

Федеральное агентство по образованию

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

А. Б. СМИРНОВ

**ЭЛЕМЕНТНАЯ БАЗА АВТОМАТИЧЕСКИХ
МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ**

**МЕХАТРОННЫЕ МОДУЛИ МИКРОПЕРЕМЕЩЕНИЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН**

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Санкт-Петербург
Издательство Политехнического университета
2008

Федеральное агентство по образованию

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Приоритетный национальный проект «Образование»

Инновационная образовательная программа
Санкт-Петербургского государственного политехнического университета
«РАЗВИТИЕ ПОЛИТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПОДГОТОВКИ КАДРОВ В
ИННОВАЦИОННОЙ СРЕДЕ НАУКИ И ВЫСОКОТЕХНОЛОГИЧНЫХ
ПРОИЗВОДСТВ СЕВЕРО-ЗАПАДНОГО РЕГИОНА РОССИИ»

А. Б. СМИРНОВ

ЭЛЕМЕНТНАЯ БАЗА АВТОМАТИЧЕСКИХ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ

МЕХАТРОННЫЕ МОДУЛИ МИКРОПЕРЕМЕЩЕНИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Рекомендовано

Учебно-методическим объединением
по университетскому политехническому образованию
в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений,
обучающихся по направлению подготовки
150400 – «Технологические машины и оборудование»

Санкт-Петербург
Издательство Политехнического университета
2008

УДК 621.865.8

ББК 34.816я73

С50

Рецензенты:

Доктор технических наук, профессор СПбГПУ *В.А. Дьяченко*

Доктор технических наук, профессор СПбГУИТМО *В.М. Мусалимов*

Смирнов А.Б. **Элементная база автоматических машин и оборудования.**

Мехатронные модули микроперемещений технологических машин:

Учеб. пособие.– СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2008. – 172 с.

Пособие по дисциплине «Элементная база автоматических машин и оборудования» предназначено для подготовки бакалавров по направлению 150400 – «Технологические машины и оборудование».

Рассмотрены системы микроперемещений технологических машин, предназначенные для манипулирования миниатюрными объектами. Приведены и оценены структура и принципы построения мехатронных модулей, схемные решения модулей с пьезоэлектрическими приводами, имеющих несколько степеней свободы. Изложены основы теории и методы инженерного расчета исполнительных устройств с пьезоэлектрическими приводами.

Пособие предназначено для студентов старших курсов, обучающихся по специальностям направления «Технологические машины и оборудование», и аспирантов.

Работа выполнена в рамках реализации Инновационной образовательной программы Санкт-Петербургского государственного политехнического университета «Развитие политехнической системы подготовки кадров в инновационной среде науки и высокотехнологичных производств Северо-западного региона России».

Печатается по решению редакционно-издательского совета Санкт-Петербургского государственного политехнического университета.

©Санкт-Петербургский государственный
политехнический университет, 2008

ISBN 978-5-7422-1882-1

© Смирнов А.Б, 2008

Оглавление

Введение	6
Глава 1. СИСТЕМЫ МИКРОПЕРЕМЕЩЕНИЙ.....	7
1.1. Основные направления развития и классификация...	7
1.2. Приводы и преобразовательные элементы.....	14
Глава 2. МИКРОМАНИПУЛЯЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ.....	26
2.1. Отличия микроманипуляционных систем от манипу- ляторов точного машиностроения.....	26
2.2. Структура микроманипуляционных систем.....	29
2.3. Мехатронные модули микроперемещений.....	42
2.4. Датчики и чувствительные элементы мехатронных модулей.....	43
Глава 3. ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ МЕХАТРОННЫЕ МОДУЛИ МИКРОПЕРЕМЕЩЕНИЙ.....	48
3.1. Пьезоэлектрические элементы.....	48
3.2. Пьезоприводы мехатронных модулей.....	50
3.3. Модули микроперемещений на базе составных и трубчатых пьезоприводов.....	64
3.4. Модули микроперемещений с биморфными пьезо- приводами.....	68
Глава 4. КИНЕМАТИКА МОДУЛЕЙ МИКРОПЕРЕМЕЩЕНИЙ С БИМОРФНЫМИ ПЬЕЗОПРИВОДАМИ.....	72
4.1. Активные упругие направляющие.....	75
4.2. Активные упругие шарниры.....	78
4.3. Модули микроперемещений с управляемой траекто- рией движения.....	83
Глава 5. РАСЧЕТЫ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МОДУЛЕЙ С СОСТАВНЫМИ И ТРУБЧАТЫМИ ПЬЕЗОПРИВОДАМИ.....	92
5.1. Уравнения состояния пьезоэлектрической среды...	92
5.2. Составной пьезопривод.....	93
5.3. Модуль мультиплекции перемещений.....	98

5.4. Трубочатый пьезопровод.....	110
Глава 6. РАСЧЕТЫ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МОДУЛЕЙ С БИМОРФНЫМИ ПЬЕЗОПРИВОДАМИ.....	114
6.1. Распределение деформаций и механических напряжений в поперечном сечении	114
6.2. Перемещение свободного конца биморфного пьезопреобразователя.....	121
6.3. Метод эквивалентных механических воздействий.....	125
6.4. Активный упругий параллелограмм.....	132
6.5. Оценка быстродействия модулей микроперемещений	139
Глава 7. РАСЧЕТЫ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДВУХКООРДИНАТНЫХ МОДУЛЕЙ С БИМОРФНЫМИ ПЬЕЗОПРИВОДАМИ.....	141
7.1. Углы качания двухкоординатного сканера.....	141
7.2. Собственная частота сканера.....	148
Глава 8. ДИНАМИКА УПРУГИХ СИСТЕМ С БИМОРФНЫМИ ПЬЕЗОПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯМИ.....	153
8.1. Расчетная модель активного упругого параллелограмма.....	153
8.2. Амплитудно-фазовые частотные характеристики, добротность системы.....	158
8.3. Экспериментальное исследование модулей микроперемещений.....	161
Глава 9. ПРИМЕНЕНИЕ ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СИСТЕМ МИКРОПЕРЕМЕЩЕНИЙ.....	166
Библиографический список.....	168

Принятые сокращения

- АМР – автономный микроробот
- АУН – активные упругие направляющие
- АУШ – активный упругий шарнир
- БПП – биморфный пьезоэлектрический преобразователь
- ММ – микромеханический модуль
- ММС – микроманипуляционная система
- МЭМС – микроэлектромеханическая система
- ПКП – пьезокерамическая пластинка
- ПКШ – пьезокерамическая шайба
- СПП – составной пьезоэлектрический преобразователь
- СМП – система микроперемещений

Введение

Учебное пособие в рамках дисциплины «Элементная база автоматических машин и оборудование» посвящено одному из наиболее перспективных направлений точного машиностроения и приборостроения в области мехатроники – устройствам микроперемещений. Эти устройства используются в качестве модулей точных перемещений рабочих органов автоматических сборочных систем при монтаже электронных компонентов и микросхем, в качестве микроманипуляторов, сканеров технологических лазеров, приспособлений для компенсации износа инструментов и деформаций в оборудовании механообработки.

При создании малогабаритных высокоточных устройств актуальны принципы мехатроники. Она базируется на соединении в единую систему механических, электронных и электромеханических частей. Основные преимущества мехатронных систем микромеханики заключаются в компактности модулей и улучшении динамических характеристик вследствие упрощения кинематических цепей, а также высокой стабильности, надежности и помехозащищенности. Наиболее перспективными приводами систем микроперемещений являются пьезоэлектрические приводы.

Цель учебного пособия состоит в приобретении знаний по применению систем микроперемещений, выборе и расчету их параметров. Материалы пособия полезны при выполнении курсового и дипломного проектирования, а также для аспирантов и научных работников.

В главах 1, 2 рассмотрены общие принципы построения систем микроперемещений и их компонентов. Главы 3 и 4 посвящены пьезоэлектрическим мехатронным модулям и их кинематике. В главах 5 – 8 содержится материал по расчетам модулей микроперемещений с составными, трубчатыми и биморфными пьезопреобразователями в квазистатическом и динамическом режимах. В главе 9 содержатся рекомендации по их применению.

Глава 1. СИСТЕМЫ МИКРОПЕРЕМЕЩЕНИЙ

1.1. ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ

Системы микроперемещений (СМП) миниатюрных объектов используются в приборостроении в течение многих десятилетий и связаны в основном с оптико-механическими приборами и часовыми механизмами. Колоссальный скачок в конце 20 и начале 21 веков в развитии технологий, относящихся к производству компьютерной техники, позволил создать принципиально новые устройства микросистемной техники. Если в 60 – 80-х годах прошлого века электронные компоненты были уже созданы и пути дальнейшей миниатюризации были уже четко определены, то перспективы миниатюризации электромеханических систем были туманны. Наилучшими достижениями в этой области были переносные средства противовоздушной обороны типа «Игла» и «Стингер», миниатюрные часовые механизмы, механизмы минифотоаппаратов и магнитофонов для спецслужб, а также миниатюрные электромагнитные реле (например, поляризованное реле РЭС 45 объемом 250 мм³). Однако качественного скачка в уменьшении размеров механических устройств при том уровне традиционного машиностроения и приборостроения не могло произойти – механика подходила к своему «физическому» пределу. Робототехнические комплексы, включавшие СМП для автоматической сборки миниатюрных изделий, были ненадежны, громоздки, требовали постоянного присутствия операторов и наладчиков. К 70 – 80-м годам 20 века возникло явное противоречие между высокоразвитым производством электронной техники и отсталым производством миниатюрных электромеханических систем, которое тормозилось традиционными технологиями точного машиностроения и приборостроения и низким уровнем автоматизированного управления. Возросшие требования военной и космической техники, медицины, мониторинга окружающей среды и безопасности атомных электростанций дали толчок к развитию миниатюрных и микроэлектромеханических систем (МЭМС). Здесь нужно уточнить, что мы понимаем под терминами «миниатюрные» и «микро-». К миниатюрным электромеханическим системам условно можно отнести устройства, размеры которых лежат в пределах от

10×10×10 мм до 50×50×50 мм, все, что имеет меньшие габариты можно отнести микросистемам. СМП включают в себя устройства, обеспечивающие перемещение выходного звена на расстояние до миллиметра с минимальным шагом до десятых долей микрометра. Кроме того, МЭМС могут быть элементами СМП, в частности рабочими органами.

Существуют СМП для перемещения в пределах микрометров с минимальным шагом до 0,15 ангстрем. Они используются для исследования микрорельефа поверхности при помощи сканирующих туннельных микроскопов [26] и относятся к области нанотехники. Однако в этой книге такие устройства мы рассматривать не будем.

Огромные финансовые вложения в производство микроэлектронной техники и в частности в производство больших интегральных схем на базе кремния позволили найти перспективный путь и для микромеханических устройств и систем. Поверхностная и объемная микрообработка полупроводниковых материалов, основанная на методах фото- и рентгенолитографии (LIGA-технология), позволяет создать микрообъекты практически любой формы с размерами до единиц микрометров [19]. Эти технологии, дающие возможность точного управления глубиной травления, формированием боковых стенок и каналов внутри массива полупроводникового материала, позволяют производить объемные механические структуры, которые имеют относительно высокие прочность и жесткость, необходимые для передачи усилий и крутящих моментов в микромеханических передачах.

Таким образом, основой развития МЭМС является микроэлектронная технология, которая применяется практически во всех изделиях на основе кремния. Сверминиатюризация электромеханических систем за счет интегрирующего эффекта при сочетании в едином объеме устройства, как приводных элементов, так и управляющих элементов, является наглядным примером эффективности принципов мехатроники. Этому способствует общая технология изготовления электронных компонентов и механических деталей.

Начиная с последнего десятилетия 20 века, происходит стремительный рост числа экспериментальных и внедряемых проектов, объединенных единым технологическим подходом к изготовлению всех компонентов

микросистемной техники – приводов с передачей механической энергии к рабочему органу (выходному звену системы), сенсорной, управляющей и вычислительной. Важным результатом такого комплексного подхода к разработкам является то, что в сравнительно малом объеме находится большая часть элементов автоматизированной системы. Становится прогнозируемым следующий логический шаг в развитии СМП: переход к бионическим по сущности структурам, имеющим общие признаки с биологическими объектами. Как известно, наиболее развитые живые организмы имеют иерархическую структуру управления движением отдельных частей тела: центральную и периферическую нервную системы. Причем периферическая нервная система обеспечивает управление на уровне элементарных движений, центральная нервная система осуществляет целевое управление, внося коррективы в движение исходя из информации, полученной от органов чувств (сенсоров). Построенные по этой аналогии с биологическими организмами мехатронные СМП будут иметь качества живых организмов, прошедших эволюцию и естественный отбор в течение миллионов лет.

Учитывая выше сказанное, нужно подчеркнуть, что создание СМП основывается не только на технологиях производства электронных компонентов, но и на традиционных технологиях точного машиностроения и приборостроения. Модули грубых перемещений этих систем, а также относительно крупногабаритные механические элементы экономически более выгодно изготавливать по традиционным технологиям.

Анализируя патентные и литературные источники [25, 33, 4], можно определить основные перспективные направления развития СМП (рис.1.1). По своему назначению и функциональным возможностям эти системы можно разделить на микроманипуляционные системы (ММС), автономные микророботы (АМР) и приборные СМП.

ММС – это автоматизированные электромеханические системы, предназначенные для совершения технологических операций или для перемещения (манипулирования) мини- и микрообъектов. К ним относятся ММС для механической сборки микромеханических устройств. Такие системы, аналогичные по своим функциям и особенностям работы сборочным роботам-манипуляторам точного машиностроения, отличаются более вы-

сокой точностью позиционирования и меньшими ходами. В зависимости от объектов сборки ход рабочего органа может варьироваться в пределах 0,2 мм до 5 мм, а точность позиционирования (или степень разрешения) от 0,5 мкм до 0,05 мм. ММС для технологических операций предназначены для микросварки, пайки, склеивания микрообъектов, а также для операций контроля и тестирования параметров микроустройств (например, измерение сопротивления электрических микроцепей). Их характеристики аналогичны предыдущему случаю, специфика их состоит в том, что рабочий орган должен оказывать на объект определенное и контролируемое силовое давление в пределах от 10^{-3} Н до 0,1 Н.

В настоящее время получили широкое распространение ММС, предназначенные для биологических технологий и исследований [4, 30]. Операции искусственного оплодотворения яйцеклетки стали возможными, начиная с девяностых годов прошлого века, благодаря применению таких ММС. В цитологии для исследования электрических потенциалов клеточных мембран применяют ММС с более высоким разрешением, чем в предыдущем случае (степень разрешения порядка 0,05 мкм). Первые офтальмологические микрооперации при помощи ММС стали осуществляться в конце 90-х годов, запатентованные в США микроманипуляторы позволяют проводить операции на сосудах, питающих глазной нерв [21]. Однако они еще довольно примитивны и выполняют только вспомогательные действия. Здесь точность отработки движений достаточно низкая – порядка 0.05 мм. В перспективе возможно проведение таких операций на расстоянии, т.е. высококвалифицированный хирург и одновременно оператор микроманипулятора может находиться в своей клинике, а пациент в операционной находится в любом месте, где есть доступ к Интернету. Дистанционное управление возможно только при наличии высоконадежной связи и оснащённости системы сенсорными устройствами. Поэтому в этой области перспективы весьма широки. Для микротехнологий в фармакологии нужны микроманипуляторы, имеющие бóльшую степень разрешения, чем выше перечисленные. Здесь речь идет о воздействии на молекулы органических соединений. ММС, применяемые в туннельных микроскопах для сканирования микрорельефа различных материалов, имеют примерно тот же порядок разрешения – это 10-100 нм [8].

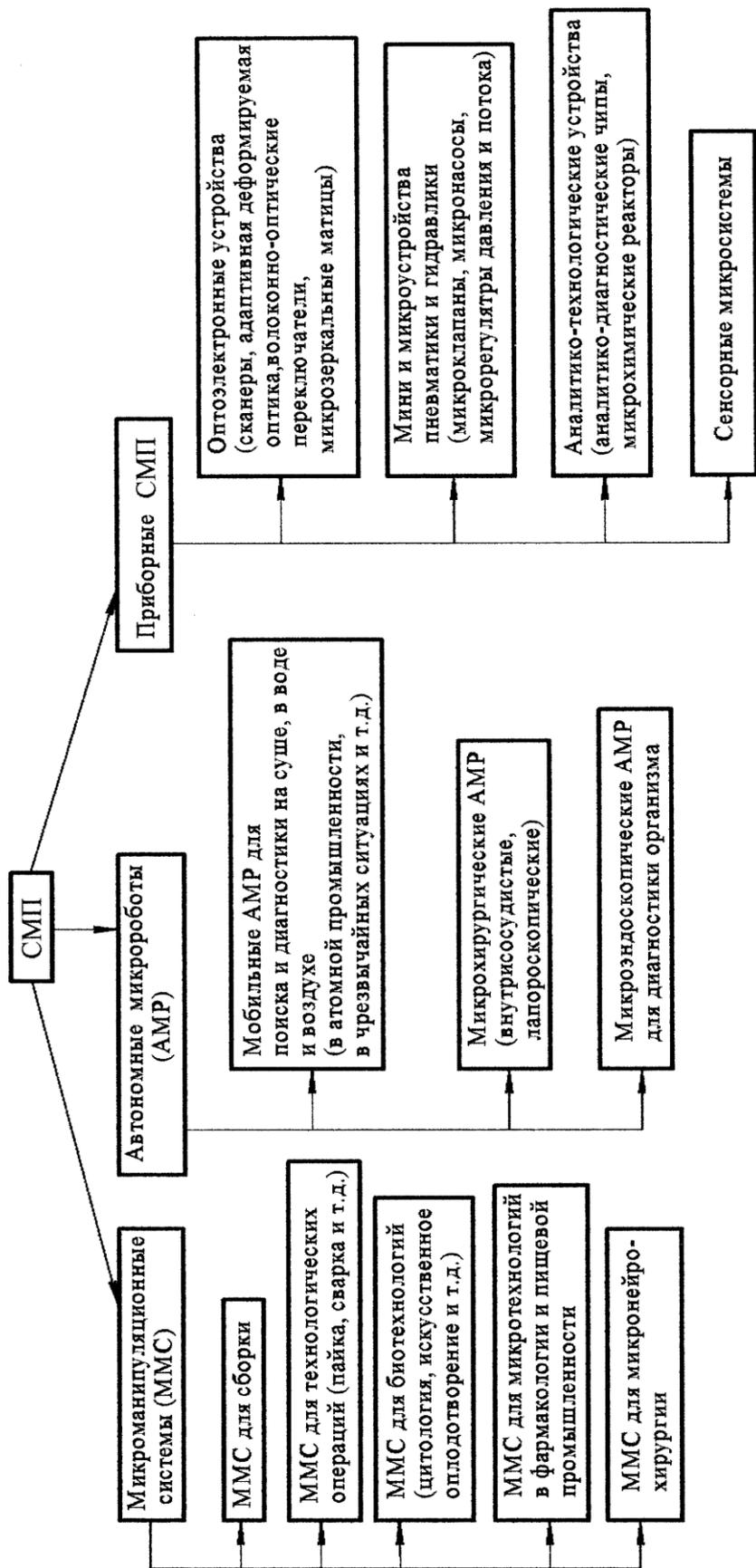


Рис. 1.1. Основные направления развития систем микроперемещений

В связи с ухудшением экологической обстановки, возрастающей вероятностью возникновения техногенных катастроф, связанных в первую очередь с атомными объектами, а также с проявлением терроризма возникла острая необходимость создания мобильных миниатюрных систем. Эти на первый взгляд игрушечные устройства должны выполнять сложнейшие задачи по передвижению в различных средах и по поверхностям, а также осуществлять ряд технологических операций (например, взятие проб зараженного грунта). Эти АМР могут быть оснащены микроманипуляторами [4, 49].

Особое место с точки зрения уменьшения размеров системы занимают АМР, предназначенные для малотравматичных хирургических лапароскопических и внутрисосудистых операций. Удаление холестериновых бляшек на стенках сосудов, прижигание язв внутри пищевого тракта при помощи АМР выполняются в настоящее время во многих крупных клиниках мира. Основной трудностью при разработке таких систем является энергопитание, осуществляемое в настоящее время по тонким проводам, а также создание рабочих органов и средств их очувствления. Микроэндоскопические АМР предназначены для осмотра внутренних полостей организма, а также для взятия микрообразцов тканей для онкологических исследований.

Приборные СМП могут быть составными частями как различных аппаратов и приборов обычных габаритов, так и элементами ММС и АМР. В первую очередь к ним можно отнести различные средства для доставки информации и ее перераспределения. В первую очередь наиболее перспективны оптоэлектронные устройства, где основными элементами являются мини- и микрозеркала, а также оптические волноводы. К ним относятся оптические сканеры, волоконно-оптические переключатели, матрицы микрозеркал для дисплеев. Потребности в этих системах ощущаются в таких областях, как полиграфия, цифровая обработка изображений, проверка качества изделий, считывание штрих-кода, конфокальная микроскопия, эндоскопия, передача информации через оптоволоконные распределители информационных потоков [7]. Для этих устройств характерны следующие характеристики: диаметр (максимальный размер) зеркала от 0,4 мм до 5 мм, угол сканирования от 2° до 25° , частота сканирования от 100 Гц до 40

кГц. Волоконно-оптические переключатели состоят из оптических волноводов, между торцами которых на пути луча устанавливается система подвижных микрзеркал размерами порядка 0,2 мм и толщиной 5 мкм. Угол поворота таких зеркал достигает 28° [7].

В измерительных и информационных лазерных системах используются элементы адаптивной оптики – деформируемые зеркала с управляемой локальной кривизной, в которых местные деформации ограничиваются 1 – 3 мкм [39].

Следующим перспективным направлением приборных СМП является развитие мини- и микроустройств пневматики и гидравлики. Еще в 90-х годах прошлого века ведущие компании стали использовать биморфные пьезопроводы в качестве микровентилляторов для охлаждения мощных интегральных микросхем, в частности процессоров [32]. Вибрация пьезопластин на частотах порядка 20 кГц обеспечивает достаточную конвекцию воздуха для создания нормального режима работы процессоров. Для управления давлением, движением и распределением потоков жидкости и газа с расходом порядка $0,1 - 100 \text{ мм}^3/\text{с}$ в миниатюрных устройствах автоматике с 80-х годов начали применять микроклапаны, микродозаторы, микронасосы и микрорегуляторы [38]. Такие приборные СМП необходимы для создания аппаратов, обеспечивающих поддержание нормальных физиологических параметров пациентов при круглосуточном мониторинге их состояния в реанимационных отделениях клиник, а также для инсулинозависимых больных. Кроме того, миниатюрные и микроустройства пневмогидроавтоматики необходимы для работы миниатюрных аналитико-технологических устройств, установленных на АМР, в химической и фармакологической промышленности, для осуществления постоянного мониторинга окружающей среды и в агрессивных средах.

К приборным СМП относятся также сенсорные микросистемы. Чувствительные элементы сенсорных микросистем, являющиеся первичными преобразователями входящих сигналов, выдают на выходе электрический сигнал, соответствующий внешнему воздействию. Внешнее воздействие может иметь различную природу: механическую, электрическую, магнитную, химическую, радиоактивную и т.д. В этой области находят применение МЭМС [15]. Особое место занимают вибрационные микрогирометры,

применение которых в беспилотных малогабаритных летательных аппаратах существенно улучшают их динамические характеристики при больших перегрузках [17].

1.2. ПРИВОДЫ И ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ

В зависимости от быстродействия, ходов и точности отработки движений рабочих органов ММС, а также выходных звеньев приборных СМП, применяют разные электромеханические преобразователи, являющиеся приводными элементами систем.

Для СМП характерны следующие типы элементов, преобразующих энергию электромагнитного поля в механическую энергию. Их можно разделить на две группы (рис. 1.2):

- приводы непосредственного преобразования электрической энергии в механическую;
- приводы многоступенчатого преобразования электрической энергии в механическую: сначала в тепловую или иную, например, волновую энергию (либо механических волн, либо электромагнитных волн, в частности волн оптического диапазона), а потом в механическую энергию однонаправленного движения выходного звена СМП.

Приводы непосредственного преобразования энергии достаточно широко применяют в микротехнических системах, к ним относятся следующие (они расположены по возрастающему значению быстродействия):

- 1) мини- и микроэлектродвигатели постоянного тока и шаговые вращательного и линейного типов;
- 2) электромагнитные приводы;
- 3) магнитострикционные приводы;
- 4) пьезоэлектрические и электрострикционные приводы;
- 5) электростатические приводы;
- 6) электроосмотические приводы;
- 7) электрогидродинамические приводы.

Как правило, эти приводы имеют высокое быстродействие. Наихудшее быстродействие у систем, преобразующих энергию электромагнитно-

го поля в механическую энергию (постоянная времени $\tau = 10 - 50$ мс). Это связано с проявлением инерционности индуктивной составляющей преобразователя и относительно большой массой ротора. Заслуживает внимания пневматический электромагнитный микроклапан, предназначенный для управления малыми потоками. Микроклапан с электромагнитным управлением показан на рис. 1.3. Головка клапана, выполненного из сплава Ni-Fe, поджимается пружиной к седлу клапана

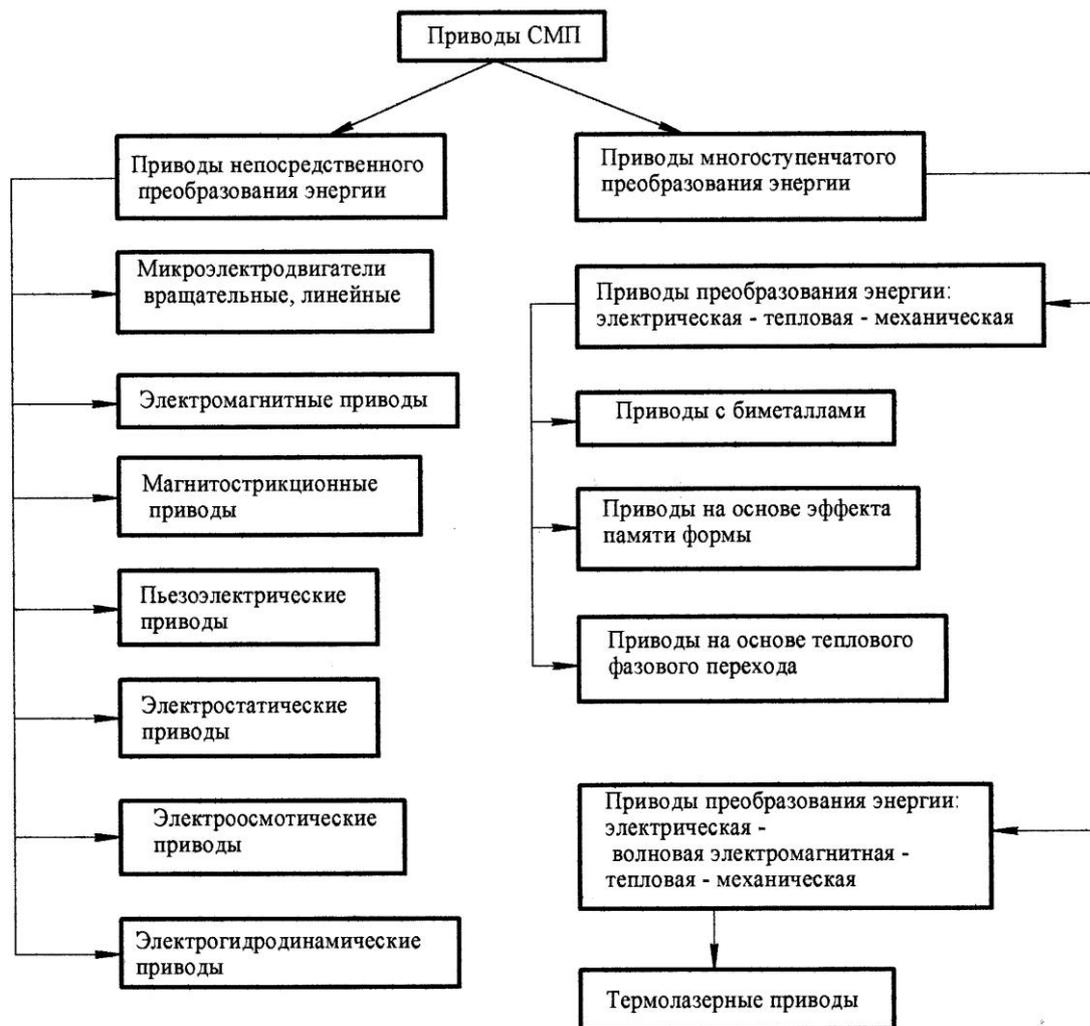


Рис. 1.2. Преобразование энергии в приводах, применяемых в системах микроперемещений

Она перемещается вертикально в магнитном поле, возбуждаемом внешним электромагнитом. Этот клапан был разработан как регулятор расхода для использования в устройствах высокого вакуума [38]. Клапан управляется магнитным полем, при этом сигнал имеет прямоугольную форму и частоту от 0,1 Гц до 100 Гц, а величина расхода газа регулируется в диапазоне от 3×10^{-5} торр-литр/мин до $2,4 \times 10^{-3}$ торр-литр/мин при давлении $4,6 \times 10^{-7}$ торр.

