроение, 1964, том VII, № 5. – с. 164-170.
 50. Афонин В.Г., Шумский М.П. Собственные частоты манометрических приборов с одновитковой манометрической пружиной // Изв. Вузов Сер. Приборостроение, 1974, № 6. – с. 79-82.
 51. Тыжнов Г.И. Деформация и напряжения в трубчатых манометриче-

- ских приборах: Автореф. дисс. к.т.н. – Томск: 1964.
52. Герасимов В.К. Трубчатые пружины замкнутого контура: Дисс. к.т.н. – Воронеж: 1972.
 53. Герасимов В.К., Тыжнов Г.И. Трубчатые пружины замкнутого контура // Приборы и системы управления, 1973, № 1. – с. 44-47.
 54. Тихонов В.Т. Влияние внешних возмущений на работу упругого элемента манометра // Изв. ТПИ. – Томск: 1966, т. 147. – с. 9-13.
 55. Тулегенов М.У. Определение частот и форм свободных колебаний манометрической трубки // Межвуз. Сб. Научных трудов, Вибротехника. – Каунас: 1987, вып. 1 (31). – с. 55-61.
 56. Вишнякова Т.Л. Методы конструирования приводных и исполнительных органов бесшарнирных манипуляторов вакуумного технологического оборудования электронной техники: Дисс. к.т.н. – М.: МВТУ им Н.Э. Баумана, 1985. – 221 с.
 57. Вишнякова Т.Л. Точность позиционирования вакуумных манипуляторов с упругодеформируемыми приводными звеньями. – М.: Труды МИЭМ, 1984. – с. 39-46.
 58. Александрова А.Т. Новые способы передачи и формирования движения в вакууме. – М.: Высшая школа, 1979. – 67 с.
 59. Александрова А.Т. Вакуумные роботы-манипуляторы на основе упругодеформируемых исполнительных элементов // Электронная техника, Сер. 7, вып. 1 (80), 1977. – с. 35-43.
 60. Александрова А.Т. Оценка работоспособности механизмов перемещения в высоком вакууме // Электронная техника, Сер. 7, вып. 3 (82). – с. 57-60.
 61. Александрова А.Т. Кинематический анализ однозвенных механизмов

- для формирования сложных перемещений в вакууме // Электронная техника, Сер. 7, вып. 5 (84), 1977. – с. 109-115.
62. Александрова А.Т., Горюнов А.А., Ермаков Е.С. и др. Вакуумные манипуляторы // Электронная промышленность, Вып. 106, 1981, № 10. – с. 45-52.
63. А.с. №546958 СССР. Устройство для захвата детали. /А.Т. Александрова, А.А. Горюнов, М.А. Дробязко и др. Опубл. в БИ, № 6, 1977.
64. Александрова А.Т. Анализ критериев работоспособности механизмов перемещения в высоком вакууме // Труды МИЭМ, 1975. – с. 14-18.
65. Ермаков Е.С. Траектория перемещения свободного конца гибкого герметичного трубчатого элемента в статическом режиме нагружения // Электронная техника, Сер. 7, 1976, вып. 6 (76). – с. 118-122.
66. Данилов А.И., Губарева Л.И. Расчет трубчатых элементов с переменным радиусом кривизны // Известия вузов, Сер. Машиностроение, 1986, № 5. – с. 10-14.
67. Александрова А.Т. Функциональные устройства вакуумной механики на основе приводов управляемой упругой деформации // Материалы научно-технической конференции "Вакуумная наука и техника". – Гурзуф: 1998.
68. Андреева А.Ю. Кинематика приводных систем манипуляторов на основе упругодеформируемых элементов с замкнутым контуром // В сб. "Электронное машиностроение, робототехника, технология ЭВП", Труды МИЭМ. – М.: 1984. – с. 8-11.
69. Приводы трубчатые упругодеформируемые: Каталог НИИ "Изотерм" МЭП – СССР, Брянск: 1991.
70. Александрова А.Т., Горюнов А.А. Анализ кривых усталости стали