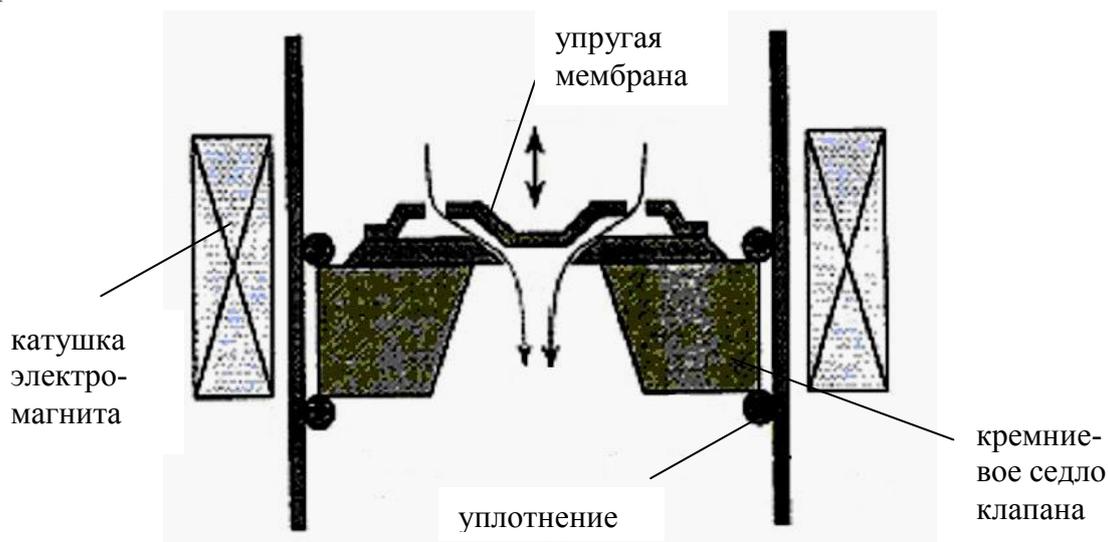


Рис. 1.3. Схема микроклапана, приводимого в действие электромагнитом

Микроклапан может быть установлен внутри маленькой трубки с внешней катушкой, находящейся вне трубки.

Микроклапаны могут также приводиться в действие комбинацией электромагнитных и электростатических сил. Примерная структура показана на рис. 1.4. Ток, протекающий по мембране, перпендикулярной магнитному полю, вызывает перемещение (открытие отверстия), определяемое силой Лоренца. Для удержания клапана в закрытом состоянии при помощи электростатических сил, при противодействии определённого давления газа, напряжение подается между мембраной и противоположным электродом. Для электромагнитного и электростатического привода обычно используются импульсы тока величиной 200 мА при напряжении 30 В. Время срабатывания - менее 0,4 мс [38].

Магнитострикционные преобразователи имеют лучшие показатели быстродействия, однако они нуждаются в питании относительно большими то-

ками (1 – 5 А), приводящими к омическому нагреву микросистемы, что в большинстве случаев нежелательно.

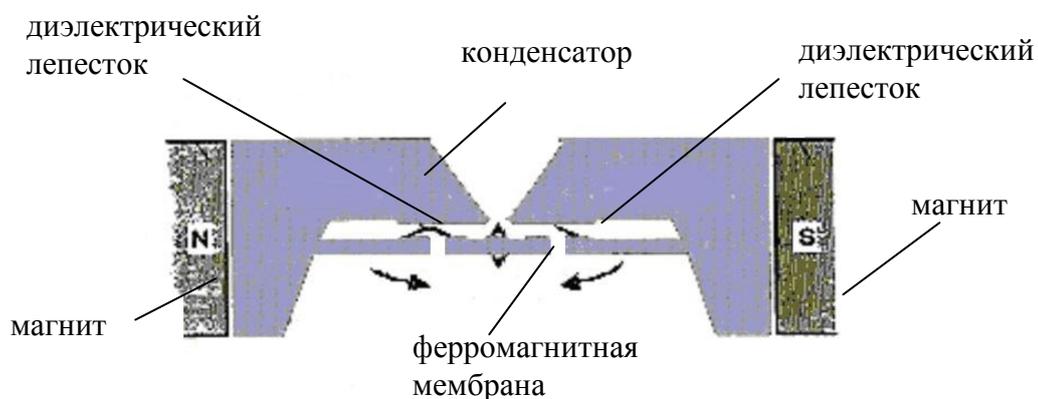


Рис. 1.4. Схема микроклапана, управляемого комбинацией электромагнитных и электростатических сил

Пьезоэлектрические и электрострикционные преобразователи имеют лучшее быстродействие: $\tau = 1 - 20$ мс. В этих устройствах на быстродействие оказывает влияние относительно большая электрическая емкость соединенных параллельно пьезо- или электрострикционных элементов. Электрические токи в них на один – два порядка ниже, чем у электромагнитных приводов, поэтому тепловые деформации в них незначительны. По своим силовым характеристикам они опережают все остальные типы приводов. Их существенным недостатком является наличие гистерезиса зависимости напряжение – перемещение. Усилие, вызванное столбиком, состоящим из дисков пьезоэлектрика, может быть весьма большим, но ход при этом мал. Например, давление порядка 35 МПа при приложенном напряжении в 150 В было получено набором 64-х тонких пьезокерамических дисков с размером 1,4х3х9 мм. Этот столбик имеет время срабатывания около 0,1 мс и максимальный ход около 0,8 мкм. На рис. 1.5 показан пневматический микрораспределитель, в котором применяется такой составной пьезопреобразователь.

Перспективно использование пьезопроводов для микронасосов. Перистальтическое движение пьезоэлектрических приводов используется в микронасосе, показанном на рис. 1.6. Он имеет три активных клапана. Нагнетание осуществляется, когда для получения перистальтического движе-

ния эти клапаны приводятся в действие при помощи пьезоэлектрических дисков, наклеенных на мембрану. Скорость нагнетания достигает 100 мл/мин при напряжении питания 80 В [38]. Напряжение обратной полярности используется для удержания клапанов в закрытом состоянии в соответствующий период времени.

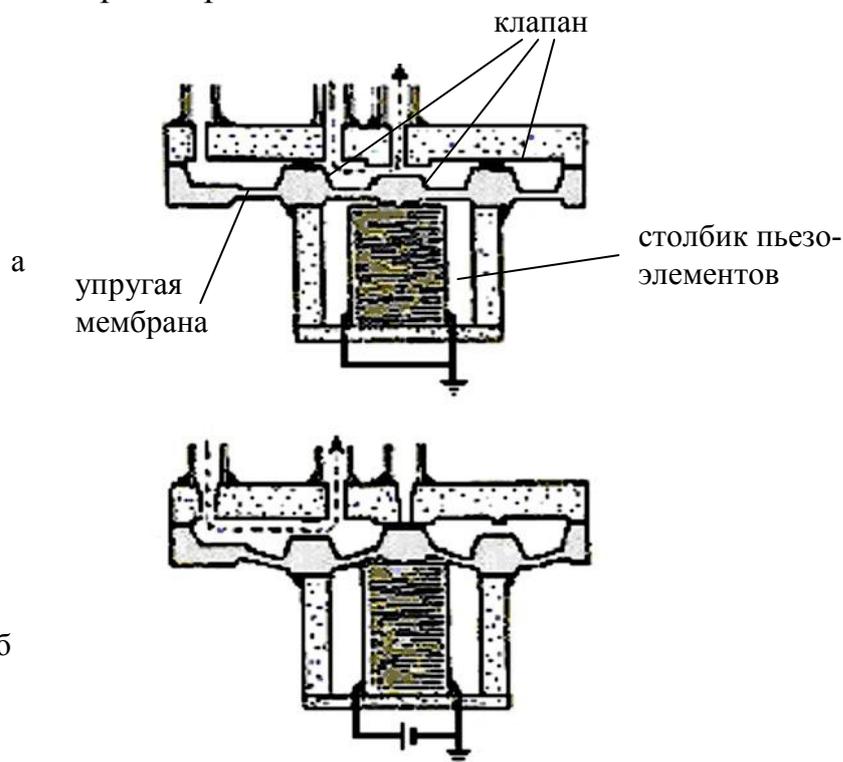


Рис. 1.5. Принцип действия трехходового микроклапана, управляемого столбиком пьезоэлектрических элементов: а – открыто, б – закрыто

Микронасосы, в состав которых входят обратные клапаны, имеют существенный недостаток - ограничение по частоте из-за низкого быстродействия обратных клапанов. Пьезоэлектрический микронасос может быть сделан без обратных клапанов, но с использованием ограничителей, которые действуют тем же образом. Такой насос может работать на частотах в сотни герц.

Наилучшим быстродействием обладают микроприводы электростатического типа: $\tau = 10^{-2} - 10^{-1}$ мс, однако зависимость напряжение – перемещение является нелинейной функцией, а силовые характеристики их наихудшие из рассматриваемых приводов.

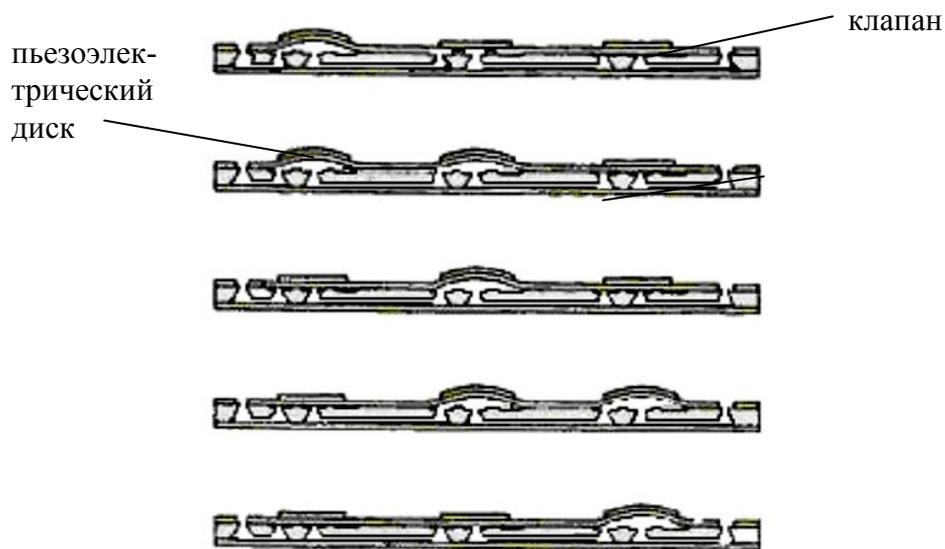


Рис. 1.6. Схематическое изображение работы перистальтического трехклапанного микронасоса

Электростатический привод в его самом простом виде имеет подвижный плоский электрод и неподвижный электрод. Сила, развиваемая приводом, пропорциональна квадрату приложенного напряжения и обратно пропорциональна квадрату расстояния (зазора) между электродами. Например, с приложенным напряжением в 10 В и зазором 10 мкм (в зазоре - воздух) статическое давление имеет величину 4,4 Па. Если напряжение увеличивается до 100 В и зазор уменьшается до 5 мкм, то давление увеличивается в 400 раз. Микроклапан консольного типа, полученный микрообработкой поверхности кремния, показан на рис. 1.7 [38]. Сила прижима, возникающая в этом клапане, мала при большом межэлектродном зазоре. Управляемый диапазон давлений также ограничен десятками килопаскалей. Здесь стоит отметить, что на этом же принципе основан привод микрорезеркал в оптоволоконных переключателях.

Для увеличения силы привода миниатюрного клапана давление жидкости может использоваться так, чтобы скомпенсировать силу, возникающую на движущихся частях клапана вследствие перепада давления. Этот принцип показан на рис. 1.8, где клапан выполнен из собранных в столбик (расположенных друг над другом) спаянных (спечённых) кремниевых

структур. Давление жидкости действует одновременно сверху и снизу на подвижную часть клапана. Поэтому сила, требуемая для приведения в действие клапана, пропорциональна разности площадей верхней и нижней частей клапана.

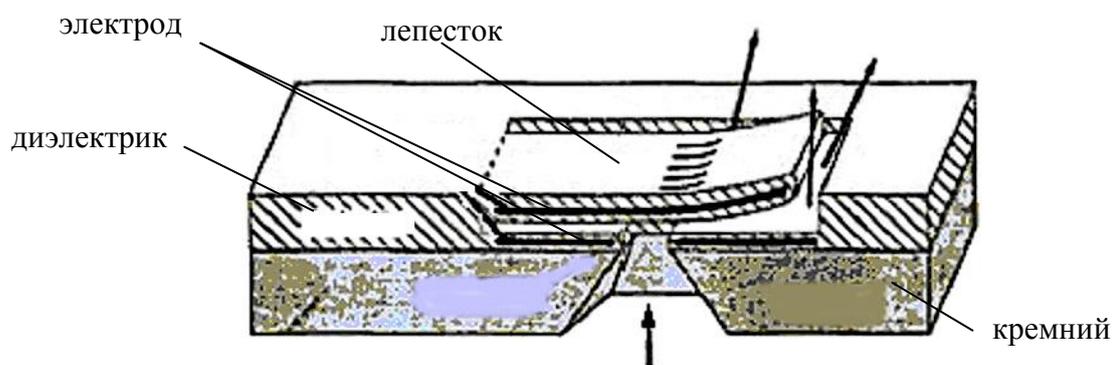


Рис. 1.7. Схема работы нормально открытого микроклапана с электростатическим приводом

Необходимо подчеркнуть, что пьезоэлектрические и магнитоstrictionные преобразователи являются твердотельными элементами приводов. Поэтому их жесткость на порядок выше, чем жесткость электромагнитных и электростатических преобразователей, в которых удержание подвижного элемента относительно неподвижного статора осуществляется за счет электромагнитного или электростатического поля.

В приводах, основанных на электроосмотическом эффекте, и в электрогидродинамических приводах энергия электрического поля сначала преобразуется в механическую энергию движущейся жидкости, а затем при помощи упругих микромембран или микросильфонов – в движение выходного звена СМП.

Электроосмос – физический эффект, заключающийся в нагнетании жидкости через капиллярную трубочку под воздействием внешнего электрического поля. Для управления потоками жидкости на плоской стеклянной подложке может быть изготовлена система капиллярных каналов таким образом, чтобы получить возможность переключения потока жидкости между каналами.

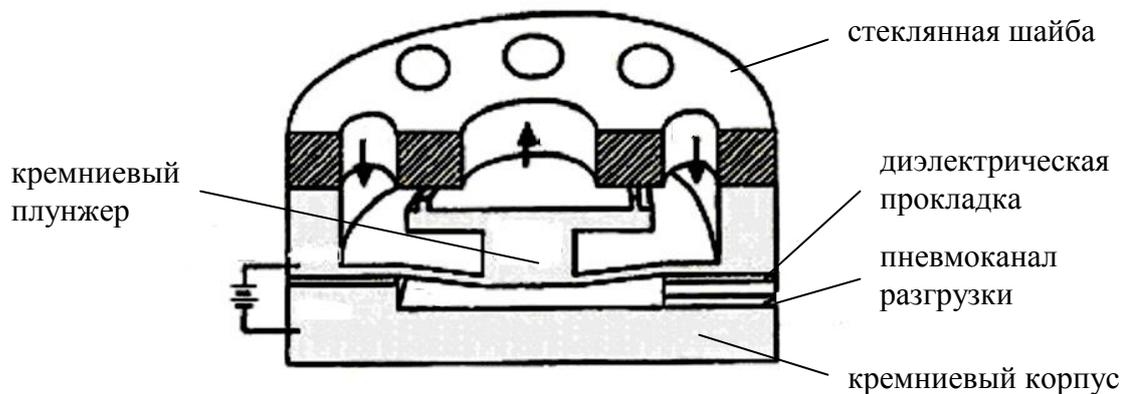


Рис. 1.8. Схема работы и поперечный разрез сбалансированного по давлению микроклапана с электростатическим приводом

Для работы электрогидродинамического микронасоса необходимо иметь в жидкости заряженные частицы. Под действием микронасоса жидкость циркулирует по замкнутой гидравлической системе, приводя в действие либо микротурбинку, либо плунжер. Движение жидкости вызывается силой Кулона, возникающей благодаря разности потенциалов между двумя электродами микронасоса. При высокой напряженности электростатического поля происходит переход ионов из электродов в жидкость. Этот процесс может управляться соответствующими электрохимическими реакциями в паре электрод – жидкость и зависит от состава материала и геометрии электродов. Так как введенные ионы перемещаются под действием электростатических сил притяжения, зазор между электродами должен быть как можно меньше. Получен максимальный расход 12 мл/мин и максимальное выходное давление 2,4 кПа при напряжении 700 В.

Вторая группа приводов, имеющих многоступенчатое преобразование электрической энергии в механическую, может быть классифицирована следующим образом. К ним, во-первых, относятся микроприводы с преобразованием энергии электрического тока в тепловую энергию и далее с преобразованием тепловой энергии в механическую. Во-вторых, это микроприводы, в которых электрическая энергия сначала преобразуется в энергию электромагнитных волн (в частности, видимого диапазона), далее

из энергии излучения – в тепловую энергию и затем – в механическую энергию. Применяются следующие виды приводов:

- микроприводы на основе биметаллов;
- микроприводы на основе металлов с памятью формы;
- микроприводы на основе фазового перехода;
- термолазерные приводы.

Микроприводы на основе биметаллов в основном используются для привода створки микроклапана. Увеличение силы и перемещения возможно при применении соответствующей комбинации двух металлических сплавов. Полученное давление пропорционально разности коэффициентов теплового расширения этих сплавов и перепаду температур. Несмотря на то, что для биметаллического привода может использоваться ряд комбинаций материалов, использование кремниевой диафрагмы и слоя алюминия наиболее перспективно (рис. 1.9). Диоксид кремния в «шарнире» между внешней кромкой мембраны и кремниевым корпусом обеспечивает надежную работу клапана и уменьшает тепловые потери в подложке. При диафрагме диаметром 3 мм и толщиной 10 мкм, выполненной из алюминия, клапан работает при давлении - 34 кПа и температуре 100⁰С. Нагревание биметаллического соединения происходит за счет пропускания тока через алюминиевый слой. Охлаждение осуществляется за счет теплоотводящего потока жидкости, непрерывно протекающей вокруг привода. Время обратного хода также является фактором определяющим быстродействие (время срабатывания $\tau = 100 - 500$ мс).



Рис. 1.9. Принцип действия биметаллического микроклапана

Диафрагма с биметаллическим приводом значительно увеличивает силу по сравнению с биметаллической консольной пластиной при том же вертикальном перемещении. Такие диафрагменные клапаны были разработаны для управления давлением и потоками жидкости и газа [38].

Миниатюрные приводы могут быть сделаны с использованием сплавов, обладающих эффектом памяти формы. Спираль из такого сплава возвращается в свое исходное положение, когда нагревается выше критической температуры. При использовании проволоки диаметром 0,5 мм, смотанной в спираль диаметром 3 мм, поршень микроклапана перемещается на 1 мм при давлении около 0,2 МПа. Критическая температура в 50⁰ С, необходимая для срабатывания устройства, достигается при использовании спирали непосредственно в качестве электронагревателя. Для обеспечения приемлемого быстродействия ($\tau = 100 - 500$ мс), требуется ток около 1 А. В этих устройствах трудно управлять точным перемещением, поэтому они могут использоваться только для перемещения рабочего органа из одного крайнего положения в другое.

Микроприводы на основе теплового фазового перехода «жидкость-газ» также можно использовать только для перемещения из одного фиксированного положения в другое. Термопневматический привод на основе этого эффекта имеет подвижную диафрагму с герметичной камерой. Жидкость в камере нагревается и переходит в газообразное состояние за счет тока, идущего через сопротивление, помещённое внутрь камеры. Время включения зависит от мощности нагревателя и теплоёмкости, а время выключения (открытия) определяется теплопередачей в окружающую среду. Принцип действия термопневматического микроклапана показан на рис. 1.10. Нагреватель выполнен вакуумным напылением резистивного слоя на стеклянную подложку [38]. При использовании фазового перехода жидкого хлорида метила, давление внутри камеры достигает 0,07 МПа за 5 мс при мощности нагревателя 200 мВт.

Частотный диапазон работы этого клапана может быть увеличен подбором формы полости, температуры кипения жидкости и соотношения количества газа и жидкости в камере в начальный момент времени.

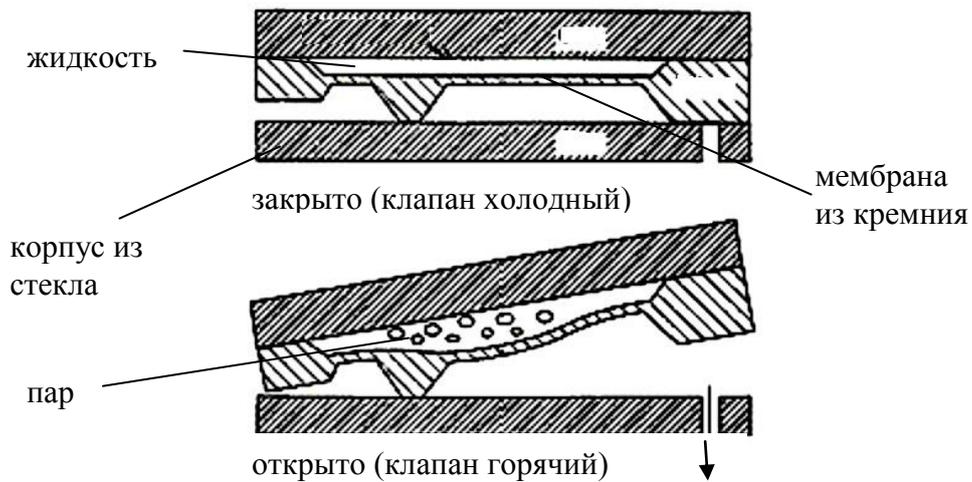


Рис. 1.10. Принцип действия термопневматического микро-клапана

Термолазерный привод отличается от биметаллического привода и привода на основе эффекта памяти формы только тем, что преобразование электрической энергии происходит сначала в энергию когерентного излучения. Далее луч нагревает поверхность металла и происходит преобразование тепловой энергии в механическую. Такой метод преобразования энергии выгодно отличается от предыдущих тем, что в термолазерном приводе отсутствует электрическая цепь нагревателя [6]. Термолазерный привод позволяет осуществлять движение объекта без непосредственного контакта с ним.

Таким образом, современный уровень техники дает большой спектр физических эффектов, применяемых в приводах СМП. Можно сделать следующие выводы:

- Наиболее часто встречаемые приводы - это электромеханические и электромагнитные, как наиболее универсальные. Далее по распространенности следуют пьезоэлектрические и электростатические. Остальные типы «экзотических» приводов в настоящее время являются объектами исследований.
- По быстродействию лучшими является электростатические приводы.
- По силовым характеристикам – пьезоэлектрические и магнитострикционные приводы (работающие на растяжение-сжатие).
- По компактности с учетом использования технологий электронных

компонентов наиболее перспективными для приборных микросистем являются электростатические приводы и приводы на основе преобразования тепловой энергии в механическую.

- Электромеханические (микроэлектродвигатели), электромагнитные и пьезоэлектрические приводы имеют наибольшую перспективу для осуществления точного позиционирования рабочих органов ММС и АМР.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. На какие три группы можно разделить основные направления развития СМП в мехатронных системах?
2. Как можно классифицировать приводы СМП по характеру преобразования энергии электромагнитного поля в механическую?
3. Какие приводы СМП имеют максимальное быстродействие?
4. Какие приводы СМП имеют лучшие силовые характеристики?
5. На каком физическом эффекте основан принцип действия термопневматического микроклапана?

Глава 2. МИКРОМАНИПУЛЯЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ

2.1. ОТЛИЧИЯ МИКРОМАНИПУЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ ОТ МАНИПУЛЯТОРОВ ТОЧНОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ

Микроманипуляционные системы (микроманипуляторы) предназначены для захвата, удержания, перемещения микрообъектов, а также для совершения различных операций над ними при помощи миниатюрных рабочих органов. Как и манипуляционные системы относительно больших размеров (промышленные манипуляторы), ММС имеют неподвижное основание, модули перемещений и рабочие органы. Манипуляторы при свободном перемещении рабочего органа представляют собой пространственный механизм с разомкнутой кинематической цепью, причем его звенья связаны кинематическими парами с приводами, имеющими по одной степени подвижности (вращательная или поступательная) [5]. Для микроманипуляторов этот принцип не всегда выполняется. Перемещения их рабочих органов в оперативной зоне достаточно малы (доли миллиметров), поэтому они могут быть осуществлены благодаря упругим деформациям кинематических элементов микроманипулятора. Любой достаточно малый участок такого упругого элемента в принципе может иметь шесть степеней свободы за счет шести компонент деформаций [18]:

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x}; & \gamma_{xy} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}; \\ \varepsilon_y &= \frac{\partial v}{\partial y}; & \gamma_{xz} &= \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}; \\ \varepsilon_z &= \frac{\partial w}{\partial z}; & \gamma_{yz} &= \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y},\end{aligned}$$

где ε_x - деформация бесконечно малого участка по оси x , ε_y - деформация бесконечно малого участка по оси y , ε_z - деформация бесконечно малого участка по оси z , γ_{xy} - деформация сдвига в плоскости xy , γ_{xz} - деформация сдвига в плоскости xz , γ_{yz} - деформация сдвига в плоскости yz , u, v, w

- перемещения по осям x, y, z . На практике достаточно просто осуществить перемещение какой-либо точки плоского упругого элемента по трем координатам. Таким образом, один такой управляемый упругий кинематический элемент может сообщить движению рабочему органу микроманипулятора по трем координатам. В этом состоит одно из отличий построения микроманипуляторов от манипуляторов относительно больших размеров.

Отметим такое отличие микроманипуляторов от манипуляторов, как малые зоны обслуживания: малые углы сервиса – не более 2^0-5^0 , тогда как у манипуляторов, работающих в цилиндрической системе координат, углы сервиса достигают 180^0 и более градусов. Ход руки манипулятора может достигать 80% от минимального размера руки (во втянутом положении), а у микроманипуляторов с гидropередачей – не более 20%. Поэтому одно из основных направлений развития ММС состоит в увеличении зон обслуживания и, в частности, углов сервиса. Хотя стоит сказать, что при использовании МЭМС в качестве выходных звеньев углы поворота рычагов микросхватов могут быть такими же, как у манипуляторов.

Следующее отличие микроманипуляторов состоит в том, что динамические нагрузки оказывают на порядок меньшее влияние на их работу, чем у «обычных» манипуляторов. Как правило, скорости перемещений рабочих органов ММС не превышают 1- 2 мм/с, а движущиеся массы не более 10^{-2} кг, поэтому при разгоне и торможении динамические воздействия очень малы. Следовательно, демпфирующие устройства, присущие манипуляторам, здесь не нужны.

Другое существенное отличие состоит в том, что при малых перемещениях рабочих органов с высокой точностью (высокой степенью разрешения) тепловые деформации элементов микроманипуляторов являются фактором, которым нельзя пренебрегать при проектировании. Температурные дрейфы особенно сказываются при работе микроманипуляторов совместно с микроскопами, для которых необходимо хорошее освещение, приводящее к нагреву элементов ММС.

Оценим погрешность позиционирования микроманипулятора, длина звена которого $l = 5 \cdot 10^{-2}$ м, коэффициент линейного расширения $\beta_T = 1,1 \cdot 10^{-5}$ 1/град.К (сталь). Изменение длины звена при нагреве на

$\Delta T = 1^{\circ} \text{ К}$ можно найти по формуле $\Delta l = \beta_T l \Delta T = 0,55 \cdot 10^{-6} \text{ м}$. Это значение систематической ошибки позиционирования сравнимо со степенью разрешения многих микроманипуляторов, предназначенных для биологических исследований.

Один из важных принципов проектирования ММС состоит в том, что в конструкциях нужно избегать биметаллических звеньев. Параллельно соединенные детали должны по возможности иметь близкие значения коэффициентов линейного расширения, в противном случае происходит изгиб конструкции при нагреве. Желательно предусмотреть термокомпенсирующие звенья, которые при том же нагреве, что и у основных звеньев микроманипулятора, смещали бы рабочий орган в противоположную сторону.

Для микроманипуляторов, в отличие от манипуляторов, одна из главных проблем – это защита от внешних вибраций. Вибрации зданий происходят в диапазоне частот от 10 до 100 Гц с максимумом амплитуды около 2 мкм на частотах 15 – 20 Гц, поэтому резонансная частота виброзащиты ММС должна быть не выше 2 – 5 Гц [8]. Благодаря малым размерам микроманипуляторов перспективными являются методы активной виброзащиты.

Далее можно отметить, что, как правило, у микроманипуляторов обратная связь по положению рабочего органа осуществляется при помощи оптических средств с дальнейшей обработкой видеосигнала, поступающего, например с двух миниатюрных видеокамер, расположенных во взаимно перпендикулярных плоскостях. Таким образом, координаты рабочего органа относительно неподвижного основания определяются непосредственно без пересчета координат промежуточных звеньев ММС.

Итак, основные отличия ММС от манипуляторов точного машиностроения состоят в следующем:

- В ММС имеется возможность получения трех и более (до шести) степеней свободы на одном модуле микроманипулятора.
- ММС имеют существенно меньшие углы сервиса, чем манипуляторы.
- Относительно малые динамические нагрузки.
- Для ММС температурные деформации имеют существенное значение.
- Защита от внешних вибраций имеет важнейшее значение для ММС.

- Как правило, обратная связь по положению рабочего органа ММС осуществляется по оптическому каналу.

2.2. СТРУКТУРА МИКРОМАНИПУЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ

Структура ММС имеет много общего со структурой манипуляторов. Если рассматривать только ее исполнительный блок, то он построен также по принципу последовательной разомкнутой кинематической цепи, когда каждый модуль, обеспечивающий определенные степени подвижности, располагается на подвижной части предыдущего. На базовом модуле располагается последовательно установленные модули перемещений. Если модули грубых перемещений не обеспечивают заданной точности манипулирования, то далее идут модули точных перемещений.

Для примера рассмотрим ММС, предназначенную для манипулирования микрообъектами общими габаритами $0,1 \times 0,1 \times 0,1$ мм. Управление производится оператором, осуществляющим перемещения рабочего органа посредством джойстика и имеющим монитор для наблюдения за объектом. Будем считать, что минимальный ход рабочего органа ММС, совершающий операции с этим объектом, составляет 1% от его протяженности, т.е. 1 мкм. Соответственно погрешность минимального шага около 0,5 мкм. Скорость рабочего органа при непосредственном манипулировании с объектом составляет от 1 мкм/с до 0,2 мм/с, при быстром перемещении вне оперативной зоны – от 1 мм/с до 10 мм/с. Такие параметры объектов и рабочих органов систем манипулирования соответствуют задачам биологических исследований на уровне клетки и клеточных структур, технологическим процессам сборки устройств электронной техники и микромеханизмов. ММС обычно имеют несколько режимов работы [39]:

1. Наладочный режим (режим проверки работоспособности всех модулей ММС). Ручной режим.
2. Режим ускоренного подвода рабочего органа к объекту (режим грубых перемещений). Может быть ручной и автоматический.

3. Режим рабочий (режим точных перемещений). Может быть ручной и автоматический.

Эти режимы могут быть воспроизведены ММС, имеющей двухуровневую структуру: нижний уровень – модуль настройки – и верхний уровень – модуль, обеспечивающий перемещение рабочего органа по всем координатам как в режиме грубых перемещений, так и режиме точных перемещений. Такое построение имеет ряд недостатков. При движении рабочего органа в режиме точных перемещений происходит движение всех элементов конструкции, что ухудшает динамические характеристики ММС в целом. Кроме того, рабочая зона манипулятора ограничена, т.к. такое схемное решение позволяет иметь только 3-4 степени подвижности. В противном случае размеры конструкции значительно возрастают. В качестве примера рассмотрим ММС, оперирующую с биообъектами (рис. 2.1).

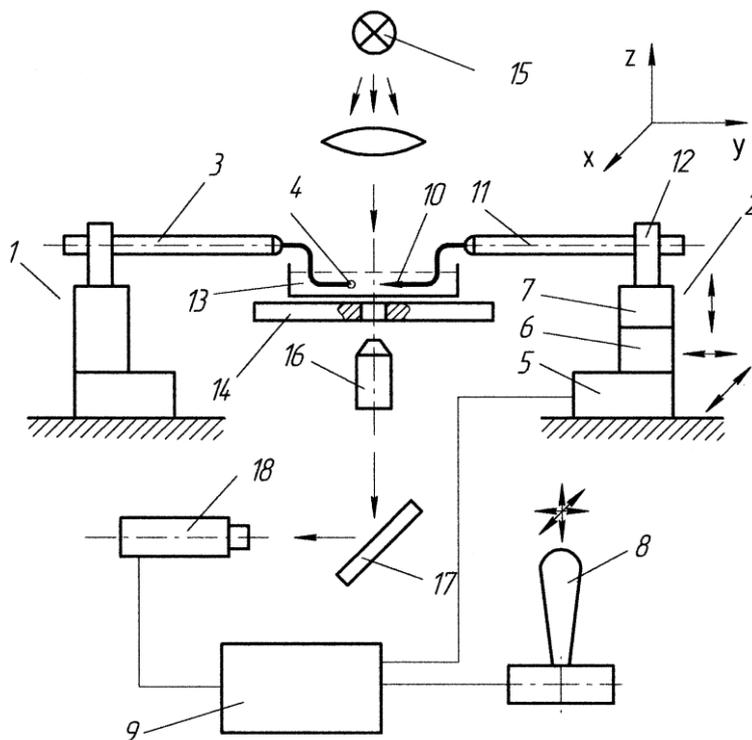


Рис. 2.1. Традиционная схема работы с микрообъектами

ММС имеет два блока 1 и 2. Блок 1 неподвижен, в нем на держателе 3 закрепляется объект исследования 4 (например, при помощи вакуума). Манипуляционный блок 2 имеет три одинаковых модуля 5, 6, 7, каждый из которых обеспечивает перемещение по одной координате, т.е. ММС имеет 30

три степени свободы x, y, z . Управление в ручном режиме осуществляется при помощи джойстика 8 или микрометрических винтов (на схеме не показано), а также от компьютера 9 в автоматическом режиме.

Рабочий орган ММС 10 (игла) закреплен в держателе 11, который в свою очередь зафиксирован на платформе 12 модуля 7. Объект исследования 3 и рабочий орган 10 помещены при работе в прозрачную кювету 13, находящуюся на предметном столике 14. Рабочая зона освещается источником света 15. Визуальная информация о рабочей зоне через объектив 16 поступает, отражаясь от зеркала 17 на видеокамеру 18.

В последнее время получили наибольшее распространение ММС с гидравлическими приводами [37]. Конструктивно манипуляционный блок в такой системе (рис. 2.2) имеет основание в виде стойки 1, на которой установлен модуль 2 с одной степенью свободы [11]. На нем последовательно установлены аналогичные модули 3 и 4. Все три модуля имеют гидравлические приводы, связанные через гибкие трубки с блоком управляющих гидроцилиндров 5, 6, 7, приводимых в движение либо вручную, либо при помощи шаговых электроприводов. На модуле 4 установлен держатель 8, в котором зафиксирован рабочий орган – игла 9.

Каждый модуль такой ММС может иметь следующее конструктивное решение (рис. 2.3). Он имеет основание 1, относительно которого по направляющим скольжения движется каретка 2 за счет двух миниатюрных гидроцилиндров 3, 4. Штоки гидроцилиндров 3, 4 закреплены на основании 1 корпуса – на каретке 2. При движении в направлении А рабочая жидкость подается через трубку 5 в гидроцилиндр 3, а из гидроцилиндра 4 рабочая жидкость вытекает по трубке 6 через дроссель, создавая тем самым постоянное сопротивление движению каретки. При движении в направлении В работа цилиндров меняется. Такое техническое решение позволяет уменьшить влияние трения скольжения при реверсе, однако, при перемещениях порядка 1 мкм возможны скачкообразные рывки каретки 2 с держателями 7, 8 и рабочим органом 9.

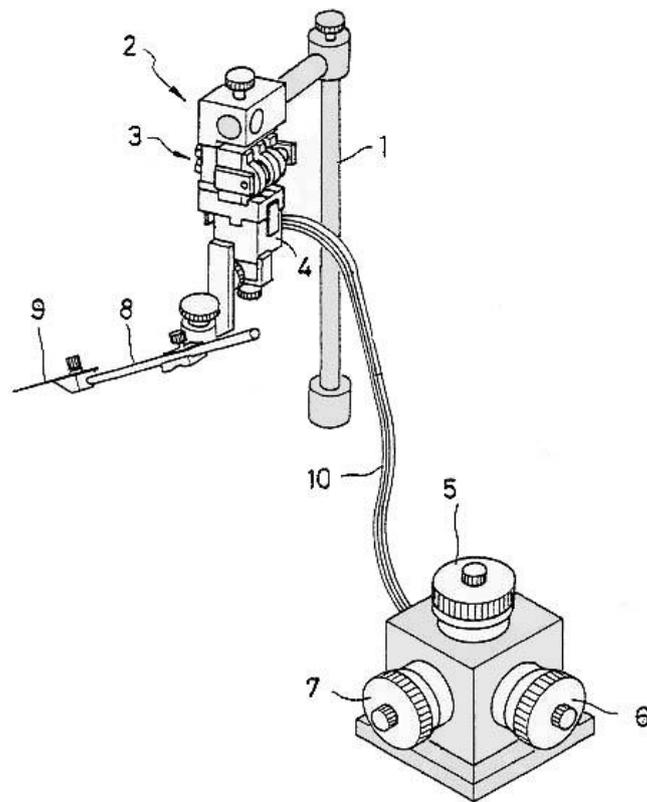


Рис. 2.2. Микроманипуляционная система с гидравлическими приводами

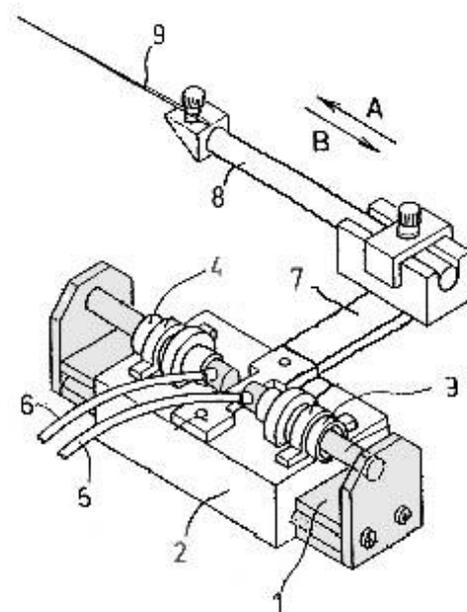


Рис. 2.3. Модуль с гидроприводом

Другим примером приведенной выше структуры ММС может служить микроманипулятор, предназначенный для офтальмологических операций [21]. Инструментом для микрохирургии служит микроканюля, через которую к сосудам глазного нерва подается лекарство (рис. 2.4).

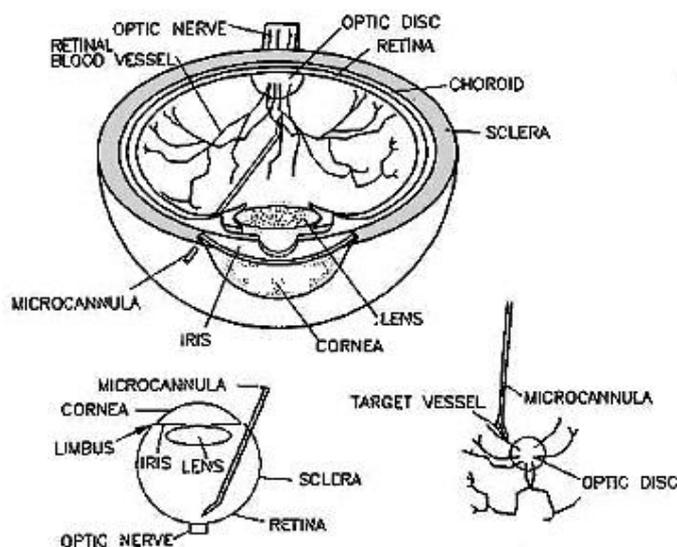


Рис. 2.4. Схема офтальмологической операции с помощью микроманипулятора

В этой ММС (рис. 2.5) микроманипулятор 1 выставляется и фиксируется относительно оперативной зоны внутри склеры глаза (размеры этой зоны примерно $1 \times 1 \times 1$ мм) при помощи многозвенной рычажной стойки 2 на основании 3. Сам микроманипулятор имеет одну поступательную степень свободы, осуществляющую подачу рабочего органа к кровеносному микрососуду. Движение инструмента осуществляется при помощи гидропривода 4, в который рабочая жидкость поступает по трубке 5. Лекарственный препарат вводится в кровеносный сосуд через микроканюлю 6 при помощи шприца 7.

Этот пример показывает, что при такой сложной настройке базового модуля, когда выставление рабочего органа относительно оперативной зоны происходит вручную при помощи многозвенной рычажной стойки 2, функциональные возможности микроманипулятора явно недостаточны для проведения операций подобного типа из-за ограниченности подвижности

рабочего органа. Для точного попадания микроканюли 6 в кровеносный микрососуд необходимы как минимум еще два степени подвижности.

Исходя из различия требуемых параметров движения и позиционирования при указанных режимах, а также из различий в степени автоматизации перемещений предлагается разделить ММС на четыре уровня (рис. 2.6).

Первый уровень – базовый. Модули для установки блока модулей на основную позицию, которая не меняется в течение продолжительного времени, т.е. осуществляется привязка всего микроманипулятора к остальному технологическому оборудованию. Например, для биологических исследований - к контейнеру с биообъектами, к блоку сменных рабочих органов, к области растра микроскопа. Здесь подходят конструктивные решения с использованием массивных (относительно последующих модулей) установочных механических передач, которые в редких случаях могут быть оснащены электроприводами. В основном они устанавливаются и выставляются вручную с использованием обычных измерительных инструментов: штангенциркуля, микрометра, плиток Йогансона.

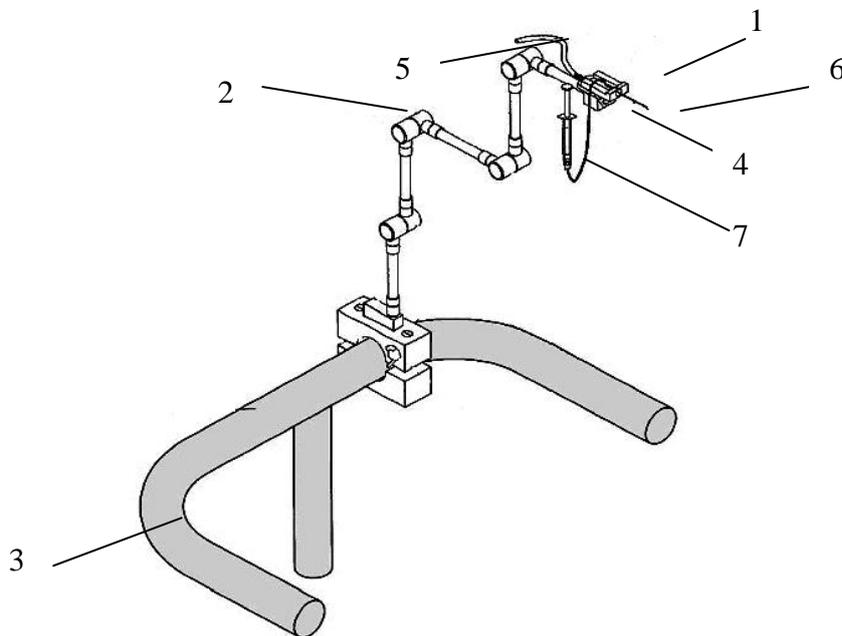


Рис. 2.5. Микроманипулятор для офтальмологических операций

Наиболее практично перемещать блоки модулей на расстояния до 40-50 мм и на угол в горизонтальной плоскости до 90° , т.к. для большинства

биологических микроскопов предметные столики имеют перемещения в указанном диапазоне. Количество степеней подвижности может быть равно 3-4 (например, выставление ММС по координатам x, y, z, φ_z).

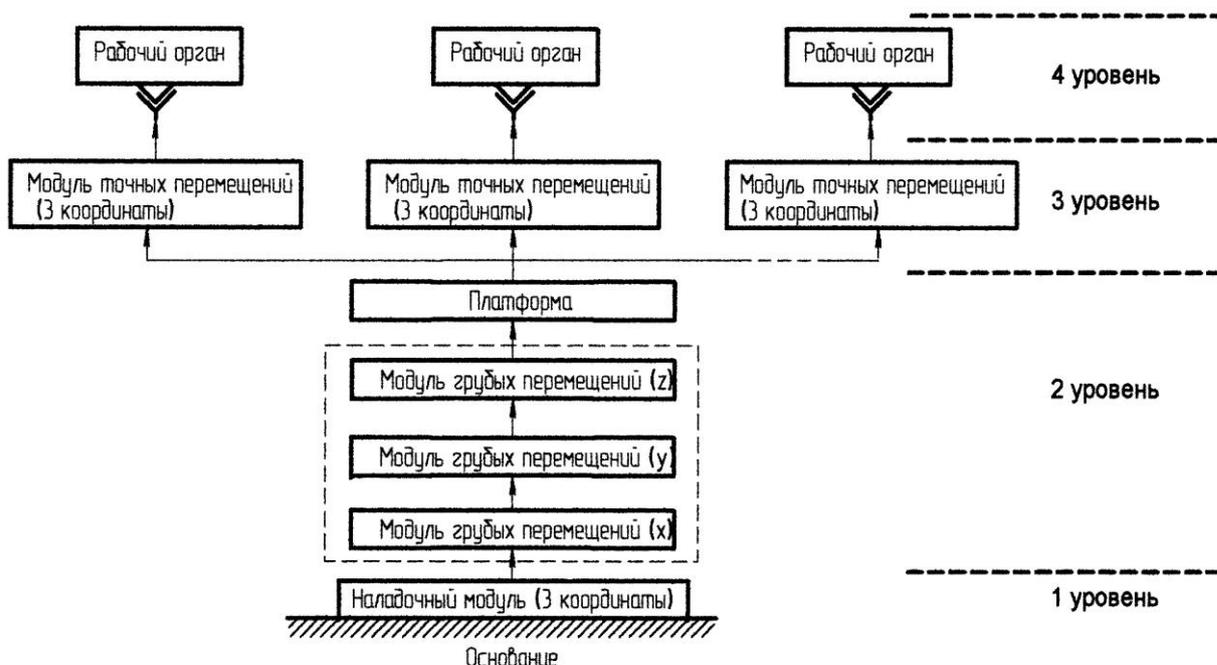


Рис. 2.6. Древоподобная структура микроманипуляционной системы

Для ММС, применяемых в микрохирургии, количество степеней подвижности может достигать 8-10 в связи с тем, что необходимо установить последующие модули в удобном для хирурга положении относительно оперативной зоны.

Второй уровень, характеризующий режим грубых перемещений, включает точные электроприводы с использованием винтовых, ленточных, рычажных передач, а также гидравлических передач. При использовании гидравлических передач движение от шагового электропривода передается на гидроцилиндр или упругий сильфон, заполненный жидкостью, далее по тонкому, но жесткому трубопроводу жидкость выдавливается в аналогичный гидроцилиндр или сильфон, установленный непосредственно вблизи объекта манипулирования. Здесь могут быть задействованы как ручной, так и автоматический режимы. Перемещения на втором уровне иерархии –

до 20 мм (половина хода базового уровня) со скоростями 1 - 10 мм/с при точности позиционирования $\pm 0,05$ мм, соответствующей минимальной длине объекта исследования. Они могут осуществляться при смене одного объекта манипулирования другим. Каждый из модулей имеет одну степень свободы (обычно поступательную). Последовательно соединенные три таких модуля обеспечивают три степени свободы последующих модулей точных перемещений, установленных на платформе

Третий уровень ММС осуществляет точные перемещения – это собственно манипулирование рабочими органами (схватом, иглой, вакуумной присоской и т.д.) в оперативной зоне системы. Здесь можно использовать пьезоэлектрические, электростатические приводы, точность позиционирования которых достигает $\pm 0,5$ мкм. Ход рабочего органа не более 0,5 мм. Этот параметр можно обосновать следующим. Во-первых, такое перемещение полностью перекрывает размер самого объекта, и в принципе возможна установка трех объектов с указанными габаритами в одну линию, что позволяет рабочему органу совершать точные манипуляции, перенося фрагменты объектов от одного к другому. Во-вторых, перечисленные типы приводов могут работать в указанном диапазоне с требуемыми точностями. Максимальная скорость рабочего органа не более 0,2 мм/с – она соответствует реакции человека-оператора при продолжительной работе с микроскопом [24]. Однако в настоящее время уровень автоматизации и обработки визуальных сигналов позволяет оперировать в рабочей зоне со скоростями до 0,5 мм/с. Такие малые перемещения позволяют осуществить их по трем координатам при помощи одного модуля (исследование таких модулей приведено ниже). На платформе могут быть размещены несколько модулей точных перемещений, осуществляющих манипулирование разными объектами одновременно. При наладке эти модули должны иметь возможность точной установки ($\pm 0,05$ мм) относительно друг друга по двум координатам на расстояние порядка 5 мм. Например, один рабочий орган, установленный на первом модуле точных перемещений, оперирует с объектом исследования – биологической субстанцией, другой рабочий орган, установленный на втором модуле точных перемещений, оперирует с инструментом для исследования, а третий рабочий орган, установленный на следующем модуле точных перемещений, деформирует объект исследу-

дования, помогая второму рабочему органу выполнять определенные операции. Такая параллельная структура позволяет производить также сборку микроизделий, осуществляя одновременное движение как одним, так и другим изделием. Смена объектов манипулирования достигается за счет движения модулей второго уровня относительно контейнеров, находящихся в зоне досягаемости этих модулей, т.е. на расстоянии не более 20 мм.

Наконец, последний четвертый уровень – это модули принципиально новых для современного состояния микротехники возможностей манипулирования микрообъектами: микромеханизмы на базе МЭМС, позволяющие осуществлять микроперемещения элементов сменного рабочего органа – пальцев схвата, запястья схвата, перфорационных перемещений или качаний иглы и т.д., размеры которых не более 0,1 мм. Здесь ход рабочего органа может быть менее 0,1 мм при максимальной погрешности позиционирования $\pm 0,5$ мкм, однако углы поворота элементов рабочего органа должны быть намного больше, чем на предыдущем уровне – до 30° . Микросхваты и иные подобные виды рабочих органов могут быть изготовлены методами фотолитографии, лазерной обработки, травления, электроэрозионной обработки. Наибольшие трудности при разработке таких микроустройств состоят в подведении энергии к их приводным элементам.

Для микрохирургических операций рабочий орган микроманипулятора должен иметь как минимум две степени свободы. Причем сопротивление, оказываемое биологическими тканями относительно большое: 10^{-2} – 10^{-1} Н. Размеры миниатюрного схвата – порядка $1 \times 1 \times 3$ мм. С учетом этого технологии, годные для изготовления микроизделий, здесь мало применимы. Более разумно применять методы традиционной механообработки, электроэрозионной обработки микропроволокой, а также лазерной обработки. Примером может служить рабочий орган хирургического микроманипулятора для наложения микрошвов на рассеченные ткани (рис. 2.7) [51]. Рабочий орган, установленный на модуле точных перемещений микроманипулятора, содержит цилиндрический корпус 1 диаметром 5 мм, к которому прикреплен гибкий элемент, обладающий двумя степенями подвижности (рис. 2.7 а). Он состоит из колец 2, между которыми находятся шарики 3 с центральными отверстиями, через которые пропущена нить, приводящая в движение губку схвата 4. Кольца 2 имеют четыре отверстия,

через которые пропущены упругие нити 5, закрепленные на корпусе схвата 6. Изгиб гибкого вала осуществляется за счет вытягивания какой-либо упругой нити 5. Фиксация изогнутого положения достигается за счет приложения к остальным нитям одинаковых тянущих сил. Такое действие приводит к увеличению сил трения между кольцами 2 и шариками 3. Привод нитей может осуществляться как от микроэлектродвигателей, так и от пьезоприводов (в зависимости от размеров рабочего органа и соответственно от хода нити). Такие хирургические микроманипуляторы могут работать в паре (рис.2.7 б), в этом случае кетгут 1 или игла с шовным материалом может перехватываться или придерживаться во время операции поочередно либо одним схватом 2, либо другим схватом 3.

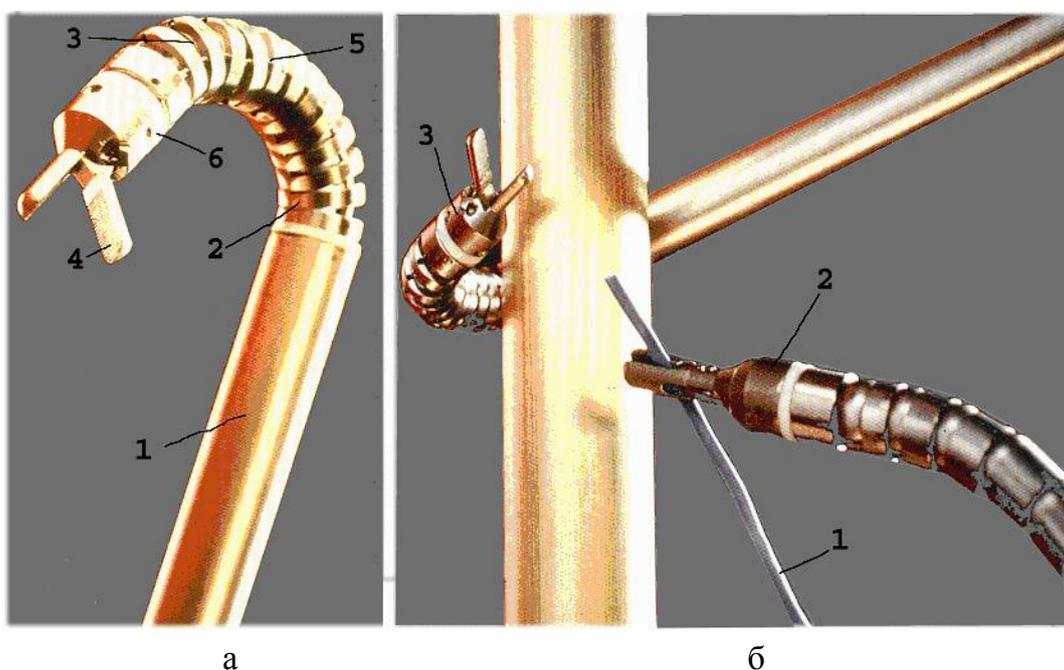


Рис. 2.7. Хирургический микроманипулятор, а - гибкий рабочий орган, б - рабочие органы в действии

Управление миниатюрными рабочими органами может осуществляться при помощи джойстика, выполненного в виде сенсорной перчатки, которая имеет средства очувствления (рис. 2.8) [51].



Рис. 2.8. Микромеханическая система с сенсорной перчаткой управления

Таким образом, для обеспечения сложных движений желательно иметь несколько рабочих органов на одном микроманипуляторе, которые могут работать в оперативной зоне одновременно с одним объектом, что свойственно высокоорганизованным живым существам в подобных ситуациях.