- 12X18H10T по критерию герметичности // Электронная техника, Сер. Материалы, 1977, вып. 4. – с. 16-20.
71. Горюнов А.А., Александрова А.Т., Глебов Г.Д. Диффузия водорода через сталь в условиях механической нагрузки // Электронная техника, Сер. 6, вып. 8, 1977.
72. Александрова А.Т., Горюнов А.А. Влияние напряжений на диффузионную подвижность водорода в сталях // Межвузовский сборник. – Труды МИЭМ, вып. II, 1978.
73. Вакуумная техника: Справочник /Е.С. Фролов, В.Е. Минайчев, А.Т. Александрова и др./ М.: Машиностроение, 1992. – с. 91-92.
74. Александрова А.Т., Горюнов А.А. Исследование газопроницаемости нагруженных тонкостенных оболочек // Тезисы доклада IV-й Всесоюзной конференции "Физика и техника высокого вакуума". – Ленинград: 1974.
75. Герц Е.В., Крейнин Расчет пневмопривода. – М.: Машиностроение, 1975. – 272 с.
76. Герц Е.В. Пневматические приводы. – М.: Машиностроение, 1969. – 359 с.
77. Пневматические устройства и системы в машиностроении: Справочник / Е.В. Герц, А.И. Кудрявцев, О.В. Ложкин и др. Под общей ред. Е.В. Герц / М.: Машиностроение, 1981. – 481 с.
78. Экслер Л.Н. О работе контактного металлического уплотнения "Химическое и нефтяное машиностроение", № 2, 1966.
79. Розанов Л.Н. Вакуумная техника. – М.: Высшая школа, 1990. – 320 с.
80. Рот Вакуумные уплотнения; Пер. с англ. М.: Энергия, 1971. – 584 с.
81. Львов Б.Г., Шувалов А.С. Современные сверхвысоковакуумные уплотнения. – М.: Высшая школа, 1984.
82. Стратиневский Г.Г. Основные элементы механизма герметизации вы-

- соковакуумных соединений. – Труды МИЭМ, вып. 20, 1972. – с. 28-34.
83. Герметичность неподвижных соединений гидравлических систем / Бабкин В.Т., Зайченко А.А., Александров В.В. и др. – М.: Машиностроение, 1977.
 84. Roth A., Ynbar A. The force cycle of vacuum gasket seals. – Vacuum, ¹ 17 (1), 1967.
 85. Печатников М.Н., Розанов Л.Н. Теоретические и экспериментальные исследования герметичности контакта двух шероховатых поверхностей при упругопластическом деформировании // Электронная техника, Сер. 4, вып. 6, 1976.
 86. Ланис. В.А., Левина Л.Е. Техника вакуумных испытаний. – М.: Госэнергоиздат, 1963.
 87. Васин В.А. Ресурсосберегающие принципы проектирования исполнительных устройств оборудования для высоких технологий // Машиностроитель, № 9, 1997. – с. 39-42.
 88. Разработка и исследование прецизионных натекаателей на основе деформируемых упругих элементов. – М.: МИЭМ, Научно-технический отчет, Гос. рег. № 01900024649, 1990.
 89. Александрова А.Т. Обоснование метода проектирования бескорпусных вакуумных затворов // Материалы НТК "Вакуумная наука и техника". – Гурзуф: 1999.
 90. Александрова А.Т., Васин В.А. "Математическая модель соковакуумного уплотнения для перекрытия малых газовых потоков" // Материалы научно-технической конференции "Вакуумная наука и техника". – Гурзуф, М.: МГИЭМ, 1999. – 196 с.
 91. Теоретические и прикладные вопросы создания бескорпусной соковакуумной запорной аппаратуры для малых перепадов давления. Научно-технический отчет. – РВО МГИЭМ, 1999.
 92. Гуськова И.Г. Разработка методов проектирования упругодеформируемых микроприводов прямолинейного типа и создание функцио-

- нальных устройств на их основе для работы в особо чистых средах и высоком вакууме: – Дисс. к.т.н. М.: МИЭМ, 1992.
93. Александрова А.Т., Васин В.А. Бескорпусной прямопролетный вакуумный затвор щелевого типа // Научно-техническая конференция "Вакуумная наука и техника". – Гурзуф, М.: МГИЭМ, 1995. – 153 с.
 94. Александрова А.Т., Васин В.А. "Исследование эксплуатационных характеристик бескорпусных вакуумных затворов и функциональных устройств вакуумной механики" // Материалы научно-технической конференции "Вакуумная наука и техника". – Гурзуф, М.: МГИЭМ, 1996. – 103 с.
 95. Губарева Л.И. Формирование траектории перемещения исполнительных органов вакуумных манипуляторов // Межвузовский сборник научных трудов под ред. Александровой – "Электронное машиностроение, робототехника, технология ЭВП", М.: 1984. – с. 54-57.
 96. Приводы упругодеформируемые. – РТМ НИИ "Изотерм", Брянск: 1996.
 97. Александрова А.Т., Васин В.А., Горюнов А.А., Полотай Г.А. Патент № 2109196 "Вакуумный затвор" опубл. Б.И. № 11, 1998.
 98. Васин В.А., Горюнов А.А. Новые модели бескорпусных вакуумных клапанов и затворов на основе приводов управляемой упругой деформации // Материалы научно-технической конференции "Вакуумная наука и техника". – Гурзуф, М.: МГИЭМ, 1999.
 99. Александрова А.Т., Васин В.А. Бескорпусной вакуумный затвор // Материалы научно-технической конференции "Вакуумная наука и техника". – Гурзуф, М.: МГИЭМ, 1996. – 103 с.
 100. Васин В.А. Теоретические и экспериментальные исследования основных эксплуатационных параметров бескорпусных вакуумных затворов // Тезисы доклада научно технической конференции студентов, аспирантов и молодых специалистов МГИЭМ, М.: МГИЭМ, 1999. – 316 с.
 101. Александрова А.Т., Васин В.А., Горюнов А.А. Патент № 2114354 "Вакуумный затвор" Опубл. Б.И., № 18, 1998.