Примерные кинематические параметры уровней иерархии модулей МСС приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1
Кинематические параметры модулей МСС

Уровни иерархии	1 (базовый)	2	3	4
Количество степеней свободы, их виды	3-4. 3 поступательных, 1 вращательная и более	3. Поступательные	3. Поступательные, вращательные	1-2. Поступательные, вращательные
Диапазоны перемещений	До 40 мм	До 20 мм	До 0,5 мм	До 0,1 мм, 30°
Диапазоны скоростей	–	1 – 10 мм/с	До 0,2 мм/с	До 0,2 мм/с, 15 град/с
Точность позиционирования	± 0,1 мм	± 0,05 мм	± 0,5 мкм	± 0,5 мкм

Примером использования приведенной выше иерархии ММС может служить схема работы с микрообъектами, показанная на рис. 2.9. По срав-

нению с традиционной схемой (рис. 2.1) она имеет один манипуляционный блок, на котором установлены последовательно три модуля грубых перемещений 1, 2, 3. На подвижной части модуля 3 закреплена платформа 4. На ней установлены два одинаковых модуля точных перемещений 5 и 6, каждый из которых имеет три степени свободы. Выходное звено модуля 5 оснащено держателем 7, в котором находится сменный микросхват или иной микромеханизм 8 (например, миниатюрная игла, имеющая возможность поворачиваться на достаточно большой угол $15^{\circ} - 30^{\circ}$). Выходное звено модуля 6 оснащено держателем 7, в котором находится сменный микромеханизм 8 (например, миниатюрная вакуумная присоска, имеющая возможность также поворачиваться на угол $15^{\circ} - 30^{\circ}$). При помощи двух джойстиков 9 и компьютера 10 оператор может управлять движением как объекта исследования, так и рабочим органом. Оперативная зона освещается источником света 11. Оптический сигнал, проходя через прозрачную кювету 12 и объектив 13 и отражаясь от зеркала 14, поступает на видеокамеру 15. При такой компоновке влияние внешних вибраций на движение микромеханизмов 8 относительно друг друга меньше, чем при закреплении объекта на неподвижном столике.

Предложенная древовидная структура аналогична структуре живого организма, тем самым она удовлетворяет бионическим принципам построения сложных систем. В своей практике человек часто держит в одной руке объект, а другой рукой манипулирует инструментом (например, вдевая нитку в иголку, человек автоматически сближает оба предмета одновременно, и лишь в момент касания нитки и иголки он фиксирует положение нитки, продолжая медленное движение иглой). Насекомое также оперирует с объектом лапками (например, паук, поймавший муху, отсасывает из нее содержимое при помощи органа, находящегося на подвижной головной части тела). Здесь важно подчеркнуть, что достижение конкретной цели, то есть определенного относительного взаимодействия объекта с инструментом, которые зафиксированы в двух рабочих органах, имеет многовариантность.

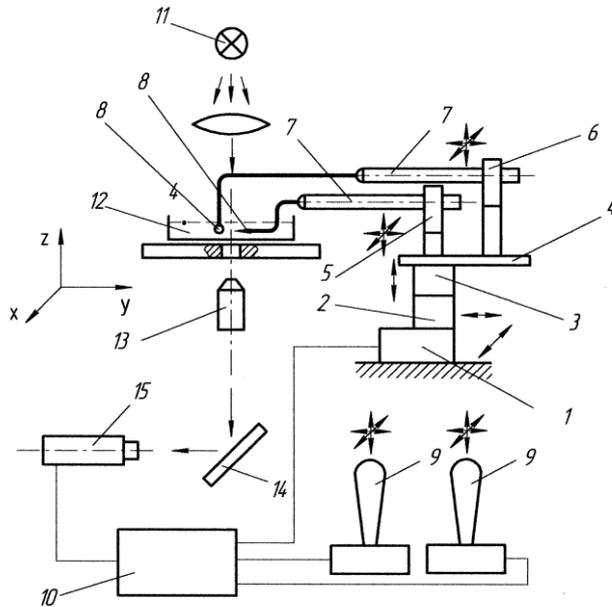


Рис. 2.9. Схема работы с микрообъектами при помощи микромеханической системы, имеющей разветвленную структуру

Таким образом, распределение функций и их параметров (диапазонов перемещений, скоростей и точностей позиционирования) по уровням иерархии, а также разветвленная структура ММС позволяют повысить ее гибкость, эффективность и надежность: увеличить оперативную зону микроманипулятора при малых его габаритах, повысить точность отработки заданных движений.

На основе анализа структуры ММС можно сделать следующие выводы:

- Манипулирование с микрообъектами позволяет применить древовидную иерархическую структуру ММС.
- Древовидная структура ММС с числом рабочих органов не менее двух, находящихся на разных модулях точных перемещений, позволяет применить бионический принцип манипулирования с объектами и инструментами.
- Древовидная структура ММС позволяет осуществить многовариантность взаимодействия объекта с инструментом и найти оптимальный для данной ситуации вариант.

- Древоподобная структура ММС позволяет повысить надежность всей системы в целом при отказе отдельных ее элементов.
- Манипулирование на уровне десятых долей миллиметра и меньше позволяет создавать модули точных перемещений с тремя степенями свободы, что повышает компактность системы и ее универсальность.

2.3. МЕХАТРОННЫЕ МОДУЛИ МИКРОПЕРЕМЕЩЕНИЙ

ММС в связи с чрезвычайно малыми перемещениями рабочих органов (до 0,1 мм) и высокими требованиями к точности отработки их движений (до $\pm 0,5$ мкм) должны быть оснащены высокочувствительными датчикам обратной связи. Одно из главных требований к ним - это минимальные габариты, позволяющие встроить датчики в элементы микромеханической системы. Сочетание высокой точности и достоверности информации обратной связи с миниатюрными размерами датчиков усложняет задачу создания ММС. При обычной схеме построения системы управления сигналы с датчиков поступают в блок управления, располагающийся отдельно от механического блока. В связи с миниатюрными размерами приводов ММС аналоговые сигналы обратной связи и управляющие сигналы оказывают взаимное влияние, что резко ухудшает достоверность информации и управления. Поэтому логично было бы расположить преобразователи аналоговых сигналов, поступающих с датчиков, в дискретные непосредственно рядом с датчиком, т.к. достоверность передачи дискретных сигналов на порядок выше, чем аналоговых. Такое решение приводит к появлению следующего технического противоречия: для повышения точности всего микропривода необходимо оснастить датчики преобразователями сигналов в непосредственной близости от них, что при этом не должно приводить к увеличению габаритов ММС. Преодоление этого противоречия возможно двумя путями.

- Использование оптических систем передачи информации: подвижная часть модуля оснащается зеркалом, а оптический сигнал воспринимается датчиком, расположенным на неподвижной части ММС. Та-

кие системы с неподвижными датчиками могут определять координаты (перемещения) подвижных элементов.

- Использование миниатюрных интегральных электронных устройств (в том числе оптоэлектронных), кремниевые подложки которых являются несущими элементами упругих механических систем. Такие системы дают информацию о механических напряжениях, деформациях и ускорениях. Ниже будет показано, что пьезоэлектрические преобразователи с использованием пьезокерамических элементов способны эффективно решить поставленную задачу.

Наиболее перспективное направление в этой области состоит в разработке мехатронных микромеханических модулей (ММ), из которых образуется ММС. Суть мехатронного подхода к проектированию заключается в интеграции в единый функциональный модуль приводной, информационной и управляющей составляющих электромеханической системы [23]. Такой ММ может состоять из следующих элементов:

- микроэлектромеханический привод;
- упругие механические передачи;
- миниатюрные датчики обратной связи;
- первичные преобразователи электрических сигналов, снимаемых с датчиков;
- интерфейсы и аналого-цифровые преобразователи.

Для манипуляционных систем целесообразно иметь обратную связь по следующим параметрам:

- по перемещениям рабочего органа (выходного звена);
- по скоростям и ускорениям в характерных точках системы;
- по деформациям (что эквивалентно механическим напряжениям) в характерных точках системы.

2.4. ДАТЧИКИ И ЧУВСТВИТЕЛЬНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ

Обратная связь по перемещениям позволяет выйти рабочему органу (выходному звену) в определенную точку с минимальными погрешностями

ми в квазистационарном режиме (т.е. когда динамические силы и моменты на порядок меньше, чем силы пьезопривода), несмотря на наличие гистерезиса в пьезопреобразователях. Чувствительные элементы, входящие в состав датчиков перемещения, по принципу действия можно классифицировать на оптические, электромеханические и пневматические [49]. Оптические системы обратной связи (техническое зрение), используемые в ММС, позволяют производить обработку получаемой информации и определять текущие значения скоростей и ускорений выходного звена при постоянном мониторинге. При этом на выходном звене обычно отсутствует какой-либо преобразующий элемент, за исключением миниатюрного зеркала, поэтому компактность системы высокая. Информация о скоростях и ускорениях позволяет работать мехатронному ММ в динамическом режиме с минимальными погрешностями как по перемещениям, так и по скоростям.

Пневматические датчики обычно не подходят для ММ, т.к. в большинстве случаев подача воздушной струи в рабочую зону недопустима, хотя точность таких датчиков достигает 0,1 – 0,5 мкм [49]. Электромеханические датчики, в частности индукционные и емкостные, как правило, имеют худшие характеристики по точности, чем пневматические.

Обратная связь по деформациям (и соответственно по механическим напряжениям) позволяет осуществить тактильное ощущение системы, т.е. определять следующие параметры процесса.

1. Момент времени, когда рабочий орган начинает взаимодействовать с внешней средой, например, когда игла микроманипулятора начинает внедряться в исследуемый биоматериал.
2. Механические нагрузки на рабочий орган: сопротивление среды или объекта, динамические нагрузки на рабочий орган во время разгона или торможения при микроударе. Кроме того, в некоторых случаях может возникнуть ситуация, в которой механические нагрузки будут превышать допустимый уровень. Поэтому эти датчики обеспечат информацию о предельных нагрузках.
3. По информации, поступающей с нескольких датчиков деформации, можно судить об отклонениях пространственного положения элемента

системы от определенного фиксированного положения, информация о котором находится в памяти микропроцессора.

Пьезоэлектрические преобразователи могут работать, используя как прямой, так и обратный пьезоэффект. По этой причине пьезокерамическую пластинку, входящую в состав пьезопреобразователя, можно применять в качестве приводного элемента, а меньшую его часть – в качестве датчика деформаций или ускорений. Такие датчики реагируют на переменное воздействие, поэтому использование их в качестве чувствительного элемента квазистационарного процесса проблематично. Они имеют высокую чувствительность, особенно тонкопленочные пьезоэлектрические датчики. В [14] описывается датчик, имеющий габариты $10 \times 10 \times 0,06$ мм, диапазон измеряемых давлений от 1 Па до $8 \cdot 10^4$ Па, диапазон частот от 2 Гц до $2 \cdot 10^4$ Гц.

Более перспективно использование пьезорезистивных датчиков, основанных на изменении электрического сопротивления при механической деформации чувствительного слоя датчика. Такой слой, выполненный по технологии вакуумного напыления на изолированную подложку, имеет весьма малые габариты: не более $1 \times 1 \times 0,02$ мм, а чувствительность таких датчиков высока. В [47] описывается датчик, измеряющий давление от 1 до 50 кПа, максимальное напряжение на выходе датчика – 80 мВ, температурный коэффициент нестабильности – 0,02 %/К.

Такие датчики находят свое применение в конструкциях микроманипуляторов. На рис.2.10 показано выходное звено 1 микроманипулятора, имеющее микропипетку 2, закрепленную в центре крестообразной кремниевой диафрагмы 3 [22]. Качательное движение микропипетки 2 в двух направлениях x и y относительно корпуса 4, которая взаимодействует с объектом 5, осуществляется при помощи двухкоординатного электромагнитного привода 6. Перемещение микропипетки 2 вдоль оси z осуществляется за счет перемещения корпуса 4. Двухкоординатный датчик силы располагается на диафрагме 3. Он состоит из 8 пьезорезистивных элементов 7, расположенных в местах крепления перемычек 8 крестообразной диафрагмы 3 (в этих местах изгибные деформации максимальны). Пьезорезистивные элементы 7 соединены электропроводящими дорожками с аналого-цифровыми преобразователями сигналов 9. При отклонении мик-

ропипетки 2 от оси z пьезорезистивные элементы 7 будут испытывать различные деформации, в соответствии с которыми их омические сопротивления будут изменяться. Информация от пьезорезистивных элементов 7 через аналого-цифровые преобразователи 9 будет поступать в систему управления, которая в свою очередь выдаст сигналы на двухкоординатный электромагнитный привод 6.

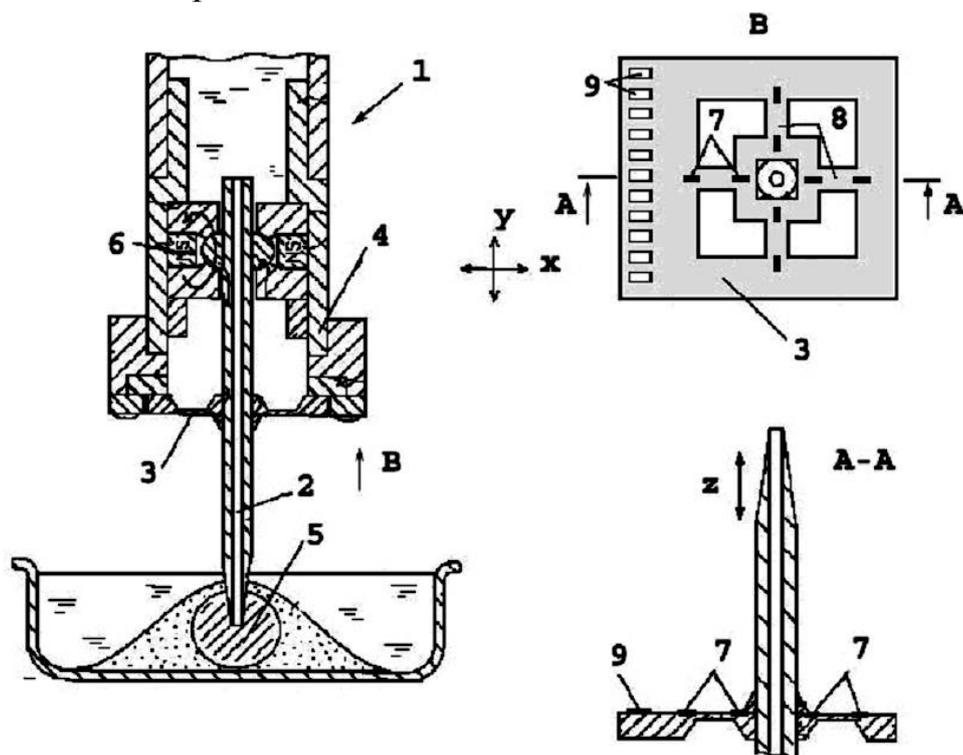


Рис. 2.10. Микроманипулятор с двухкоординатным датчиком силы

Как было сказано выше, для надежной работы всего ММ в целом сигналы от датчиков обратной связи должны передаваться в двоичном коде. В соответствии с этим требованием структура мехатронного датчика может быть следующей (рис. 2.11). Внешнее механическое воздействие (сила, давление, деформация) воздействует на чувствительный элемент, который преобразовывает его в электрический сигнал. Чувствительный элемент непосредственно связан первичным аналоговым преобразователем, который усиливает электрический сигнал до уровня, необходимого для нормальной работы аналого-цифрового преобразователя. Оцифрованный электрический сигнал поступает на выходной интерфейс, который накапливает и

адаптирует цифровую информацию для дальнейшей передачи его в систему управления.

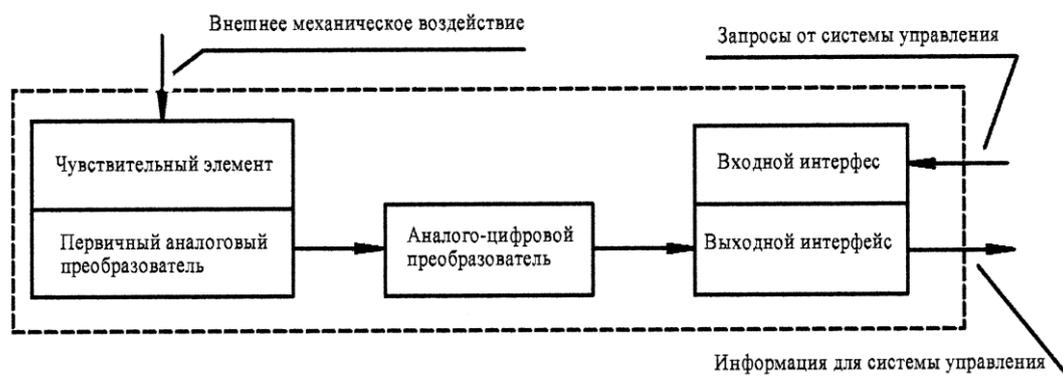


Рис. 2.11. Структурная схема мехатронного датчика микромеханического модуля

Во время периодического опроса мехатронных датчиков всей ММС запрос на рассматриваемый датчик поступает на входной интерфейс, который открывает канал для получения информации от выходного интерфейса. Для уменьшения габаритов мехатронных модулей ММС сигналы от системы управления и обратно идут по одной шине.

Оснащение ММС мехатронными датчиками позволяет вводить в систему управления информацию о внешних воздействиях различной физической природы. В этом случае становятся эффективными методы адаптивного управления и методы, основанные на нечеткой логике, для осуществления которых используют процессоры с весовыми ассоциативными правилами [49].

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какие основные элементы входят в состав мехатронных микромеханических модулей?
2. В чем состоят отличия мехатронных датчиков микромеханических модулей от традиционных датчиков?
3. На каком принципе действия основана обратная связь по положению рабочего органа ММС?

Глава 3. ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ МЕХАТРОННЫЕ МОДУЛИ МИКРОПЕРЕМЕЩЕНИЙ

3.1. ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ЭЛЕМЕНТЫ

Пьезоэлектрические преобразователи, являющиеся основным элементом пьезопривода, основаны на действии пьезоэлектрического эффекта, открытого братьями Кюри в 1880 г. Прямой пьезоэффект – это образование электрических зарядов на поверхности тела при его механической деформации. Обратный пьезоэффект – это образование деформации при наложении разности потенциалов на его поверхности. Пьезоэффект получил свое название от греческого **"piezo"** - давлению. Этим свойством обладают некоторые кристаллы, которые относятся к типу сегнетоэлектриков (название происходит от наиболее характерного кристалла этой группы - сегнетовой соли $\text{NaK}_4\text{H}_4\text{O}_6\cdot 4\text{H}_2\text{O}$).

Различают два вида сегнетоэлектриков: монокристаллы и поляризованные поликристаллы. Первые встречаются в природе (например, кварц) и выращиваются искусственным путем, они имеют высокую стоимость и поэтому в промышленности используются редко. Вторые - пьезокерамические изделия – получают промышленным путем; они имеют в ультразвуковой технике наибольшее распространение. Большинство из них представляют собой химические соединения в виде солей свинца и бария: PbNb_2O_6 , PbTiO_3 - PbZrO_3 , BaTiO_3 .

Пьезоэлектрическую керамику, подобно обычной керамике, изготавливают горячим прессованием и литьем под давлением, поэтому форма пьезокерамических элементов может быть разнообразной. Для проявления пьезоэффекта пьезокерамические элементы необходимо поляризовать (в отличие от монокристаллических сегнетоэлектриков). Сначала поверхности пьезоэлемента (чаще всего параллельные) металлизируют серебром или медью методом вжигания или ультразвуковым лужением. Затем пьезоэлементы поляризуют в специальных ваннах, наполненных силиконовой жидкостью при температуре 100°C – 130°C . Поляризация заключается в том, что на электроды подают в течение нескольких часов высокое постоянное напряжение (в зависимости от толщины пьезоэлемента -от 0,5 кВ до 10 кВ).

Направление поляризации (от плюсового электрода к минусовому), перпендикулярное поверхностям электродов и совпадающее с координатной осью, условно получило индекс "3", остальные два перпендикулярных направления получили индексы "1" и "2" (рис. 3.1). Отметим, что на поверхностях пьезоэлемента могут быть дополнительно нанесены и другие электроды, которые в дальнейшем подключаются к источнику переменного напряжения для возбуждения колебаний определенного вида (например, сдвиговые). Однако подчеркнем, что в подавляющем большинстве случаев пьезоэлементы в пьезопреобразователях подключаются к источнику напряжения теми же электродами, которые использовались для поляризации.

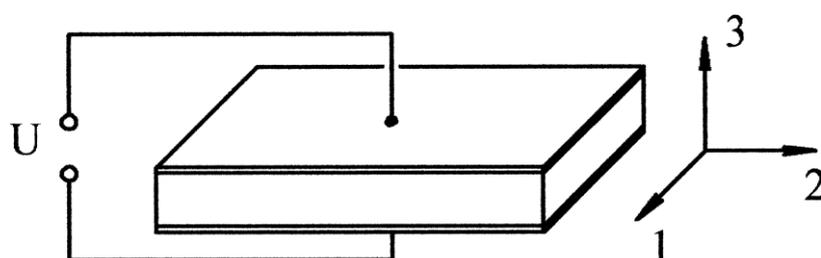


Рис. 3.1. Пьезокерамическая пластина с параллельными электродами

Пьезокерамические элементы чаще всего изготавливают в виде тонких и толстых шайб и дисков, прямоугольных пластинок, трубок с электродами, находящимися на образующих поверхностях.

При подаче на электроды пьезоэлемента напряжения, совпадающего по знаку с напряжением поляризации пьезоэлемента, он удлиняется, если знак противоположен, то он укорачивается (во всех направлениях, но по-разному: в этом проявляется свойство анизотропии пьезокерамики).

Важнейшее требование, предъявляемое к пьезоэлементам, – высокое значение пьезомодуля d , который в упрощенном виде представляет собой отношение относительной механической деформации S к напряженности приложенного к пьезоэлементу электрического поля E : $d = \frac{S}{E}$. Для пьезокерамической пластины с параллельными электродами напряженность электрического поля E и электрическое напряжение U связаны формулой,

аналогичной для конденсатора $E = \frac{U}{h}$, где h - толщина пьезоэлемента. (В механике принято относительную деформацию обозначать буквой ε , а механическое напряжение буквой σ . Далее мы будем придерживаться иных обозначений, принятых в международной научно-технической литературе по пьезоэлектрической технике. Это связано с тем, что в литературе используются также электрические величины, имеющие те же обозначения. Например, буквой ε обозначается относительная диэлектрическая проницаемость.)

В зависимости от рассматриваемого направления деформации и поляризации элементов пьезомодуль различных пьезокерамических материалов может варьироваться в диапазоне $20 \cdot 10^{-12}$ Кл/Н – $600 \cdot 10^{-12}$ Кл/Н. Законы пьезоэффекта формируются для элемента объема пьезоматериала, в пределах которого напряженное и деформированное состояние можно считать однородным.

Пьезоэлементы при работе в качестве вибраторов должны выдерживать большие знакопеременные нагрузки, поэтому важна динамическая прочность пьезокерамики. Таким требованиям отвечают следующие отечественные марки пьезокерамики: ЦТС-19, ЦТСНВ-1, ПКР-7, ПКР-7М, ЦТБС-3, ЦТС-23 [8].

3.2. ПЬЕЗОПРИВОДЫ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ

В качестве приводов микроперемещений в основном используют три типа пьезопреобразователей:

- многослойные пакеты, набранные из пьезокерамических шайб или дисков, работающих на растяжение-сжатие;
- трубчатые пьезопреобразователи; они могут работать как на растяжение-сжатие, так и на изгиб;
- биморфные пьезопреобразователи, состоящие из склеенных пьезокерамических пластин, между которыми может находиться металлическая рессора, они работают на изгиб.

Первый тип пьезопреобразователей имеет высокие силовые характеристики, которые ограничиваются в основном прочностными свойствами

пьезокерамики. Такие приводы имеют высокую жесткость, соответствующую жесткости стержня при сжатии.

Второй тип пьезопреобразователей представляет собой отрезок тонкостенной цилиндрической или конической пьезокерамической трубки, электроды которой расположены на концентрических поверхностях. Эти трубчатые пьезопреобразователи отличаются простотой и малой стоимостью. Однако при одинаковых продольных размерах с многослойными пьезопреобразователями их перемещения на порядок меньше. Жесткость таких преобразователей также ниже, чем у многослойных.

Третий тип пьезоп приводов характеризуется перемещениями, которые на 1-2 порядка выше перемещений, развиваемых приводами первого и второго типов, однако жесткость и силовые характеристики их на 2-3 порядка хуже, чем у первого типа. Таким образом, если необходимо создать устройство микроперемещений, имеющее малые габариты и не требующее высоких силовых характеристик, то выбор можно остановить на биморфных пьезопреобразователях.

Пьезоэлектрические приводы микроперемещений (ППМ) имеют ряд неоспоримых преимуществ перед другими приводами. Это высокие удельные силовые характеристики, малые значения электрических токов и потерь, высокая надежность и технологичность изготовления, радиационная и температурная стойкость. К недостаткам ППМ можно отнести сравнительно высокое напряжение, подаваемое на электроды, проявление гистерезиса, нестабильность пьезоэлектрических параметров, влияние изменения влажности на электрические параметры. Пути преодоления этих недостатков следующие:

- выбор соответствующих пьезоактивных материалов;
- уменьшение толщины пьезоэлектрических слоев;
- введение обратных связей по положению выходного звена;
- программные методы управления;
- применение технологий производства интегральных схем.

Уменьшение влияния гистерезиса на работу пьезоэлектрического мехатронного ММ может быть достигнуто за счет применения определенных видов пьезокерамических материалов. Различные обзоры [8, 29] показывают, что для многих типов пьезокерамики в основном петля гистерезиса

функции перемещение – прикладываемое электрическое напряжение имеет коэффициент гистерезиса порядка 10-12%, что явно плохо для точных приводов микроперемещений. В последнее время появились новые материалы, имеющие низкие значения коэффициента гистерезиса - от 2% до 5% при комнатной температуре. К ним относится, например, пьезокерамика «PIEZOTITE®» типа P-5E и P-7 японской компании MURATA (рис.3.2, 3.3).

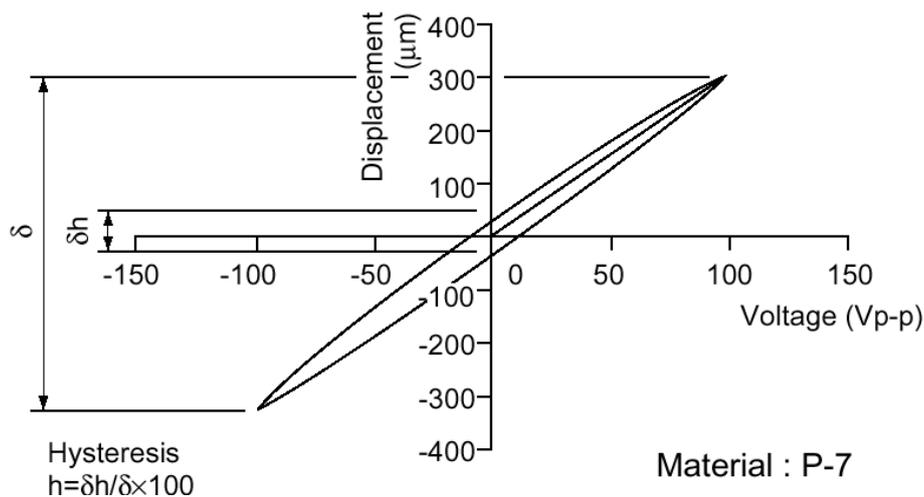


Рис. 3.2. Петля гистерезиса для пьезокерамики P-7 [36]

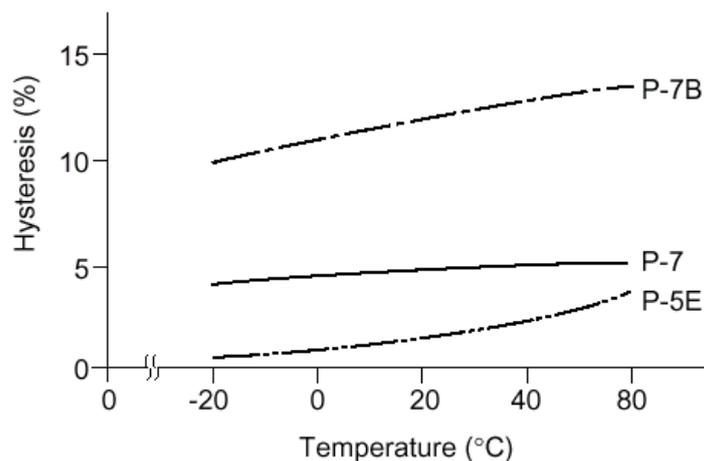


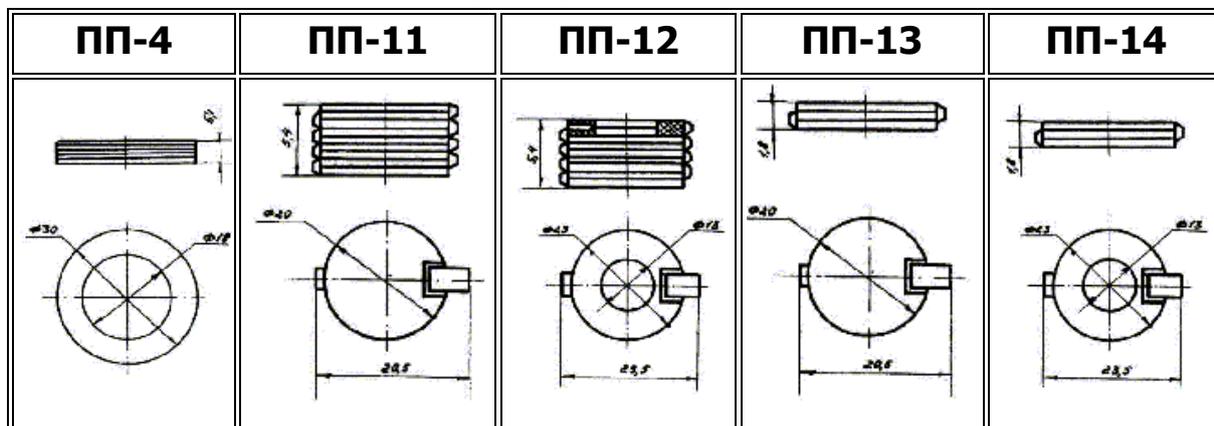
Рис. 3.3. Зависимость коэффициента гистерезиса от температуры для пьезокерамики «PIEZOTITE®» [36]

Отечественная промышленность выпускает пьезопроводы широкой номенклатуры. АО «ЭЛПА» производит пьезопакеты, набранные и скле-

енные из пьезокерамических шайб толщиной 0,6 мм, которые имеют следующие характеристики (таблица 3.1) [32].

Таблица 3.1

Параметры пьезопакетов



Характеристики	ПП-4	ПП-11	ПП-12	ПП-13	ПП-14
Чувствительность мкм/В, 10^{-3}	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0
Сопротивление изоляции	20,0	50,0	50,0	50,0	50,0
Статическая емкость, тыс. пф	80±20	65±12,5	52±10	22±4	17±0,3
Предельное электрическое напряжение, В	500,0	600,0	600,0	600,0	600,0
Масса, г	20,0	15,0	15,0	6,0	6,0

Из этих пьезопакетов собираются составные пьезопроводы (СПП), которые стягиваются винтовой стяжкой (рис. 3.4), их характеристики приведены в таблице 3.2.



Рис. 3.4. Внешний вид составного пьезопровода

Пьезоприводы ППУ-1, ППУ-2, ППУ-5, ППУ-6, ППУ-8 стянуты шпилькой; пьезоприводы ППУ-3 и ППУ-4 стянуты внешним корпусом (прорезной пружины). Сила стяжки - $P_0 = 2500 \text{ Н} \pm 300 \text{ Н}$. Стягивание пьезопакетов в конструкциях пьезоприводов осуществляется для уменьшения гистерезиса и повышения сопротивления привода радиальным нагрузкам.

Таблица 3.2

Параметры составных пьезоприводов

Параметры	Марка составного пьезопривода						
	ППУ-1	ППУ-2	ППУ-8	ППУ-3	ППУ-4	ППУ-5	ППУ-6
Перемещение, мкм	± 24	± 30	± 40	± 24	± 30	± 24	± 30
Статическая емкость, мкф, не более	1,5	1,74	4,2	1,92	2,21	1,5	1,74
Рабочее напряжение U_{\max} , В	± 300	± 300	± 300	± 300	± 300	± 300	± 300
Предельно допустимое напряжение, В	± 500	± 500	± 500	± 500	± 500	± 500	± 500
Сопротивление изоляции, МОм не менее	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
Габаритные размеры, мм	Ф23x124	Ф23x154	Ф30x204	Ф32x130	Ф32x160	Ф32x130	Ф32x160
Масса г, не более	360	400	900	740	845	690	780
Максимальная сила P_{\max} , кН *	0,55	0,55	2,4	6,2	6,2	3,4	3,4
Коэффициент жесткости c_A , МН/м *	23	18	60	260	210	140	110
Накопленная энергия W_{\max} , мДж *	6,6	8,3	48	74	93	41	51

*) Последние три строки таблицы - расчетные.

Под максимальной силой (или блокирующей силой) P_{\max} понимается сила, которую развивает привод (или сила внешней нагрузки) при заторможенном свободном конце преобразователя, при подаче максимального напря-

жения U_{\max} . Расчет P_{\max} проводился по формуле (5.9). Сила P , развиваемая приводом, зависит от перемещения ξ его рабочего торца. Коэффициент жесткости, характеризующий угол наклона характеристики $P = f(\xi)$ привода, вычисляется по формуле

$$c_A = \frac{P_{\max}}{\xi_{\max}},$$

где ξ_{\max} - максимальное перемещение свободного конца преобразователя при внешней силе $P = 0$. Чем выше жесткость привода, тем большую силу развивает привод при заданном перемещении. Максимальная энергия, которую может накопить привод в заторможенном состоянии, является комплексным критерием оценки его силовых возможностей:

$$W_{\max} = \frac{c_A \xi_{\max}^2}{2}.$$

Примером исполнения СПП может быть образец (рис. 3.5), состоящий из пакета секций 1 тонких пьезокерамических шайб (ПКШ) и имеющий по концам два фланца 2, стянутых винтовой шпилькой 3 с тонкой средней частью посредством двух гаек 4. Стяжка секций необходима для выборки зазоров и люфтов между ПКШ, повышения жесткости пьезоэлектрического привода и уменьшения петли гистерезиса. Тонкостенная пластмассовая втулка 5 служит в качестве изолятора и элемента, центрирующего весь пакет секций ПКШ. Слюдяные шайбы 6 также являются изоляторами, обладающими высокой жесткостью при сжатии.

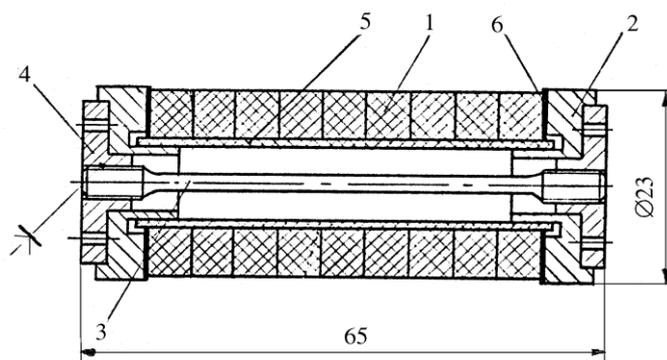


Рис. 3.5. Составной пьезопреобразователь

Обычно секция 1 состоит из 10-20 ПКШ толщиной 0,5-1 мм с серебряными электродами, нанесенными на плоские торцевые поверхности, ко-

торые электрически параллельно соединены между собой (рис. 3.6), а векторы поляризации \bar{P}_1 и \bar{P}_2 пьезокерамических элементов направлены навстречу друг другу.

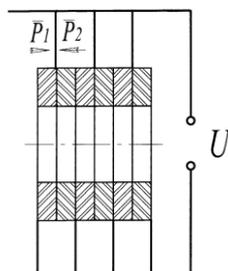


Рис. 3.6. Соединение пьезокерамических шайб в секцию

Такое параллельное электрическое соединение ПКШ дает увеличение перемещения торца СПП, пропорциональное количеству ПКШ, однако существенно возрастают габариты, масса и стоимость такого устройства. При приведенных на рис. 1.12 размерах максимальное перемещение составит 5,2 мкм при напряжении 300 В, максимальное усилие, развиваемое устройством, может достичь $1,7 \cdot 10^3$ Н.

Уменьшение напряжения, подаваемого на электроды, осуществляется за счет уменьшения толщины пьезокерамических пластинок. Японская компания MEGACERA выпускает пьезокерамические диски толщиной от 0,035 мм до 0,8 мм при диаметре от 9 до 60 мм [34]. Такие малые толщины позволяют снизить напряжение до 10-20 В, что соответственно приводит к уменьшению габаритов самих мехатронных модулей и облегчает задачу подачи электропитания к пьезоэлементам.

Более дешевые и простые пьезопроводы содержат трубчатые пьезокерамические элементы, на образующие поверхности которых нанесены электроды (внешний вид – на рис. 3.7, характеристики – в таблице 3.3 [32]).



Рис. 3.7. Пьезопривод с трубчатым пьезокерамическим элементом

Таблица 3.3

Параметры трубчатых пьезоприводов

Параметры	Марка пьезопривода					
	ППУ-9	ППУ-10	ППУ-11	ППУ-12	ППУ-13	ППУ-14
Перемещение, мкм	± 3	± 4	± 5	± 7	± 9	± 12
Статическая емкость, мкф, не более	20	25	40	50	60	80
Рабочее электронапряжение, В	±500	±500	±500	±500	±500	±500
Предельно допустимое напряжение, В	±600	±600	±600	±600	±600	±600
Сопротивление изоляции, МОм не менее	50	50	50	50	50	50
Габаритные размеры, мм	Φ10x55	Φ10x55	Φ10x87	Φ10x87	Φ10x119	Φ10x119
Масса г, не более						
Максимальная сила P_{max} , Н *	126	131	127	132	132	135
Коэффициент жесткости c_A , МН/м *	42,0	32,7	25,4	18,9	14,6	11,2
Накопленная энергия W_{max} , мДж *	0,19	0,26	0,32	0,46	0,59	0,81

*) Последние три строки таблицы - расчетные.

Такие пьезоприводы имеют толщину стенок от 0,5 до 1,5 мм. Уменьшение толщины приводит к уменьшению питающего напряжения, однако изготовление тонкостенных пьезокерамических трубочек требует жесткого со-

блюдения технологии. Если разделить один электрод, например наружный, на четыре продольных сегмента, то, подавая на них напряжение разных знаков, можно получить не только продольные, но и изгибные перемещения торца в двух взаимно перпендикулярных направлениях.

Использование биморфных пьезоэлектрических приводов (БПП) дает существенное увеличение перемещения [8]. В них используются изгибные деформации многослойных структур, состоящих из активных – пьезоэлектрических – слоев и неактивных – металлических или полимерных – слоев. При определенном направлении поляризации пьезокерамических элементов возникают управляемые изгибные деформации, которые приводят к многократному увеличению перемещений по сравнению с приведенными выше пьезопреобразователями, работающими на растяжение-сжатие. Однако жесткость БПП на порядок ниже, поэтому силовые характеристики БПП хуже. Простейший БПП (рис. 3.8) состоит из двух длинных склеенных между собой пьезокерамических пластин 1 и 2 с одинаковым направлением векторов поляризации \bar{P}_1 и \bar{P}_2 .

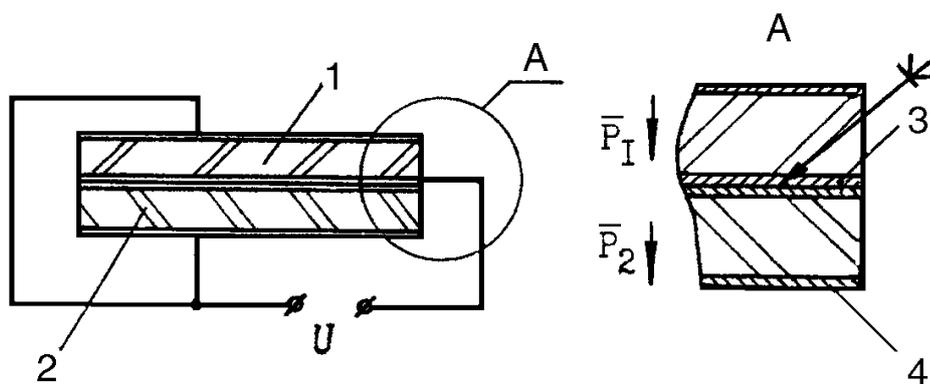


Рис. 3.8. Простейший биморфный пьезопреобразователь

Если подать постоянное напряжение на электроды пластин 3 и 4, одна пьезопластина будет удлиняться, а другая – укорачиваться. Поскольку они соединены, то БПП изогнется. При подаче переменного напряжения на частотах ниже первого резонанса незакрепленный БПП будет иметь форму изгибных колебаний, как показано на рис. 3.9.

Если один его конец закрепить, а другой оставить свободным, то смещение свободного конца БПП можно рассчитать по формуле [3]:

$$\xi = \frac{3 d_{31} \cdot U l^2}{4 h^2}, \quad (3.1)$$

где d_{31} – пьезомодуль, U – напряжение, l – длина пластин, h – толщина пластины. Например, если $d_{31} = 1,25 \cdot 10^{-10}$ Кл/Н, $U = 400$ В, $l = 0,06$ м, $h = 0,3 \cdot 10^{-3}$ м, то $\xi = 3,0 \cdot 10^{-3}$ м. Этот результат хорошо согласуется с экспериментами.

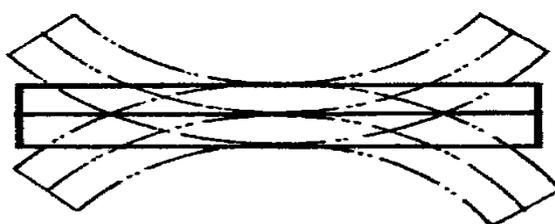


Рис. 3.9. Изгиб незакрепленного биморфного пьезопреобразователя

Такая конструкция нетехнологична при механической сборке, так как пьезокерамика – хрупкий материал и винтовые соединения могут ее повредить. Поэтому часто используются устройства с рессорой - неактивной металлической пластиной, вклеенной между пьезоэлементами 1, 2 (рис. 3.10). Эта металлическая пластина 3 имеет свободные от пьезокерамики части, предназначенные для фиксации и сборки устройства, однако перемещения такого устройства меньше, чем в БПП без металлической пластины (расчет перемещений приведен в главе 6). В зависимости от требований, предъявляемых к устройствам микроперемещений, отношение толщин лежит в диапазоне $0,5 \leq \frac{h}{h_M} \leq 5$. Чаще всего в приборах и аппаратах рессора зазем-

лена, поэтому ее крепление к металлическому корпусу осуществляется без изоляторов. Практика показывает, что при склеивании пьезоэлементов с рессорой электрический контакт между электродами и рессорой достаточен для нормальной работы пьезопривода.

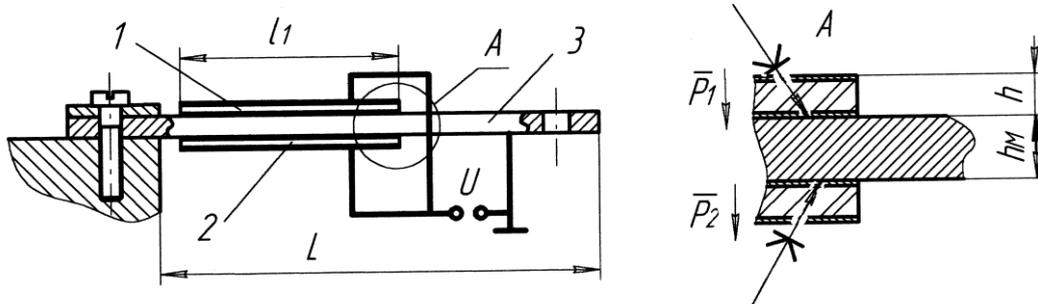


Рис. 3.10. БПП с металлической пластиной

В таблице 3.4 даны геометрические характеристики БПП (актюаторов), выпускаемых АО «ЭЛПА» [32]. Для них общая длина равна длине пьезопластины: $L = l_1$ (конструкция БПП не имеет выпуска металлической пластины), а $T = 2h + h_M$.

Таблица 3.4

Размеры биморфных пьезоприводов

Тип актюатора	Размеры, мм			Масса, г
	Длина, L	Ширина, W	Толщина, T	
ЭП-04-ПлБ-02	45	15	1,2	6,0
ЭП-07-ПлБ-09	100	22	1,0	17,0
ЭП-07-ПлБ-10	40	12	0,6	1,8
ЭП-07-ПлБ-12	35	2,5	0,6	0,5

В таблице 3.5 приведены основные характеристики рассматриваемых БПП.

Таблица 3.5

Рабочие параметры биморфных пьезоприводов

Тип актюатора	Емкость, нF	Управляющее напряжение, V	Свободный прогиб, мм	Рабочая длина, мм	Блокирующее усилие, N
ЭП-04-ПлБ-02	32	±300	±0,250	35	1,1
ЭП-07-ПлБ-09	285	±80	±0,75	85	0,38
ЭП-07-ПлБ-10	125	±80	±0,58	35	0,34
ЭП-07-ПлБ-12	20	±150	±0,5	28,5	0,12

Под блокирующим усилием здесь понимается максимальная внешняя сила P_{\max} , которую нужно приложить на свободном конце БПП, чтобы его перемещение $\xi = 0$, при подаче максимального напряжения U_{\max} . Очевидно, что эта сила эквивалентна силе, развиваемой приводом при заторможенном свободном конце БПП, т.е. при $\xi = 0$. Для приведенных выше приводов расчетные значения коэффициента жесткости и накопленной энергии следующие (таблица 3.6).

Таблица 3.6

Механические параметры биморфных пьезоприводов

Тип привода	ЭП-07-ПлБ-02	ЭП-07-ПлБ-09	ЭП-07-ПлБ-10	ЭП-07-ПлБ-12
c_A , мН/м	4,4	0,51	0,59	0,24
W_{\max} , мДж	0,13	0,14	0,10	0,03

В диапазонах напряжений, подаваемых на БПП (табл. 3.5), зависимость силы, развиваемой БПП, от перемещения свободного конца линейна (рис. 3.11).

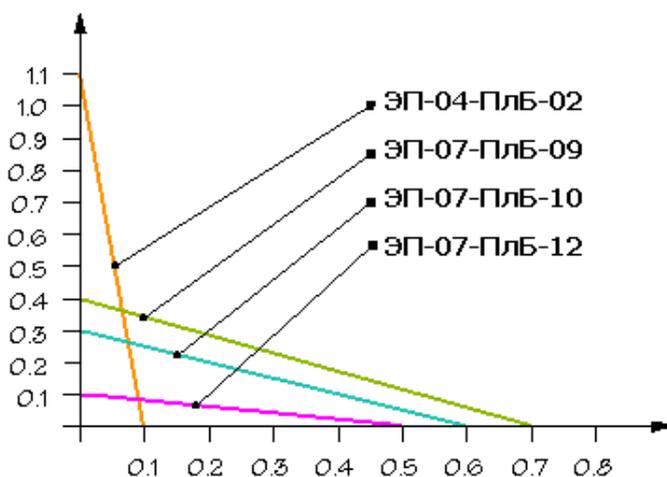


Рис. 3.11. Зависимость силы (Н), развиваемой БПП, от перемещения (мм)

Это свойство позволяет применять изделия для ММС в качестве не только приводов, но и датчиков силы. В проспекте компании АО «ЭЛПА» [32] отмечается, что БПП применяются в настоящее время для сканирую-

щих систем лазерной техники, в устройствах микроперемещений ткацких станков, в аппаратах чтения для слепых по системе Брайля, в качестве вентиляторов локального охлаждения микросхем.

Миниатюрные биморфные пьезопроводы японской компании MURATA [36] (рис. 3.12) на базе пьезокерамики PIEZOTITE[®] имеют следующие параметры. При напряжении $U = 200$ В перемещение свободного конца пластины – не менее 1200 мкм, а сила, удерживающая свободный конец пластины в начальном положении, 83 ± 20 мН. Электрическая емкость составляет $5,7 \pm 2$ нФ. Коэффициент жесткости этого привода $c_A = 0,07 \cdot 10^{-3}$ Н/м, а максимальная накопленная энергия $W_{\max} = 0,05$ мДж.

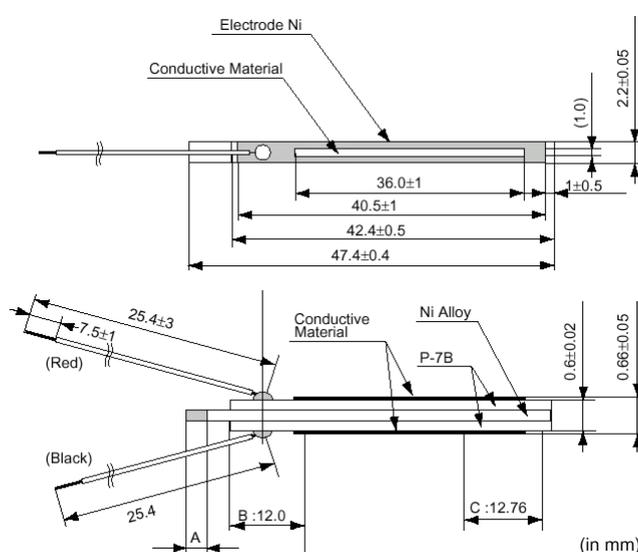


Рис. 3.12. Биморфный пьезопровод компании MURATA [36]

Сравнивая характеристики отечественного БПП ЭП-07-ПлБ-12 (табл. 3.5) с аналогичным изделием компании MURATA, можно сказать, что коэффициент жесткости отечественного привода в три раза выше, а свободный прогиб ξ_{\max} в 2,4 раза меньше, электрическая емкость примерно в 3 раза выше. Кроме того, коэффициент гистерезиса у японского изделия около 3%, а у отечественного изделия 10%. БПП компании MURATA имеет выпуск металлической рессоры, который удобен для закрепления конструкции.

Сравним характеристики всех трех типов пьезопроводов, выпускаемых отечественной промышленностью. На рис. 3.13 приведена диаграмма

«накопленная энергия – максимальное перемещение» для составных, трубчатых и биморфных пьезопроводов в логарифмическом масштабе (для электродвигателей аналогична диаграмма «мощность – скорость вращения»). Как видно из графиков, наибольшее перемещение достигается при помощи биморфных пьезопроводов, а максимальная энергия накапливается в составных пьезопроводах. Трубчатые пьезопроводы являются промежуточными по своим энергетическим характеристикам, а по перемещению они имеют наихудшие показатели.

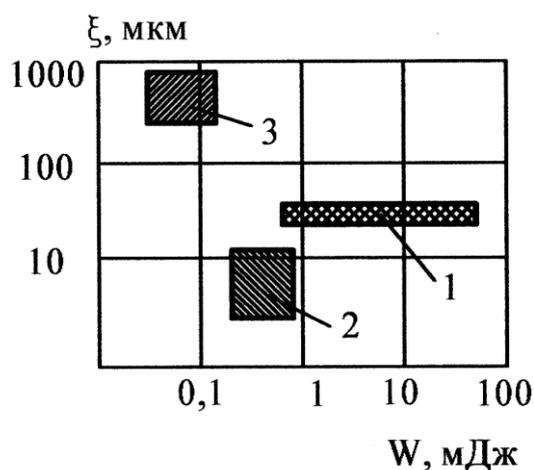


Рис. 3.13. Диаграмма «накопленная энергия – максимальное перемещение», 1 – составные пьезопроводы, 2 – трубчатые пьезопроводы, 3 – биморфные пьезопроводы

Анализ построенной диаграммы дает следующее. Для применения составных пьезопроводов в ММС часто бывает недостаточным их перемещение, а накопленная энергия и сила, развиваемая ими, явно избыточны. Поэтому одна из основных задач упругих механических передач состоит в увеличении хода (мультиплекции перемещений) привода за счет уменьшения силы. Аналогичная задача может быть также решена для трубчатых пьезопроводов за счет последовательного соединения приводов. Для БПП наоборот перемещения в принципе достаточны, но необходимо повысить силу привода. Такая задача может быть решена за счет уменьшения хода БПП. Более перспективный путь – это параллельное соединение БПП.

В пьезоэлектрических мехатронных модулях все указанные приводы оснащены (или могут быть оснащены) датчиками ускорений, в качестве

которых выступают либо отдельные ПКШ, либо электрически обособленные участки пьезопластин или пьезокерамических трубок, работающие на использовании прямого пьезоэффекта. Эти пьезокерамические элементы могут служить в качестве датчиков силы. Однако в статическом или квазистатическом режимах достоверность получаемой от них информации может быть низкой из-за того, что статические заряды будут стекать с электродов датчиков через изоляцию. Как было показано в главе 2, мехатронные модули оснащаются в основном оптическими и пьезорезистивными датчиками. Они располагаются на упругих элементах, являющимися механическими передачами движения от пьезопривода к выходному звену – рабочему органу.

3.3. МОДУЛИ МИКРОПЕРЕМЕЩЕНИЙ НА БАЗЕ СОСТАВНЫХ И ТРУБЧАТЫХ ПЬЕЗОПРИВОДОВ

Увеличение перемещения без увеличения габаритов СПП (т.е. без установки дополнительных пьезопакетов) может быть достигнуто при помощи усложнения кинематики микромеханического модуля. По этой причине указанные пьезоприводы должны иметь механические передачи с использованием рычагов и бесфрикционных упругих шарниров. Однако этот принцип мультиплекции перемещений имеет ограниченную эффективность вследствие малого коэффициента мультиплекции.

Рассмотрим микромеханический модуль мультиплекции перемещений с разноплечным рычагом и упругим шарниром (рис. 3.14), состоящий из СПП 1, рычага 2 с контактной площадкой 3, взаимодействующей в точке А со сферическим наконечником 4 рабочего торца СПП 1. Рычаг 2 крепится к основанию при помощи упругого шарнира 5 (применение традиционных шарниров вообще невозможно из-за люфтов). Конец рычага 3 контактирует с выходным звеном 6 в точке 0.

Подобная конструктивная схема может иметь место, например, в тормозном устройстве шагового пьезодвигателя, в котором создание силы трения между рабочим органом и выходным звеном осуществляется при помощи пружины (на рис. 3.14 не показана), а освобождение рабочего ор-

гана осуществляется при подаче напряжения на СПП. В такой конструкции важно как обеспечение необходимого усилия при торможении (около 5 Н), так и достаточно большого зазора ($\sim 0,05$ мм) при снятии тормозного воздействия. Другим примером использования такой схемы может служить привод подачи резца прецизионного токарного станка для обработки миниатюрных изделий (ход $\sim 0,2$ мм, усилие резания ~ 10 Н).

При подаче напряжения U на СПП 1 его длина увеличивается и он своим сферическим наконечником 4 действует на вставку рычага 3, перемещая выходное звено 6 вверх. В точке контакта А возникают контактные деформации, которые уменьшают перемещение выходного звена 6. В отличие от идеальной схемы разноплечного абсолютно жесткого рычага с идеальным шарниром, в рассматриваемой схеме возникают дополнительные изгибные деформации самого рычага и упругого шарнира, которые также уменьшают перемещение выходного звена. Идеальный коэффициент мультиплексии, соответствующий схеме абсолютно жесткого рычага с идеальным шарниром, определяется выражением

$$k_0 = \frac{\xi_0}{\xi_{A0}} = \frac{OB}{AB},$$

где ξ_0 - перемещение точки 0 и ξ_{A0} - перемещение точки А без учета деформаций.

Таким образом, мультиплексия рассматриваемой системы будет существенно меньше, чем у идеальной схемы (расчет действительного коэффициента мультиплексии приведен в главе 5).