102. Александрова А.Т., Васин В.А. Вакуумный прямопролетный затвор с совмещенным приводом // Материалы научно-технической конференции "Вакуумная наука и техника". – Гурзуф, М.: МГИЭМ, 1996. – 103 с.
103. Александрова А.Т., Васин В.А., Горюнов А.А., Полотай Г.А. Патент №2114481 "Вакуумный затвор" опубл. Б.И., № 18, 1998.
104. Александрова А.Т., Васин В.А., Горюнов А.А., Пономаренко Д.А. Патент № 2115855 "Вакуумный затвор" опубл. Б.И., № 20, 1998.
105. Александрова А.Т., Васин В.А., Горюнов А.А. Затвор / Патент на изобретение № 2147349 опубл. Б.И., № 10, 10.04.2000.
106. Васин В.А. Привод криволинейного перемещения (варианты) / Патент на изобретение №2213278, опубл. Б.И. № 27, 27.09.2003.
107. Васин В.А. Привод перемещения / Патент на изобретение №2205996, опубл. Б.И. №16, 10.06.2003.
108. Васин В.А. Привод перемещения / Патент на изобретение №2205995, опубл. Б.И. №16, 10.06.2003.
109. Васин В.А. Привод криволинейного перемещения с кольцевым сильфоном / Патент на изобретение №2215199, опубл. Б.И. №30, 27.10.2003.
110. Васин В.А. Сильфонные приводы с управляемой упругой деформацией // Вакуумная техника и технология, том 18 номер 2, 2008. – С. 103-106.
111. Васин В.А. Бескорпусной смещённый затвор с криволинейной траекторией перемещения / Патент на изобретение №2213285, опубл. Б.И. №27, 27.09.2003.
112. Васин В.А. Бескорпусной затвор с криволинейной траекторией перемещения / Патент на изобретение №2215224, опубл. Б.И. №30, 27.10.2003.
113. Васин В.А. Щелевой затвор / Патент на изобретение №2206010, опубл. Б.И. №16, 10.06.2003.

114. Васин В.А. Смещённый щелевой затвор с криволинейной траекторией перемещения / Патент на изобретение №2206011, опубл. Б.И. №16, 10.06.2003.
115. Васин В.А. Щелевой затвор с криволинейной траекторией перемещения / Патент на изобретение №2206012, опубл. Б.И. №16, 10.06.2003.
116. Александрова А.Т., Васин В.А., Горюнов А.А., Ермаков Е.С. Устройство для шлюзования / Патент на изобретение №2133521, опубл. Б.И., № 20, 1999.
117. Александрова А.Т., Васин В.А., Горюнов А.А., Ермаков Е.С. Устройство для шлюзования / Свидетельство на полезную модель № 8443, опубл. Б.И. № 11, 1998.
118. Александрова А.Т., Васин В.А., Горюнов А.А., Ермаков Е.С. Устройство для перемещения изделий / Патент на изобретение №2133706, опубл. Б.И. № 21, 1999.
119. Александрова А.Т., Васин В.А., Горюнов А.А., Ермаков Е.С. Устройство для перемещения изделий / Свидетельство на полезную модель № 8961, опубл. Б.И., № 1, 1998.
120. Александрова А.Т., Васин В.А., Горюнов А.А. Привод перемещения и схват / Патент на изобретение №2215198, опубл. Б.И. №30, 27.10.2003.
121. Александрова А.Т., Васин В.А., Горюнов А.А. Механизм возвратно-поступательного перемещения / Патент на изобретение №2210682, опубл. Б.И. №23, 20.08.2003.
122. Андреева А.Ю., Гуськова И.Г. Натекание на основе трубчатых упругодеформируемых элементов // Меж. вузовский сб. "Автоматическое оборудование и технология производства изделий электронной техники". – М.: МИЭМ, 1991. – с. 29-32.
123. Васин В.А. Система дозирования и измерения прецизионных газовых потоков в высокий вакуум // Научно-техническая конференция "Ваку-

- умная наука и техника". – Гурзуф, М.: МГИЭМ, 1996. – 103 с.
124. Александрова А.Т., Васин В.А., Горюнов А.А. Новые принципы прецизионного дозирования вакуумных потоков // Научно-технический семинар "Контроль герметичности - 98", тезисы докладов, ОАО "Завод Измеритель", Санкт-Петербург: 1998. – 16 с.