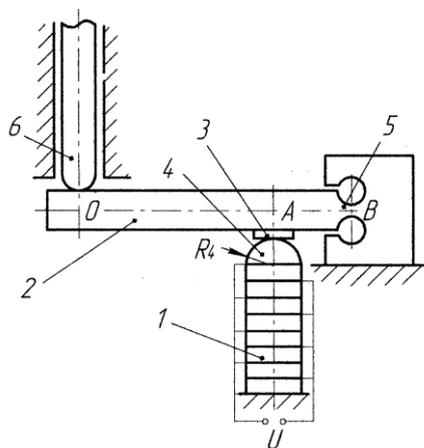
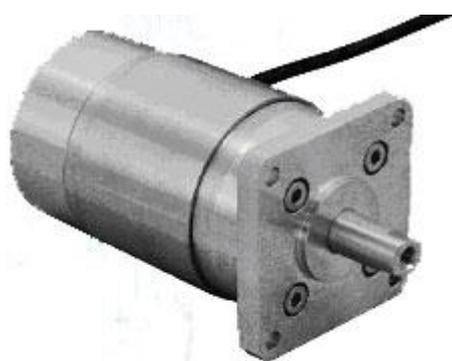
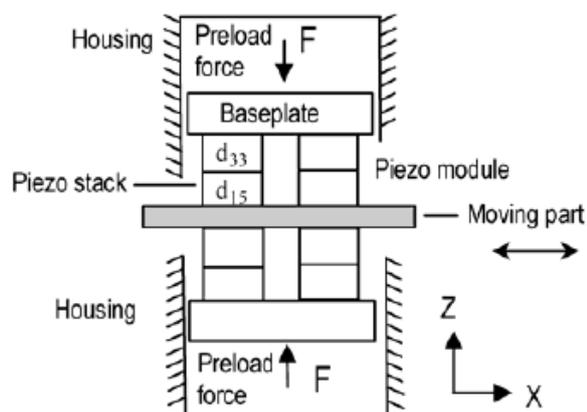


Рис. 3.14. Пьезоэлектрический модуль с рычажной системой мультиплексии

Составные пьезопреобразователи могут развивать большие силы, поэтому их можно использовать в качестве приводных элементов для компенсации износа инструмента в металлообрабатывающих станках. В случае, когда необходимы относительно большие перемещения и силы, составные преобразователи используются в качестве элементов шаговых пьезодвигателей. На рис. 3.15 показан общий вид такого пьезодвигателя и схема его работы [38]. Разработанный компанией PI пьезодвигатель развивает силу до 600 Н и имеет рабочий ход 20 мм при минимальном шаге 0,01 мкм при скорости 0,5 мм/с, погрешность позиционирования не более 0,005 мкм достигается за счет обратной связи по положению при помощи линейного инкрементального энкодера.



а



б

Рис. 3.15. Линейный шаговый пьезодвигатель: а – внешний вид, б – принцип действия [38]

Принцип действия пьезодвигателя заключается в следующем. Подвижный шток (Moving part) зажат двумя парами составных пьезопреобразователей (Piezo stack) d_{33} и d_{15} при помощи постоянной силы (Preload force), которую обеспечивает пружина (на рис.3.15 не показана). Пьезопреобразователи d_{33} работают на растяжение-сжатие, а d_{15} работают на сдвиг. Для осуществления движения штока вправо на правые пьезопреобразователи d_{33} подается такое напряжение, при котором они укорачиваются (по оси Z), а на левые пьезопреобразователи d_{33} подается напряжение, при котором они удлиняются. Далее на левые преобразователи d_{15} подает-

66

ся напряжение, при котором их поверхности, контактирующие со штоком, сдвигаются вправо (по оси X). Тем самым обеспечивается перемещение штока вправо на один шаг. Размер шага зависит от величины напряжения на d_{15} . Далее шток зажимают правые d_{33} , а левые d_{33} отпускают шток. Подается напряжение на правые d_{15} , обеспечивая перемещение штока по оси X еще на один шаг.

Для трубчатых пьезопроводов применение рычажной системы с упругими шарнирами малоэффективно. Силы, развиваемые такими приводами, малы по сравнению с СПП, а малые перемещения (3 – 5 мкм) трубчатых приводов будут «съедены» деформациями механической передачи. Для таких пьезопроводов более перспективно последовательное соединение трубчатых пьезопреобразователей, обеспечивающее увеличение перемещения с сохранением силы привода. Для уменьшения габаритов они могут располагаться коаксиально внутри друг друга (рис. 3.16). В корпусе 1 зафиксирован трубчатый пьезопреобразователь 2, конец которого при помощи металлической втулки 3 приклеен к концу более тонкого трубчатого пьезопреобразователя 4. В свою очередь второй конец пьезопреобразователя 4 через втулку 5 прикреплен к третьему трубчатому пьезопреобразователю 6, на конце которого находится рабочий орган 7 (например, игла). Напряжение U подается на внешний электрод пьезопреобразователя 4 и внутренний электрод пьезопреобразователя 6 (внешние электроды пьезопреобразователей 2 и 6 и внутренний электрод пьезопреобразователя 4 заземлены). Направление вектора поляризации всех пьезопреобразователей выбрано таким образом, что при подаче напряжения U длина пьезопреобразователей 2 и 6 увеличивается, а длина пьезопреобразователя 4 уменьшается, поэтому перемещение рабочего органа 7 будет равно сумме перемещений всех пьезопреобразователей. Если один из преобразователей, например преобразователь 6, будет иметь внутренний электрод, разделенный вдоль оси на четыре независимых электрода, то возможно получение траектории рабочего органа 7, перпендикулярной его оси за счет изгибных деформаций преобразователя 6. При проектировании таких устройств нужно иметь в виду, что соединение трубчатых пьезопроводов через втулки при помощи клея испытывает деформации сдвига при осевой нагрузке на рабочий орган. Клеевое соединение тем прочнее, чем тоньше слой клея

между сопрягаемыми поверхностями, поэтому соединение втулки с двумя трубчатыми пьезопреобразователями должно быть выполнено по возможности точно и с минимальными зазорами.

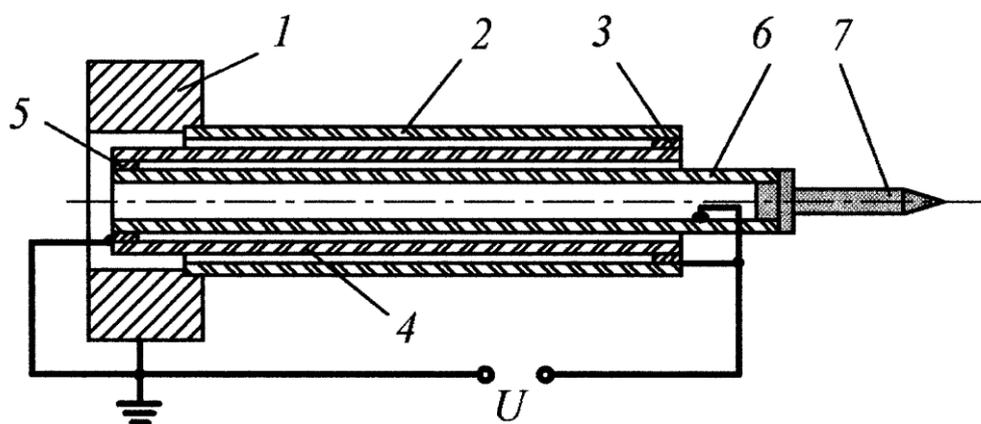


Рис. 3.16. Последовательное соединение трубчатых пьезопреобразователей

Рассмотренные методы мультиплексии перемещений позволяют увеличить перемещения микромеханического модуля в несколько раз, при этом общие габариты устройств повышаются незначительно.

3.4. МОДУЛИ МИКРОПЕРЕМЕЩЕНИЙ С БИМОРФНЫМИ ПЬЕЗОПРИВОДАМИ

В некоторых случаях необходимо увеличить перемещение БПП. Такие задачи встречаются при разработке миниатюрных оптико-механических систем сканирования. Самый простой способ – это увеличение как длины ПКП l_1 , так и длины рессоры L (рис. 3.10), однако полезные нагрузки такой системы существенно уменьшаются, резко понижается первая собственная частота системы и увеличивается линейный размер. В устройстве возникает опасность выхода из строя БПП, т.к. при больших усилиях возникают деформации растяжения в хрупких пьезокерамических элементах, что может привести к трещинам. Возможно многоступенчатое последовательное соединение нескольких БПП в одном механизме, что

приводит к уменьшению размеров конструкции в целом, но при этом уменьшается жесткость всей упругой системы (преобразование становится неэффективным при 5...6 ступенях, соединенных последовательно) [9]. Такая конструкция (рис. 3.17) имеет пьезоэлектрические элементы 1 и 2, установленные с двух сторон на пластине 3 с несколькими параллельными прорезями, которая закреплена на основании 4. При отсутствии напряжения точки A , B_0 , C_0 , D_0 находятся в одной плоскости. При подаче напряжения на пьезоэлементы перемещение точки D возрастет пропорционально количеству последовательно соединенных БПП (в нашем случае $\xi_0 = 3\xi_1$). Здесь необходимо отметить, что рессора 3 имеет перегиб в средней части, поэтому пьезоэлементы 1 и 2 имеют противоположную поляризацию. Эта конструкция может быть использована в качестве реле или пневматического или гидравлического распределительного устройства (сопло-заслонка).

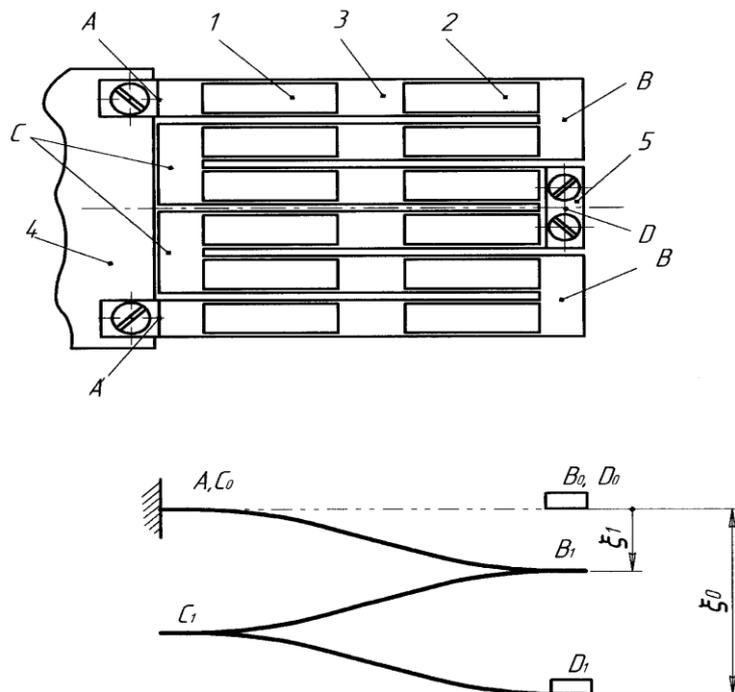


Рис. 3.17. Устройство с последовательным соединением БПП и схема его прогиба

На рис. 3.18 а, б показано устройство, мультиплексия углового перемещения которого достигается за счет применения рычажной системы

[46]. На плоской рессоре 1 (ее вид – на рис. 3.18 г) установлены четыре БПП 2. В средней части рессоры на выступах Е, D (которые служат рычагами) закреплена нежесткая рессора 3, в центре которой находится выходное звено 4 (например, зеркало). При подаче напряжения на БПП рессора изгибается по S-образной форме (рис.3.18 в), а точки В и С поворачиваются на угол ψ . Благодаря тому, что выступы Е, D остаются неизогнутыми, точка О гибкой рессоры 3 повернется на угол $\varphi > \psi$ за счет изгиба рессоры 3. Мультиплексия углового перемещения выходного звена зависит от соотношения размеров выступов Е, D и рессоры 3.

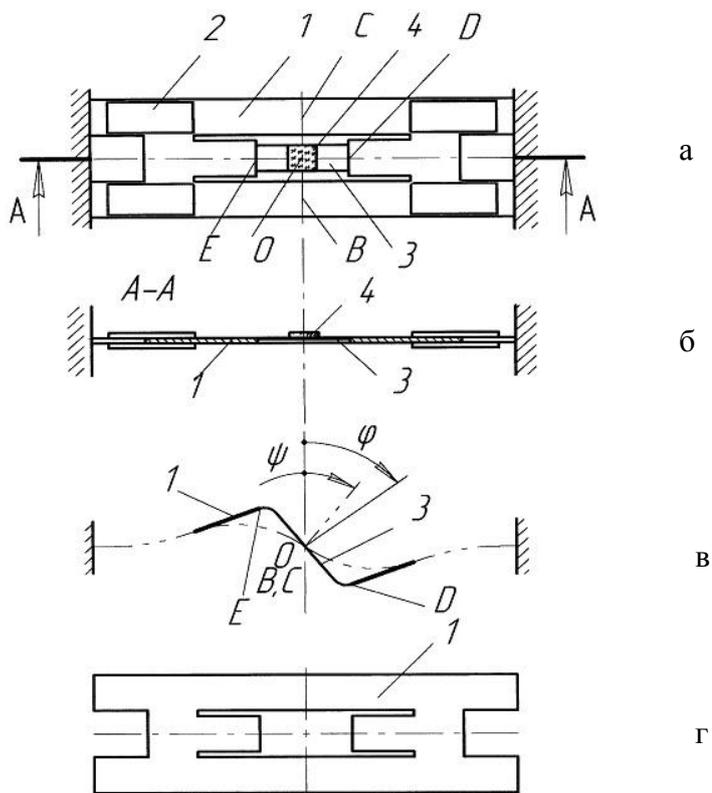


Рис. 3.18. Устройство мультиплексии углового перемещения и схема его работы

Параллельное соединение БПП не увеличивает перемещение выходного звена устройства, однако кратно повышает жесткость и его силовые характеристики. Современные технологии напыления пьезоактивного материала на плоские упругие металлические пластинки дают возможность создать чрезвычайно компактную конструкцию многослойного БПП с вы-

сокими удельными силовыми характеристиками (рис. 3.19) [9]. На плоские спиральные рессоры 1 нанесены пьезокерамические слои 2 и 3, которые формируют спиральный БПП. Посредством винта-стяжки 4 с толкателем 5 спиральные БПП образуют параллельную структуру. Рессоры 1 закреплены на основании 6 при помощи винтового соединения. Здесь возможно достижение перемещений порядка 5 мм и силой на конце БПП до 1 Н при общих габаритах конструкции $\text{Ø}80 \times 20$ мм и при количестве спиральных ПП до 10 элементов. Такие компактные конструкции перспективны для осуществления перемещения объективов малогабаритных оптических устройств.

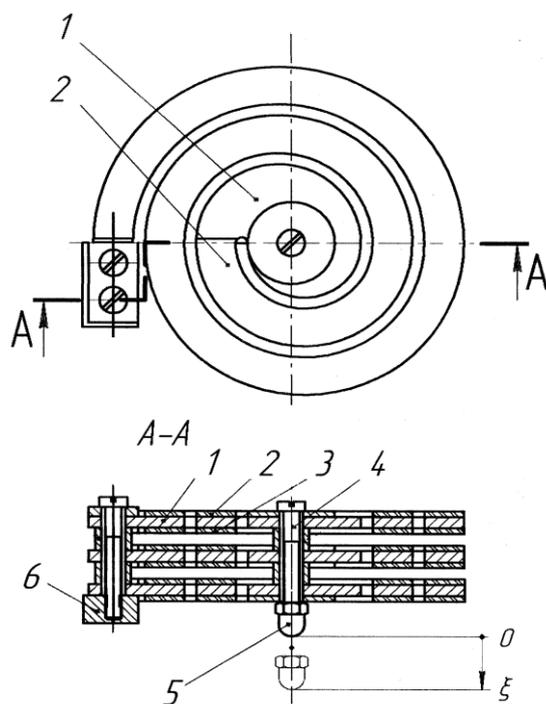


Рис. 3.19. Параллельное соединение спиральных БПП

Таким образом, пьезоэлектрические модули, основанные на применении составных, трубчатых и биморфных пьезоприводах, позволяют создать компактные системы микроперемещений в широком спектре перемещений и механических нагрузок. БПП позволяют укоротить кинематические цепи модуля. БПП является по своим свойствам упругими элементами, поэтому они могут играть роль упругих передаточных механизмов (например, быть эквивалентом рычага). Возможностям применения БПП посвящена следующая глава.

Глава 4. КИНЕМАТИКА МОДУЛЕЙ МИКРОПЕРЕМЕЩЕНИЙ С БИМОРФНЫМИ ПЬЕЗОПРИВОДАМИ

В микромеханике широко используются упругие устройства в качестве механических передач. Это объясняется их существенными достоинствами: высокой точностью параметров движения, надежностью, долговечностью, автономностью в работе, отсутствием трения скольжения, люфтов, износа, технологичностью изготовления [50]. Эти устройства не содержат активных элементов, т.е. эти кинематические цепи служат только для преобразования и передачи движения и не используются для преобразования электрической энергии в механическую. Для обеспечения заданной траектории движения выходного звена при применении традиционного электромеханического привода с упругими кинематическими связями характерна следующая функциональная схема (рис. 4.1). На схеме основной линией показана механическая связь, пунктирной линией – механическая обратная связь (силовое воздействие нагрузки), штрих-пунктирной линией показана электрическая связь элементов. В таком приводе электрический управляющий сигнал от системы управления 1 подается на преобразующий элемент 2, который на выходе дает механическое перемещение входного жесткого звена 3, которое в свою очередь за счет кинематических связей преобразуется упругими передаточными звеньями 4 (упругие рычаги, различные пружины, нити и т.д.) в движение выходного жесткого звена 5. В таких упругих устройствах преобразование траектории движения осуществляется также за счет механических связей с упругими направляющими звеньями 6 (упругие параллелограммы, упругие шарниры и т.д.), которые осуществляют развязку движущихся элементов цепи с неподвижным звеном (корпусом) и заданную форму траектории движения выходного звена. Соппротивление механической нагрузки, т.е. механическая обратная связь от выходного жесткого звена 5 передается на все механические звенья 2, 3, 4, 6, изменяя траекторию движения этих звеньев.

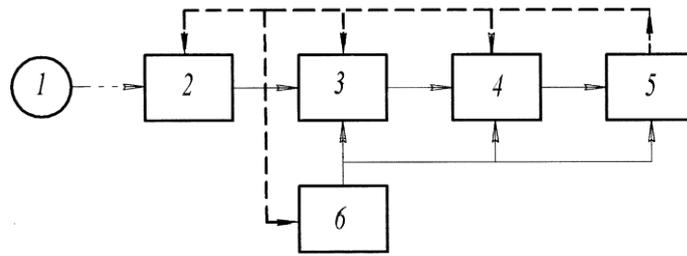


Рис. 4.1. Функциональная схема традиционного электромеханического привода с упругими кинематическими устройствами

При использовании БПП, которые служат не только для преобразования электрической энергии в механическую, но и играют роль упругих кинематических звеньев, кинематические цепи таких приводов существенно сокращаются. Функциональная схема такого нового упругого устройства с БПП показана на рис. 4.2 (изображение механических и электрических связей аналогично предыдущей схеме). Здесь электрический сигнал от системы управления 1 поступает одновременно на БПП, служащие как упругими направляющими звеньями 2, так и упругими передаточными звеньями 4, которые задают траекторию движения жесткого выходного звена 5. Движение от упругих звеньев с БПП 2 через промежуточные жесткие звенья 3 передается к звеньям с БПП 4 и от них - к выходному звену 5. Механическое воздействие нагрузки в отличие от предыдущей схемы оказывается на преобразующие элементы 2, 3, 4, а также на выходное звено 5. При механическом внешнем воздействии система управления может корректировать траектории движения всех упругих звеньев по отдельности, т.к. они одновременно являются преобразующими. Сравнивая эти две функциональные схемы, можно сделать вывод о том, что схема с БПП имеет более короткую кинематическую цепь и большие функциональные возможности для коррекции и управления траекторией выходного звена.

Довольно часто встает задача получить не просто большое перемещение выходного звена, но и получить его движение с определенной траекторией.

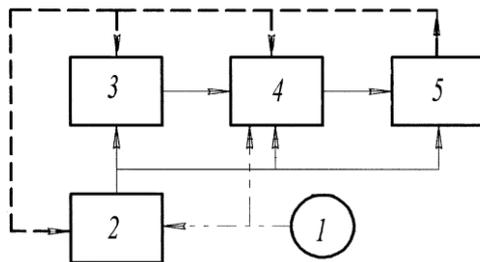


Рис. 4.2. Функциональная схема электромеханического привода с упругими биморфными пьезоэлектрическими звеньями

Здесь речь идет о колебательном (качательном) движении выходного звена упругих устройств с малыми перемещениями из-за ограничения по деформациям. Кинематика упругих устройств, позволяющих совершать движение выходного звена по жестко определенной траектории, давно и глубоко исследована и широко применяется в приборах и микроманипуляционных системах [2, 16].

Можно выделить основные кинематические цепи модулей микроперемещений, которые передают выходному звену устройства определенную траекторию движения. Эти кинематические цепи могут содержать как преобразующие элементы (пьезоэлектрические преобразователи), так и пассивные упругие элементы. Выходное звено может воспроизводить движение по траекториям следующих типов: прямолинейным и криволинейным (с постоянной и управляемой формой траектории). Криволинейные траектории могут проходить по линии (по дуге в плоскости или по винтовой линии), а также по замкнутой линии. В частности траектории могут быть круговыми, эллиптическими, «8»-образными и т.д. Эти траектории постоянной формы, а также меняющиеся от цикла к циклу траектории, могут быть воспроизведены только при помощи системы управления, задающей не только значение перемещения, но и форму траектории. Для обеспечения управляемой формы траекторий движения точек выходного звена необходимо иметь кинематические цепи с двумя и более степенями свободы. К ним можно отнести упругие шарниры с двумя степенями свободы, а также последовательно соединенные упругие кинематические элементы - направляющие и упругие шарниры с одной степенью свободы.

4.1. АКТИВНЫЕ УПРУГИЕ НАПРАВЛЯЮЩИЕ

Как было сказано выше, повышение компактности, точности обработки движений в приборах и иных устройствах может быть достигнуто за счет укорочения кинематической цепи от преобразователя энергии до выходного звена. Для этой цели как нельзя лучше подходят пьезопреобразователи, и особенно биморфные. БПП являются одновременно преобразующими и упругими элементами. Они компактны и легко встраиваются в сами кинематические звенья, тем самым кинематическая цепь укорачивается со всеми вытекающими последствиями [9].

Направляющие механизмы поступательного движения построены по схеме упругого параллелограмма, перемещения которого реализуются упругими плоскими рессорами. Для получения поступательного движения при помощи активных упругих направляющих (АУН) с БПП, на них подают напряжение, при котором БПП изгибаются и соответственно изгибаются рессоры в целом, формируя траекторию выходного звена (рис. 4.3).

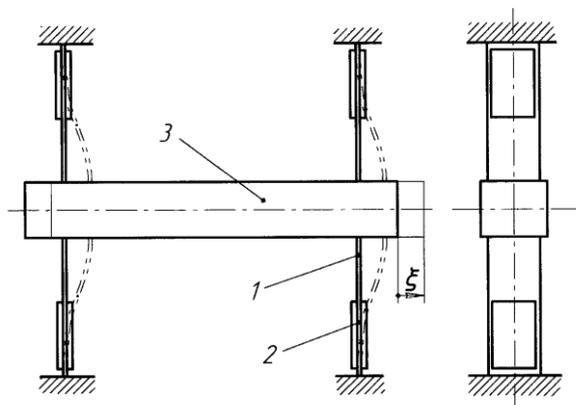


Рис. 4.3. Простейший тип АУН

Кинематическая цепь упругого активного параллелограмма позволяет выходному звену совершать поступательное движение, если рессоры 1 с БПП 2 расположены симметрично относительно оси звена 3.

Использование квазипараллелограмма (рис. 4.4) с круглыми перфорированными рессорами 1, на которых установлены БПП 2, увеличивает жесткость системы в целом при несимметричной нагрузке, действующей на выходное звено 3.

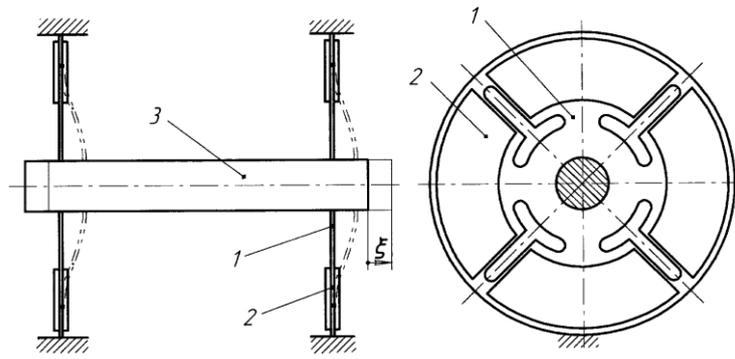


Рис. 4.4. Активный квазипараллелограмм

Механизм активного упругого параллелограмма может быть использован для получения эффекта вибротранспортирования. Вибропитатель миниатюрных деталей (рис. 4.5), работающий на частотах 50 - 150 Гц, состоит из основания 1, на котором наклонно закреплены плоские рессоры 2 с БПП, и лотка 3 с перемещаемыми деталями 4 [41].

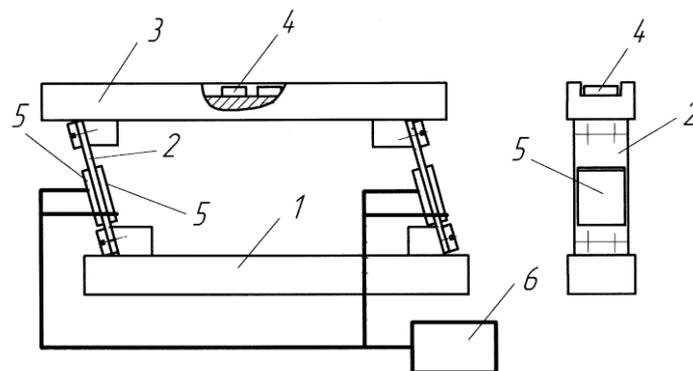


Рис. 4.5. Пьезоэлектрический вибропитатель

Переменное напряжение подается к пьезоэлектрическим элементам 5 от генератора 6. Из-за большой длины рессор с БПП пространство между рессорами свободно. Возможна установка под лотком бункера для деталей, который крепится к самому лотку. В этом случае подача деталей на лоток из бункера может осуществляться при помощи импульсов сжатого воздуха [42].

Для уменьшения вертикальных габаритов могут быть применены упругие направляющие, у которых БПП расположены вдоль рабочего звена. Устройство (рис. 4.6 а) [44] содержит основание 1 с двумя плоскими рес-

тате этого выходное звено 9 вместе с платформой 3 поступательно перемещается вдоль оси на расстояние ξ . Такая упругая система отличается повышенной жесткостью и силой, развиваемой пьезоприводом.

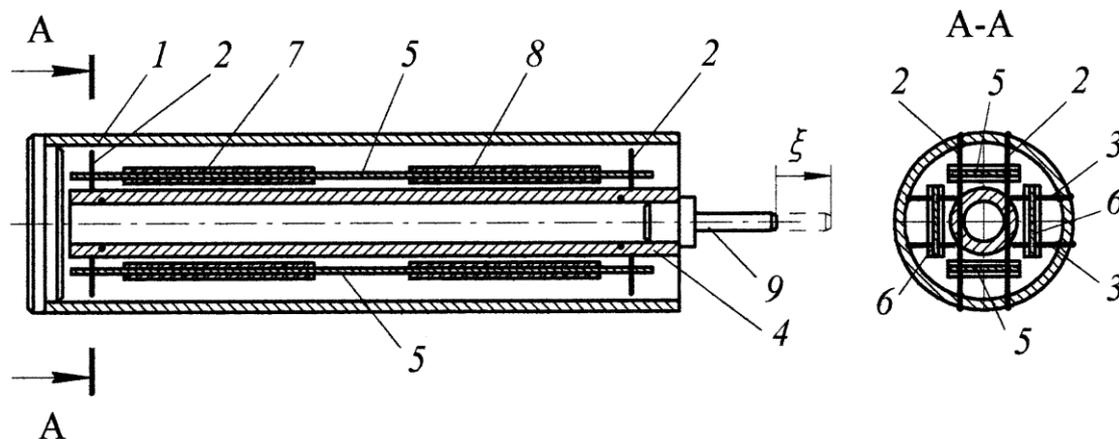


Рис. 4.7. Модуль поступательных перемещений на базе четырех рессор с БПП

Приведенный модуль поступательных перемещений на базе четырех рессор с БПП с габаритами $\varnothing 8 \times 60$ мм имеет ход 0,2 мм при блокирующей силе 2 Н.

4.2. АКТИВНЫЕ УПРУГИЕ ШАРНИРЫ

Для создания качательного движения относительно неподвижной точки могут быть использованы активные упругие шарниры (АУШ) с БПП [9]. Они также выполняют две функции – функцию задания кинематики движения и функцию преобразования электрической энергии в механическую. Здесь важно, что из-за малой массы и размеров БПП его инерционные характеристики мало влияют на динамику конечного звена (в противоположность устройству, имеющему электромеханический привод и передачу). По аналогии с упругими шарнирами АУШ обладают такими же достоинствами. Кроме того, установка БПП на самом шарнире резко сокращает кинематическую цепь от преобразователя энергии до выходного звена и соответственно уменьшает габариты устройства в целом, а также увеличивает его быстродействие и точность отработки углового перемещения.

При качательном движении жесткого звена за счет АУШ для многих задач приборостроения важно иметь фиксированную точку качания, т.е. мгновенный центр скоростей жесткого звена должен оставаться постоянным (например, для зеркальных сканирующих устройств). Рассмотрим некоторые схемные решения АУШ. Наиболее простой вариант АУШ (рис. 4.8) представляет собой защемленную с двух сторон плоскую рессору 1 с закрепленными на ней симметрично двумя БПП 2 и 3. Посередине рессоры установлено жесткое выходное звено (стержень) 4. При подаче напряжения на БПП 2 и 3 со сдвигом фаз 180^0 изгиб рессоры будет иметь волнообразную форму. Точка O на рессоре остается неподвижной, а звено 4 будет совершать качательное движение вокруг точки O . Угол поворота такого устройства φ составляет обычно доли градуса. Возбуждая колебания второй формы изгибной моды в данной упругой системе, можно добиться значительных амплитуд угловых смещений звена 4 ($\varphi = 2^0$ - 5^0). Если необходимо устройство, в котором конечное звено может иметь изменяемую ось качания, то эта задача легко решается за счет разницы подаваемого на БПП 2 и 3 напряжения. В зависимости от соотношения амплитуд электрических напряжений, подаваемых на БПП 2 и 3, координата мгновенного центра скоростей O жесткого звена 4 может изменяться по программе. В этом случае система имеет две степени свободы. При своей простоте данные варианты АУШ имеют серьезный недостаток – из-за малой жесткости рессоры в направлении, перпендикулярном ее плоскости, могут возникнуть паразитные колебания точки O , что приведет к спонтанным смещениям оси качания шарнира.

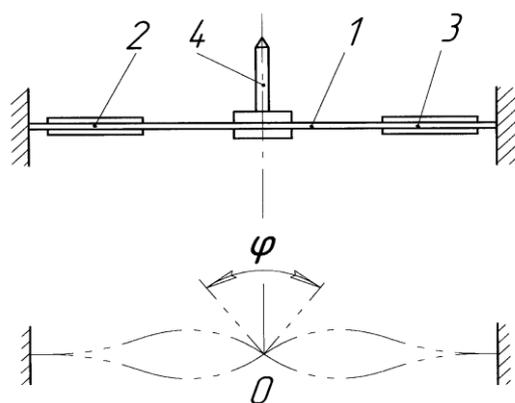


Рис. 4.8. Простейший пьезоэлектрический АУШ

Для устранения указанного недостатка возможно крестообразное соединение двух рессор в точке O – центре качания (рис. 4.9). Две рессоры 1 и 2 с БПП 3 имеют общую центральную часть в точке O . В этом случае жесткость системы в направлении, перпендикулярном плоскости рессор, становится высокой. В качестве недостатка можно отметить увеличение габаритов по сравнению с первым вариантом. Для увеличения угла поворота φ можно применить последовательное соединение таких АУШ (рис. 4.10). Устройство имеет БПП 1 на рессорах 2, которые зафиксированы на осях 3, каждая из которых установлена в корпусе предыдущего АУШ.

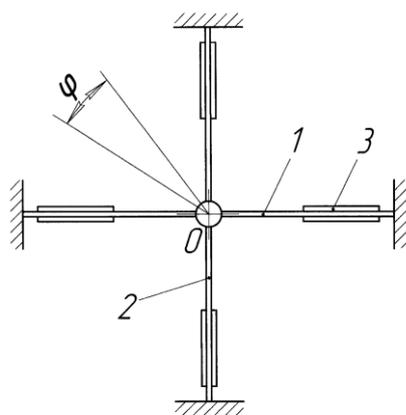


Рис. 4.9. Крестообразный АУШ.

Такая конструкция имеет большую инерционность из-за массивных кольцевых корпусов АУШ, поэтому быстродействие устройства низкое.

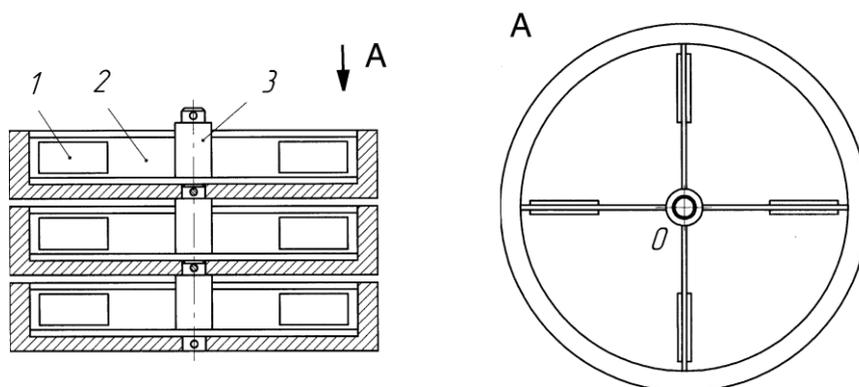


Рис. 4.10. Последовательное соединение АУШ

В ряде случаев по конструктивным соображениям (когда место нахождения оси качания занято) могут быть рекомендованы асимметричные АУШ (рис. 4.11). Рессоры 1 и 2, имеющие БПП 3 и 4, закреплены на жестком звене 5 под некоторым углом, не равном 0 и π . Центр качания находится в мгновенном центре скоростей жесткого звена 5. Однако его движение может оказаться вне границ устойчивости в динамических режимах, и центр качания будет «гулять».

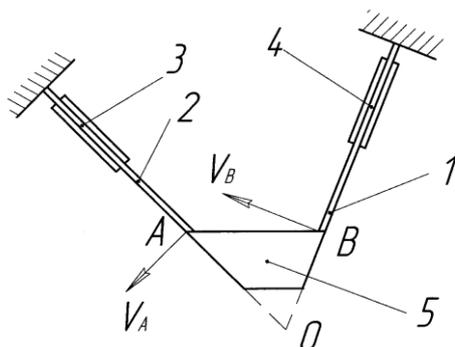


Рис. 4.11. Асимметричный АУШ

Все приведенные АУШ имеют незначительные углы поворота, что связано с кинематическими особенностями этих схем. На порядок могут быть увеличены углы поворота за счет применения известной в приборостроении скрученной ленты [2]. Устройство со скрученной лентой и приводом от БПП дает выигрыш в компактности и в плавности движения выходного звена по сравнению с электромеханическим приводом [9]. Оно состоит из двух скрученных лент 1 и 2, соединенных жестким звеном 3 со стержнем 4 (рис. 4.12). Один из концов скрученной ленты 1 закреплен в центральной части рессоры 5 с БПП 6. Скрученная лента 2 зафиксирована на основании 7. При подаче напряжения на БПП центральная часть рессоры 5 перемещается вместе с концом ленты 1 на расстояние ξ . Ленты начинают раскручиваться и стержень 4 поворачивается на угол φ и смещается на расстояние $\xi/2$. Таким образом, выходное звено двигается по винтовой линии. Чтобы получить движение по окружности, необходимо применить симметричную схему, закрепив второй конец ленты 2 на второй рессоре с БПП. При габаритах устройства $100 \times 60 \times 10$ мм можно получить угол поворота около 20° . Такое устройство обладает пониженной жесткостью на

скручивание, поэтому его целесообразно использовать в качестве стрелочных указателей или в оптических системах для сканирования луча с малыми скоростями при помощи качающегося миниатюрного зеркала, а также в ультразвуковых медицинских сканерах.

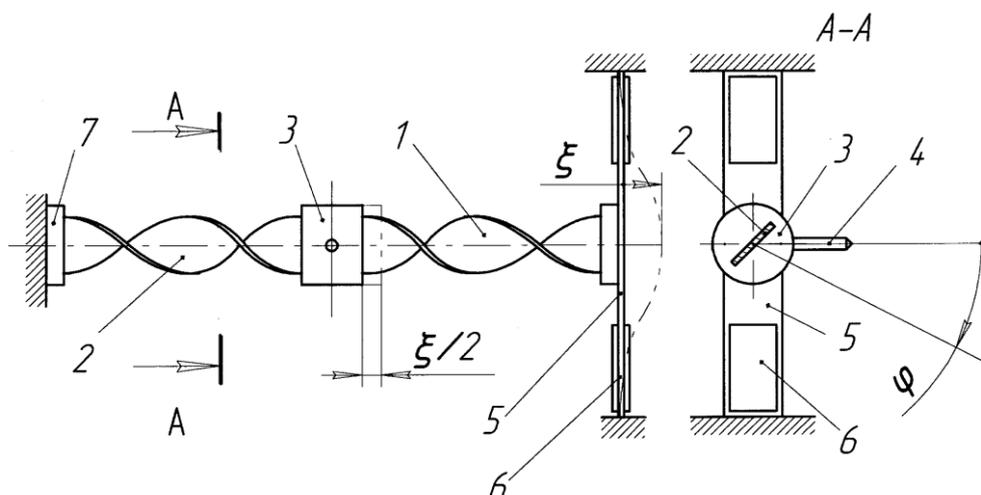


Рис. 4.12. Устройство поворота со скрученной лентой и БПП

Движение выходного звена по винтовой линии используется для вибротранспортирования деталей в миниатюрных вибробункерах. Эти системы имеют высокую крутильную жесткость и работают обычно в окolorезонансных режимах. Такой пьезоэлектрический вибробункер (рис. 4.13) для миниатюрных деталей часовой промышленности имеет на основании 1 три наклонные рессоры с БПП 2, которые закреплены на платформе 3 с наружной чашей, имеющей винтовую дорожку для деталей [45]. При напряжении 100 В с частотой 150 Гц движение деталей осуществлялось со скоростью 4-5 мм/с, что вполне приемлемо для сборочных автоматов.

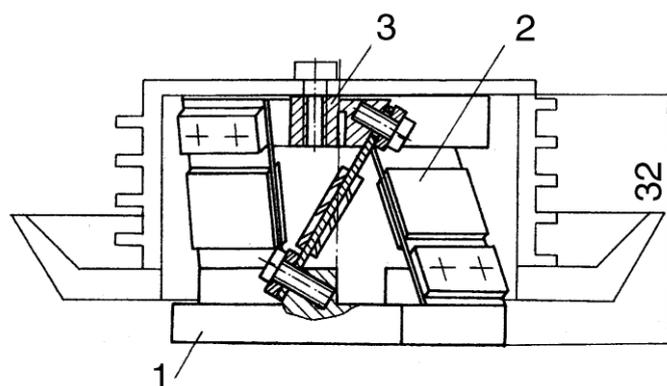


Рис. 4.13. Пьезоэлектрический вибробункер

ки, в двухкоординатных оптических сканирующих устройствах. В последнее время управляемые траектории осуществляются в прецизионных многокоординатных пьезоприводах и оптических системах навигации спутников.

В зависимости от решаемых задач выходное звено микроманипуляционных систем может иметь от двух до шести степеней свободы. Последовательное соединение модулей микроперемещений с пьезоприводами, каждый из которых имеет одну степень свободы, дает возможность управлять формой траекторий движения точек объекта манипулирования. Последовательно-параллельное соединение модулей микроманипулятора с тремя степенями свободы (рис. 4.15) имеет повышенную жесткость по сравнению с микроманипулятором, в котором три БПП соединены последовательно под прямым углом друг к другу. Расположенные в одной плоскости БПП 1 с одной стороны консольно закреплены на основании, а с другой – жестко связаны со второй парой БПП 2, которые параллельны друг другу. С другой стороны БПП 2 связаны с жесткой платформой 3, образуя АУП. В свою очередь, на противоположных гранях платформы 3 зафиксированы два других параллельно расположенных БПП 4, концы которых установлены на второй жесткой платформе 5, образуя второй АУП. На платформе 5 находится выходное звено 6 (например, микроэлектрод).

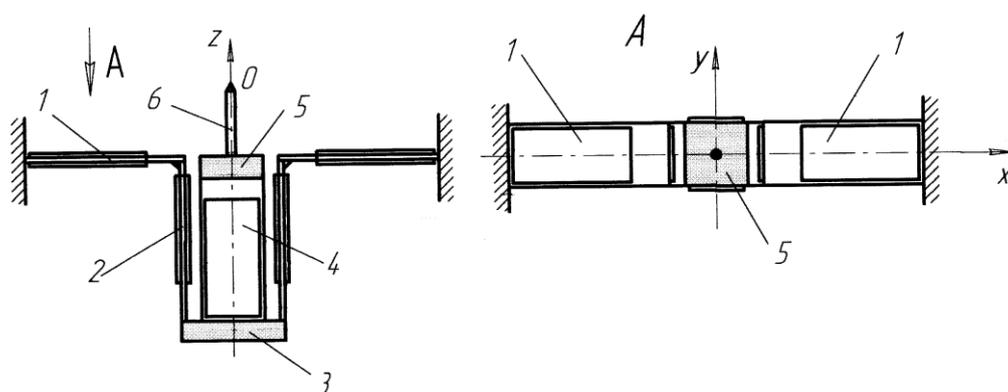


Рис. 4.15. Трехкоординатный микроманипулятор с последовательно-параллельным соединением биморфных пьезоприводов

При подаче напряжения на БПП 1 точка 0 выходного звена совершает перемещение вдоль оси z , при подаче напряжения на БПП 2 точка 0 пере-

мещается по оси x , а при подаче напряжения на БПП 4 точка 0 движется по оси y .

Управление пространственной траекторией движения точек выходного звена может быть осуществлено при помощи параллельных кинематических связей между отдельными БПП. В таких устройствах достигается большая компактность и жесткость системы по сравнению с традиционными схемами последовательного соединения модулей. В последние годы параллельные кинематические связи стали применять в пьезоэлектрических сканирующих устройствах, обеспечивающих качание луча в двух плоскостях. Заслуживают внимания пионерские разработки компании Microvision [35], в которых пьезоэлектрические двухкоординатные сканеры используются для получения изображения непосредственно на сетчатке глаза (Retinal Scanning Display). Сама сетчатка глаза наблюдателя становится непосредственно экраном, на котором с помощью маломощных полупроводниковых лазеров воспроизводится цветное изображение с разрешением 5 мкм. Такие видеосистемы, выполненные в виде шлема или очков, получают распространение в микрохирургии, в авиации и мобильной связи.

Принцип действия двухкоординатного сканера довольно прост: миниатюрное зеркало $\varnothing 4$ мм прикрепляется в центре крестообразного биморфного пьезоэлектрического преобразователя, на элементы которого подается переменное напряжение [20]. Зеркало в таком случае может иметь угловое перемещение в двух плоскостях. Как кинематический элемент, такую упругую систему можно отнести к активным упругим сферическим шарнирам.

Для увеличения угла сканирования, что эквивалентно уменьшению габаритов устройства или увеличению области сканирования, предлагается следующая схема сканера (рис. 4.16) [46]. На четырех плоских металлических рессорах 1 установлены пьезокерамические пластинки 2, которые образуют БПП. При подаче напряжения они изгибаются и передают изгибающие моменты на зеркало 3 через упругие стержни 4. В результате этого жесткое зеркало 3 поворачивается в плоскости действия моментов.

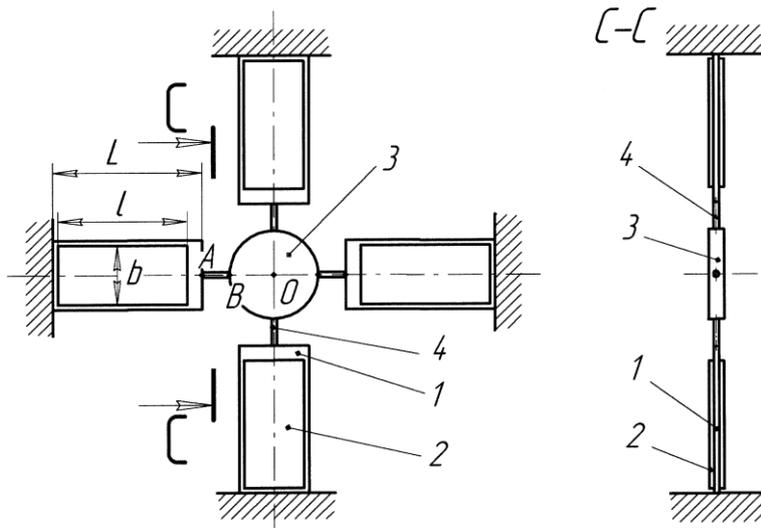


Рис. 4.16. Многокоординатная манипуляционная система с БПП

Резонансный режим работы пьезопривода сканера подразумевает гармоническую зависимость угла качания зеркала от времени, поэтому система воспроизведения изображения должна иметь элемент компрессии передачи данных, зависящей от текущего угла наклона зеркала.

Приведенная схема параллельного соединения четырех БПП позволяет выходному звену (зеркало 3) иметь три степени свободы: качание вокруг двух осей и поступательное перемещение в направлении оси.

Если выходное звено СМП испытывает повышенные механические нагрузки, то можно повысить жесткость устройства по схеме на рис. 4.16, введя параллельные звенья с БПП в каждое из четырех плеч указанной трехкоординатной упругой системы [10]. В микроманипуляторе (рис. 4.17) на основании 1 закреплены рессоры 2 с БПП 3, связанные с крестообразной рессорой 4. В центре рессоры 4 установлено выходное звено 5, имеющее на цилиндрической части резьбу. Положение выходного звена 5 регулируется его поворотом относительно гаек 6, одна из которых припаяна к рессоре 4. На выходном звене 5 установлена также гайка 7, положение которой определяет соотношение между собственными частотами системы. Отверстия 8 в рессорах 2 служат для понижения жесткости рессор. Такое техническое решение СМП позволяет эффективно работать как в резонансном режиме с большими амплитудами, так и в режиме точных пере-

мещений с управляемыми траекториями при относительно больших нагрузках на выходное звено.

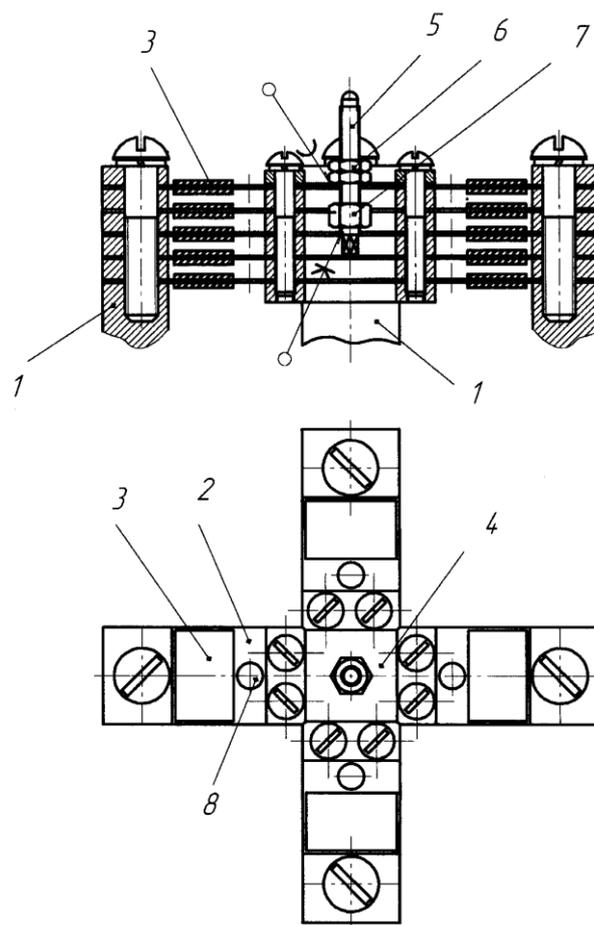


Рис. 4.17. Трехкоординатный микроманипулятор с усиленной схемой

Для микроманипуляторов, предназначенных для автоматической сборки МЭМС, а также для операций на клеточном уровне в биологии, имеется потребность в модулях, имеющих до шести степеней свободы. Такие модули микроперемещений могут быть созданы на базе механизма платформы Стюарта. Эти мехатронные многокоординатные устройства имеют стержневую конструкцию с шестью приводами поступательного перемещения. В современном машиностроении технологические машины такого типа с шарико-винтовыми передачами (станки, координатно-измерительные машины, роботы) получили название гексаподов.

Предлагается шестикоординатный микромеханический модуль с пьезоприводами (рис. 4.18), состоящий из основания 1, на котором при помощи упругих шарниров 2 установлены шесть модулей поступательного движения 3 на базе четырех рессор с БПП (рис. 4.7). Выходные звенья 4 этих модулей при помощи упругих шарниров установлены на подвижной платформе 5 с рабочим органом 6. Управляя перемещением выходных звеньев 4, можно обеспечить пространственное перемещение рабочего органа 6 по шести координатам (три вращательных и три поступательных).

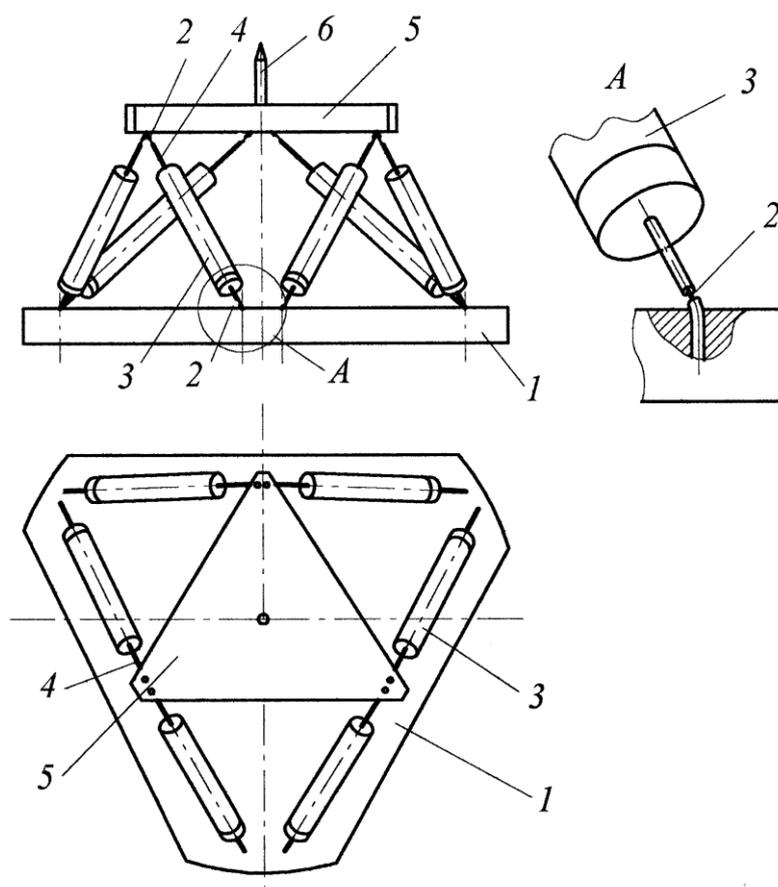


Рис. 4.18. Шестикоординатный микромеханический модуль

Основными преимуществами гексаподного микромеханического модуля являются:

- высокая точность перемещений, обеспечиваемая повышенной жесткостью всех шести модулей поступательного движения;
- улучшенные массогабаритные характеристики вследствие уменьшения числа элементов кинематической цепи;

- высокая степень унификации мехатронных узлов, обеспечивающая технологичность изготовления и конструктивную гибкость.

Используя модули с двумя степенями свободы, можно создать вибрационные пьезоприводы вращения сферы по трем осям [12]. Основным приводным элементом такого устройства может служить БПП с рессорой, аналогичный АУШ, показанному на рис. 4.9. Обычно в пьезодвигателях такой элемент работает в резонансных режимах. Если рессора с БПП возбуждается на первой собственной частоте изгибных колебаний f_1 , то выходное звено (толкатель) будет совершать колебательное движение по прямолинейной траектории, как показано на рис.4.19 а. При возбуждении колебаний на второй собственной частоте f_2 выходное звено будет совершать качательное движение (рис.4.19 б). Если эту колебательную систему настроить таким образом, что $f_2/f_1 = 2$, и подать на БПП бигармоническое напряжение этих частот, то конец выходного звена будет двигаться по 8-образной траектории.

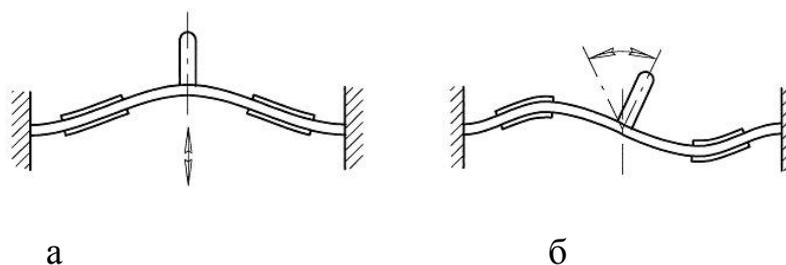


Рис. 4.19. Первая (а) и вторая (б) моды изгибных колебаний БПП

Такая траектория движения позволяет осуществлять однонаправленное движение объекта, контактирующего с толкателем с проскальзыванием. Однако добиться путем расчетов выполнения данного соотношения частот довольно трудно. Поэтому в конструкцию вводится дополнительный регулировочный элемент – масса, расположенная на стержне и имеющая возможность фиксироваться на разном расстоянии h от оси качания (аналогично системе, показанной на рис.4.17). Основная идея заключается в том, что h не влияет на значение f_1 , (влияет только сама масса), но на значение f_2 - влияет пропорционально значению h . Таким образом, регулируя положение массы, можно подгонять частоту f_2 к требуемому соотношению

собственных частот [13]. На рис. 4.20 показана конструктивная схема экспериментального многокоординатного сферического вибродвигателя для навигационной системы спутника, обеспечивающая точное позиционирование шара по трем угловым координатам. Шар в статике опирается на три точки – три толкателя, движение каждого из которых может управляться независимо. Сверху шар прижимается такой же системой вибраторов с толкателями [13]. При помощи программируемого режима колебаний нижней и верхней части вибродвигателя шар может поворачиваться вокруг трех осей. На шаре устанавливается миниатюрная видеокамера, осуществляющая слежение за положением космического объекта относительно звезд.

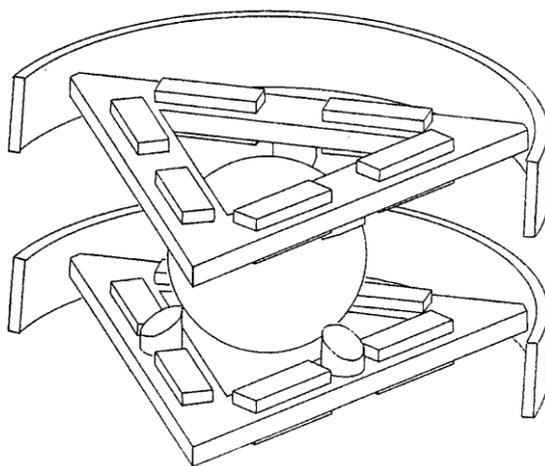


Рис. 4.20. Многокоординатный сферический пьезодвигатель

Из модулей микроперемещений с БПП могут быть составлены последовательные цепи в СМП. В таком случае выходное звено получает несколько степеней свободы. Параллельное соединение рессор с БПП позволяет повысить силу привода на выходе. Кроме того, такое соединение БПП позволяет создать компактные многокоординатные микромеханические модули с параллельными кинематическими цепями.

Для сборки и монтажа микроустройств нужны микроманипуляторы, оснащенные микрозахватными устройствами, которые могут обеспечить высокую точность и надежность позиционирования микродеталей. Основная идея состоит в том, что хват, благодаря особенностям конструкции и управления, кроме функции захвата и удержания детали может реализо-

вать точные перемещения захваченной детали, что отличает его от рабочего органа с традиционной раздельной схемой захвата и позиционирования. Для осуществления этой идеи предложен схват, в котором использованы два БПП, расположенные параллельно и соединенные с корпусом (рис.4.21).

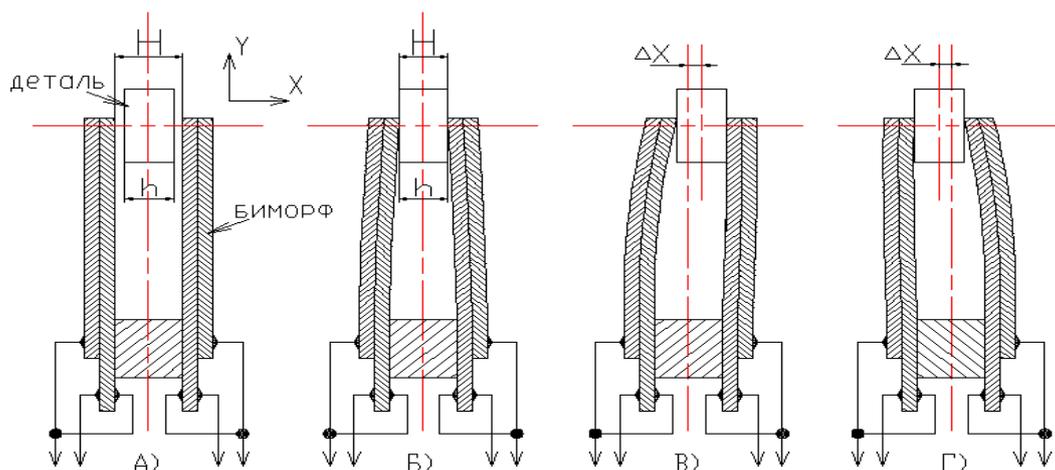


Рис. 4.21. Принцип работы схвата с микропозиционированием: А) деталь не зажата $H > h$. Б) захват детали $H = h$. В) микропозиционирование вправо. Г) Микропозиционирование влево

Очувствление схвата, позволяющее определять силу зажима детали в схвате, осуществляется при помощи изменения резонанса губок схвата при контакте с зажимаемой деталью. Управляющее напряжение подается на центральный электрод каждого пьезобиморфа. Остальная часть схвата заземлена. Каждая губка схвата управляется отдельно от своего источника напряжения. В начальный момент подается одинаковое напряжение на обе губки схвата (рис.4.21 Б), и деталь зажимается. Затем напряжение на одной губке уменьшается, а на другой – увеличивается. Таким образом, можно получить смещение центра детали либо вправо (рис. 4.21 В), либо влево (рис. 4.21 Г).

Таким образом, применение БПП в качестве приводов микроперемещений позволяет укоротить кинематические цепи модулей вследствие того, что БПП являются как элементами преобразования электрической энергии в механическую, так и элементами упругих передаточных механизмов.

Глава 5. РАСЧЕТЫ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МОДУЛЕЙ С СОСТАВНЫМИ И ТРУБЧАТЫМИ ПЬЕЗОПРИВОДАМИ

5.1. УРАВНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ СРЕДЫ

В основе всех расчетов перемещений и силовых нагрузок выходных звеньев модулей с пьезоприводами лежат уравнения, описывающие состояние пьезоэлектрической среды под действием электрического поля и внешних механических нагрузок.

В матричной форме линеаризованные уравнения обратного пьезоэффекта для малых объемов пьезоэлектрической среды можно представить следующим образом [8]

$$S = s^E T + d_t E, \quad (5.1)$$

где S и T – механические деформации и напряжения, E – напряженность электрического поля, s^E – постоянные податливости, d_t – транспонированная матрица пьезомодулей, верхний индекс E означает измерение константы при постоянной напряженности электрического поля (это связано с тем, что в рассматриваемых пьезоприводах распределение зарядов на электродах равномерное). Известны и другие представления уравнений обратного пьезоэффекта, однако для рассматриваемых пьезоприводов уравнения (5.1) наиболее приемлемые. Для пьезокерамических материалов их можно представить в развернутом виде таким образом:

$$\begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \\ S_5 \\ S_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} s_{11}^E & s_{12}^E & s_{13}^E & 0 & 0 & 0 \\ s_{12}^E & s_{11}^E & s_{13}^E & 0 & 0 & 0 \\ s_{13}^E & s_{13}^E & s_{33}^E & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & s_{44}^E & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & s_{55}^E & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & s_{66}^E \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \\ T_6 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & d_{31} \\ 0 & 0 & d_{31} \\ 0 & 0 & d_{33} \\ 0 & d_{15} & 0 \\ d_{15} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{bmatrix}, \quad (5.2)$$

где S_1, S_2, S_3 – деформации растяжения-сжатия, S_4, S_5, S_6 – деформации сдвига, T_1, T_2, T_3 – главные (нормальные) механические напряжения (растяжения-сжатия), T_4, T_5, T_6 – сдвиговые напряжения, $s_{11}^E, \dots, s_{66}^E$ – постоянные

податливости для различных условий состояния пьезосреды, d_{31}, d_{33}, d_{15} – пьезомодули для различных условий состояния пьезосреды (их значения приведены в справочниках, например [28]). Направления осей, обозначенных цифрами 1, 2, 3, соответствует рис.3.1 и совпадает с индексами параметров уравнений (5.2). Отметим, что явление гистерезиса здесь не учитывается.

Для пьезоэлектрических элементов, имеющих толщину (размер по оси 3) намного меньшую, чем остальные размеры уравнения (5.2) существенно упрощаются. Физический смысл упрощения заключается в том, что сдвиговыми деформациями и напряжениями для тонких пластинок можно пренебречь.

5.2. СОСТАВНОЙ ПЬЕЗОПРИВОД

Рассмотрим составной пьезопривод (рис. 3.5), состоящий из пакета пьезокерамических шайб, стянутых шпилькой. Напряжение подается так, как показано на рис.3.6. Рассчитаем перемещение ξ рабочего торца пьезопривода в статическом режиме. Пусть левый торец преобразователя закреплен, а правый может поступательно двигаться вдоль своей оси (рис. 5.1). На него действуют сила предварительной затяжки P_0 , создаваемая резьбовой шпилькой, и сила полезного сопротивления внешней нагрузки P . При подаче электрического напряжения U толщина пьезокерамической шайбы h_p либо увеличивается, либо уменьшается в зависимости от полярности прикладываемого напряжения. Для определенности будем считать, что она увеличивается и преодолевает сопротивление внешней нагрузки. Преобразователь состоит из n пьезокерамических шайб. Следовательно, общее перемещение ξ торца преобразователя в n раз больше, чем изменение толщины одной пьезошайбы.

Пусть толщина пьезошайбы во много раз меньше ее диаметра. Напряжение U подается на электроды, расположенные на плоских поверхностях пьезошайб, поэтому направление оси с номером 3 совпадает с осью пьезопакета. Очевидно, что и направление внешней силы P также совпадает с этой осью. Тогда в уравнениях обратного пьезоэффекта (5.2) пере-

менные $S_1, S_2, T_1, T_2, T_4, T_5, T_6, E_1, E_2 = 0$. В этом частном случае уравнение обратного пьезоэффекта будет иметь вид

$$S_3 = T_3 s_{33}^E + d_{33} E_3, \quad (5.3)$$

где S_3 - относительная деформация одной пьезошайбы в осевом направлении, T_3 - механическое напряжение в осевом направлении, возникающее в ней, s_{33}^E - податливость пьезокерамики, d_{33} - пьезоэлектрический модуль пьезокерамики при действии электрического напряжения в направлении деформации,

$$E_3 = \frac{U}{h_p}, \quad (5.4)$$

где E_3 - напряженность электрического поля при действии электрического напряжения U .

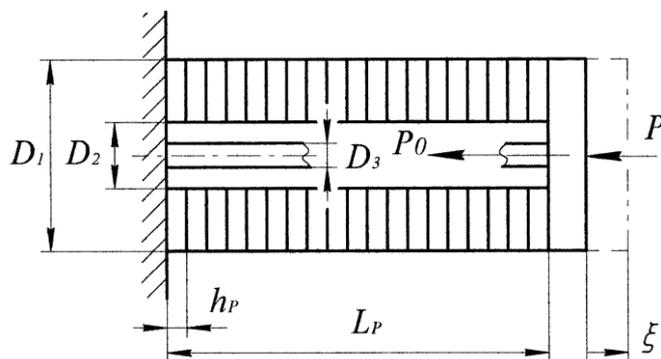


Рис. 5.1. Расчетная схема составного пьезопреобразователя

При предварительном затягивании резьбовой шпильки пакет пьезошайб сжимается, и правый торец перемещается влево на величину

$$\xi_0 = -\frac{P_0 L_p}{\Omega_p Y_{33}},$$

где $\Omega_p = \frac{\pi}{4}(D_1^2 - D_2^2)$ - площадь торцевой поверхности пьезошайбы, Y_{33} - модуль упругости пьезокерамики при действии силы вдоль оси преобразователя. Для линейной модели пьезосреды (5.3) усилие предварительной затяжки не имеет значения, поэтому при подаче напряжения уравнение статики для пьезошайбы будет иметь вид

$$T_3 \Omega_p = -P - T_M \Omega_M, \quad (5.5)$$

где T_M - дополнительное механическое напряжение в резьбовой шпильке, появляющееся из-за деформации пьезошайбы, которая возникает при подаче напряжения U , $\Omega_M = \frac{\pi}{4} D_3^2$ - площадь поперечного сечения тонкой цилиндрической части резьбовой шпильки (D_3 - диаметр цилиндрической части шпильки).

Закон Гука для резьбовой шпильки при подаче напряжения имеет вид

$$T_M = E_M S_M, \quad (5.5)$$

где E_M - модуль упругости шпильки, S_M - ее относительная деформация, которую можно выразить через перемещение торца пьезопреобразователя:

$$S_M = S_3 = \frac{\xi}{L_P}, \quad (5.6)$$

где L_P - общая длина пакета пьезошайб. Подставив (5.4) - (5.6) в уравнение обратного пьезоэффекта (5.3), получим

$$\xi = \frac{\frac{d_{33}}{h_P} U - \frac{s_{33}^E}{\Omega_P} P}{1 + s_{33}^E \frac{\Omega_M}{\Omega_P} E_M} L_P. \quad (5.7)$$

Выражение (5.7) можно представить в виде

$$\xi = B_\xi \cdot U - C_\xi \cdot P, \quad (5.8)$$

где $B_\xi = \frac{d_{33} L_P}{h_P \left(1 + s_{33}^E E_M \frac{\Omega_M}{\Omega_P} \right)}$, $C_\xi = \frac{s_{33}^E L_P}{\Omega_P \left(1 + s_{33}^E E_M \frac{\Omega_M}{\Omega_P} \right)}$.

Как видно из (5.8) перемещение рабочего торца пропорционально подаваемому электрическому напряжению, причем увеличение силы затяжки и внешней нагрузки уменьшает его. В частном случае, когда $\xi = 0$, максимальная сила, которую может развить преобразователь, т.е. блокирующая сила, определяется по формуле

$$P_{\max} = \frac{d_{33} \cdot \Omega_P}{s_{33}^E h_P} U. \quad (5.9)$$

Пьезокерамика – хрупкий материал, поэтому пьезошайбы необходимо проверить на прочность при сжатии:

$$T_{3\max} \leq [T_3],$$

где $T_{3\max} = \frac{P_{\max} + P_0}{\Omega_P}$ - максимальное механическое напряжение сжатия, $[T_3]$

- допустимое механическое напряжение сжатия для пьезокерамики. Обычно силу затяжки выбирают из условия $\frac{P_0}{\Omega_P} = 5 \cdot 10^6 \div 3 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$ [8]. Из нера-

венства и (5.9) следует, что

$$U \leq \left([T_3] - \frac{P_0}{\Omega_P} \right) \frac{s_{33}^E h_P}{d_{33}}.$$

Из этой формулы можно определить максимально допустимое электрическое напряжение, подаваемое на пьезопреобразователь, при заданных остальных параметрах. Практика показывает, что ограничение напряжения основывается не на прочности пьезокерамики, а на допустимой напряженности электрического поля $[E_3]$, при превышении которой может произойти деполяризация пьезокерамики:

$$U_{\max} \leq [E_3] h_P.$$

Для большинства пьезоматериалов $[E_3]$ лежит в диапазоне 1,0 – 1,5 кВ/мм. Характеристика $\xi = f(U)$ линейна при рабочем напряжении до $0,3 \cdot U_{\max}$, поэтому для ММС при толщине пьезоэлемента $h_P \approx 1 \text{ мм}$ напряжение обычно не превышает 300 ÷ 500 В.

Для частного случая, когда $P = 0$, мы получим максимальное перемещение:

$$\xi_{\max} = \frac{d_{33} L_P}{h_P \left(1 + s_{33}^E E_M \frac{\Omega_M}{\Omega_P} \right)} U.$$

Жесткость пьезопривода определим из выражения

$$c_A = \frac{P_{\max}}{\xi_{\max}} = \frac{\Omega_P \left(1 + s_{33}^E E_M \frac{\Omega_M}{\Omega_P} \right)}{s_{33}^E L_P}. \quad (5.10)$$

Из формулы видно, что жесткость привода не зависит от электрических параметров. Она прямо пропорциональна площади пьезошайбы и обратно пропорциональна длине пьезопакета.

Для пьезопреобразователя со следующими параметрами: $L_p = 5,6 \cdot 10^{-2} \text{ м}$, $D_1 = 2,2 \cdot 10^{-2} \text{ м}$, $D_2 = 1,0 \cdot 10^{-2} \text{ м}$, $h_p = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $D_3 = 1,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $s_{33}^E = 1,7 \cdot 10^{-11} \text{ м}^2 \text{ Н}^{-1}$, $d_{33} = 3,3 \cdot 10^{-10} \text{ КН}^{-1}$ (для пьезокерамики марки ЦТС 19), $[T_3] = 3,0 \cdot 10^8 \text{ Нм}^{-2}$, $E_M = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Нм}^{-2}$, при нагрузке $P = 100 \text{ Н}$, $P_0 = 1000 \text{ Н}$, $U = 300 \text{ В}$ расчеты дают следующие результаты: перемещение торца пьезопреобразователя при предварительной стяжке $\xi_0 = -3,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}$, перемещение торца пьезопреобразователя $\xi = 5,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}$, а максимальное перемещение $\xi_{\max} = 5,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ при $P = 0$. Максимальная сила преобразователя $P_{\max} = 1,7 \cdot 10^3 \text{ Н}$, $T_{3\max} = 6,2 \cdot 10^6 \text{ Па}$ при $\xi = 0$. Жесткость привода $c_A = 3,2 \cdot 10^8 \text{ Н/м}$.

Формула (5.7) справедлива и в случае, когда $U < 0$, т.е. при уменьшении поперечного размера пьезошайбы. Однако следует учесть, что в случае недостаточно большой силы затяжки P_0 и отсутствии внешней нагрузки ($P = 0$) весь пакет пьезошайб может потерять монолитность конструкции, т.к. общая длина пакета уменьшится настолько, что деформация предварительно растянутой стяжки S_{M0} будет недостаточной для силового контакта с пакетом. Должно соблюдаться условие $|S_3| \leq |S_{M0}|$, которое выразится следующим образом для силы стяжки:

$$P_0 \geq \frac{d_{33}}{h_p \left(1 + s_{33}^E \frac{\Omega_M}{\Omega_P} E_M \right)} |U|. \quad (5.11)$$

Полезная работа по преодолению внешней нагрузки, произведенная преобразователем при перемещении его торца на величину ξ :

$$A_U = P\xi = \frac{\frac{d_{33}}{h_p} U - \frac{s_{33}^E}{\Omega_P} P}{1 + s_{33}^E \frac{\Omega_M}{\Omega_P} E_M} L_p P. \quad (5.12)$$

Численное значение полезной работы при указанных выше параметрах составляет около $5,2 \cdot 10^{-4}$ Дж.

5.3. МОДУЛЬ МУЛЬТИПЛЕКЦИИ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ

Рассмотрим пьезоэлектрический модуль с рычажной системой мультиплекции (рис. 3.14). Цель расчета – определение основных параметров модуля при заданных внешних воздействиях. Представим расчетную схему устройства в виде одномерной статически неопределимой упругой системы (рис. 5.2.а), состоящей из консольно закрепленного ступенчатого стержня с промежуточным шарниром в точке А (являющейся точкой контакта рычага со сферическим наконечником). Этот промежуточный шарнир находится на упругом основании, которое перемещается вверх за счет составного пьезопривода (на схеме оно показано в виде пружины). Упругое основание по действию является эквивалентом проявления контактных деформаций вставки рычага и сферического наконечника. Короткая тонкая часть стержня длиной b и толщиной h является эквивалентом упругого шарнира системы. Сила F в точке 0 – это внешняя нагрузка со стороны выходного звена системы. Сила P характеризует воздействие пьезопривода на рычаг. Под действием этих сил ступенчатый стержень деформируется, что приводит к перемещениям точек А и 0 (рис. 5.2. б). Ось x на расчетной схеме совпадает с осью недеформированного стержня (рычага), ось y направлена вертикально вверх, начало координат совпадает с точкой 0 приложения силы F . Найдем перемещение ξ_0 точки 0 и действительный коэффициент мультиплекции перемещений

$$k_R = \frac{\xi_0}{\xi_{A0}}, \quad (5.13)$$

где ξ_{A0} - перемещение рабочего торца пьезопривода. Найдем также максимальные значения перемещения ξ_0 и действительного коэффициента мультиплекции k_R при фиксированных габаритах модуля и нагрузке F .

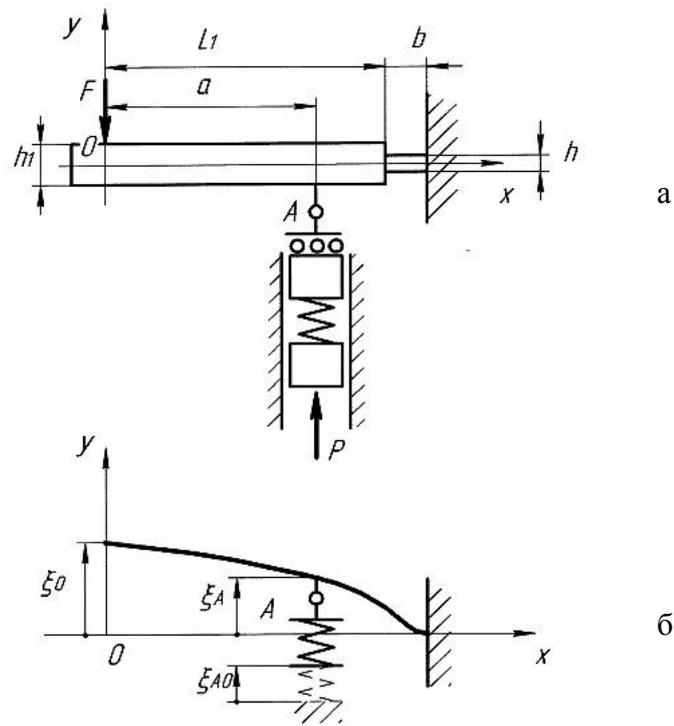


Рис. 5.2. Расчетная схема мультиплексной системы:
 а – схема действия сил; б – схема перемещений

Для идеальной схемы с абсолютно жестким рычагом, когда упругий шарнир представляется в виде идеального шарнира в месте заделки, коэффициент мультиплексии перемещений можно определить следующим образом:

$$k_0 = \frac{L_1 + b}{L_1 + b - a}, \quad (5.14)$$

где L_1 - длина первого (утолщенного) участка рычага.

Для расчета рассматриваемой статически неопределимой системы выберем основную систему в виде консольного стержня (рис. 5.2.б), в которой действие пьезопривода заменим силой P . Для определения перемещений воспользуемся методом Мора с учетом перерезывающих сил. Перерезывающие силы оказывают существенное влияние на перемещения в связи с тем, что длина участка упругого шарнира соизмерима с его толщиной, а точка приложения силы P при большой мультиплексии должна на-

ходиться вблизи упругого шарнира. Найдем перемещение в точке А, приложив к ней единичную силу $\bar{1}$, направленную вверх:

$$\xi_A = -\int_0^a 0 \cdot Fx \lambda_1 dx + \int_a^{L_1} 1 \cdot (x-a) [P(x-a) - Fx] \lambda_1 dx + \int_{L_1}^{L_1+b} 1 \cdot (x-a) [P(x-a) - Fx] \lambda_2 dx + \\ + \int_a^{L_1} k \cdot 1 \cdot P \gamma_1 dx + \int_{L_1}^{L_1+b} k \cdot 1 \cdot P \gamma_2 dx \quad ,$$

где λ_1 - податливость сечения первого участка стержня длиной L_1 , λ_2 - податливость сечения второго (тонкого) участка длиной b , γ_1 и γ_2 - податливости сечений при сдвиге первого и второго участков, k - коэффициент формы сечения участка (в нашем случае для прямоугольного сечения обоих участков $k = 1, 2$). Указанные параметры в приведенном выражении определяются следующим образом:

$$\lambda_1 = \frac{1}{E_{M1} J_1}, \quad \lambda_2 = \frac{1 - \mu_2}{E_{M2} J_2}, \quad \gamma_1 = \frac{1}{G_1 \Omega_1}, \quad \gamma_2 = \frac{1}{G_2 \Omega_2},$$

где E_{M1}, E_{M2} - модули упругости соответствующих участков, J_1, J_2 - моменты инерции сечений соответствующих участков, которые определяются выражениями

$$J_1 = \frac{b_1 h_1^3}{12}, \quad J_2 = \frac{b_2 h^3}{12},$$

где b_1 - ширина рычага на первом участке, b_2 - ширина рычага на втором участке. Модули упругости при сдвиге находятся по формулам:

$$G_1 = \frac{E_{M1}}{2(1 + \mu_1)}, \quad G_2 = \frac{E_{M2}}{2(1 + \mu_2)},$$

где μ_1 и μ_2 - коэффициенты Пуассона для первого и второго участков, Ω_1 и Ω_2 - площади поперечного сечения первого и второго участков. Здесь необходимо дать пояснение по поводу формулы для нахождения λ_2 . В связи с тем, что второй участок короткий и его высота h сравнима как с длиной этого участка b , так и его шириной b_2 , в нем присутствует цилиндрический изгиб [48], поэтому в формуле присутствует коэффициент Пуассона μ_2 .

Произведя вычисления, получим перемещение точки А как функцию $\xi_A = f(F, P)$:

$$\begin{aligned} \xi_A = & \left(-\frac{1}{3}\lambda_2 b^3 - \frac{1}{3}\lambda_1 L_1^3 + \lambda_2 a L_1 b + \frac{1}{2}\lambda_1 L_1^2 a + \frac{1}{2}\lambda_2 a b^2 - \frac{1}{6}\lambda_1 a^3 - \lambda_2 L_1 b^2 - \lambda_2 L_1^2 b \right) F + \\ & + \left(-\frac{1}{3}\lambda_1 a^3 + \frac{1}{3}\lambda_1 L_1^3 + \lambda_2 L_1^2 b + \lambda_1 a^2 L_1 - 2\lambda_2 a L_1 b - \lambda_2 a b^2 - \lambda_1 L_1^2 a + \lambda_2 L_1 b^2 + \lambda_2 a^2 b + \frac{1}{3}\lambda_2 b^3 \right) P + \\ & + k[\gamma_1(L_1 - a) + \gamma_2 b] P. \end{aligned} \quad (5.15)$$

С другой стороны, перемещение рабочего торца пьезопреобразователя ξ_{A0} , которое эквивалентно перемещению точки А рычага без учета контактных деформаций вставки рычага, определяется действием напряжения U и силой P , приложенной к пьезопреобразователю со стороны рычага, и описывается формулой (5.8):

$$\xi_{A0} = B_\xi \cdot U - C_\xi \cdot P.$$

Перемещение точки А с учетом контактных деформаций вставки рычага и сферического наконечника при их сдавливании определяется следующим образом:

$$\xi_A = \xi_{A0} - \xi_K, \quad (5.16)$$

где ξ_K - деформация вставки рычага и сферического наконечника. Деформация ξ_K не линейно зависит от силы P . Здесь можно воспользоваться решением «задачи Буссинеска», определяющим деформацию плоскости в центре круглой площадки, на которую действует сила P [1]. Учитывая это, контактная деформация находится по формуле:

$$\xi_K = \left(\frac{1 - \mu_3}{E_{M3}} + \frac{1 - \mu_4}{E_{M4}} \right) \iint_{\Omega} \frac{q}{R_K} d\Omega = \frac{P}{\pi R_K} \left(\frac{1 - \mu_3}{E_{M3}} + \frac{1 - \mu_4}{E_{M4}} \right),$$

где E_{M3} и E_{M4} - модули упругости вставки рычага и сферического наконечника, μ_3 и μ_4 - коэффициенты Пуассона для материала вставки рычага и сферического наконечника, q - давление в зоне контакта, R_K - радиус пятна контакта плоскости со сферической поверхностью, Ω - площадь пятна контакта. Радиус пятна контакта можно определить при помощи приближенной формулы Герца [1]:

$$R_K = 0,88 \sqrt[3]{R_4 \left(\frac{1}{E_{M3}} + \frac{1}{E_{M4}} \right) P},$$

где R_4 - радиус сферической поверхности наконечника (см. рис.3.14). Используя две последние формулы, окончательно получим контактную деформацию

$$\xi_K = D_\xi P^{\frac{2}{3}}, \quad (5.17)$$

где

$$D_\xi = \left(\frac{1-\mu_3}{E_{M3}} + \frac{1-\mu_4}{E_{M4}} \right) \frac{1}{0,88\pi \sqrt[3]{R_4 \left(\frac{1}{E_{M3}} + \frac{1}{E_{M4}} \right)}}.$$

Из (5.17) видно, что зависимость контактной деформации от силы сжатия нелинейна, поэтому представить область контакта вставки рычага со сферическим толкателем в виде пружины с постоянным коэффициентом жесткости не представляется возможным.

Подставив в (5.16) ξ_{A0} из (5.8) и ξ_K из (5.17), получим следующее уравнение

$$\xi_A = B_\xi U - C_\xi P - D_\xi P^{\frac{2}{3}}. \quad (5.18)$$

Решив совместно систему уравнений (5.15) и (5.18) при помощи аналитического процессора программы Mathcad 2000, найдем силу P , с которой пьезопривод действует на рычаг, как функцию нагрузки F :

$$P = f(F). \quad (5.19)$$

Из-за громоздкости выражения (5.19) раскрывать его не будем.

Теперь методом Мора найдем перемещение ξ_0 в точке 0, приложив в этой точке единичную силу $\bar{1}$, направленную вверх:

$$\begin{aligned} \xi_0 = & -\int_0^a 1 \cdot x \cdot F x \lambda_1 dx + \int_a^{L_1-a} 1 \cdot x \cdot [P(x-a) - Fx] \lambda_1 dx + \int_{L_1}^{L_1+b} 1 \cdot x \cdot (x-a) [P(x-a) - Fx] \lambda_2 dx - \\ & - \int_0^a kF \gamma_1 dx - \int_a^{L_1} k(F-P) \gamma_1 dx - \int_{L_1}^{L_1+b} k(F-P) \gamma_2 dx. \end{aligned}$$

Произведя вычисления, получим зависимость $\xi_0 = f(F, P)$:

$$\xi_0 = - \left(L_1 k \gamma_1 + \frac{1}{3} \lambda_1 L_1^3 + k \gamma_2 b + b^2 \lambda_2 L_1 + \frac{1}{3} b^3 \lambda_2 + b \lambda_2 L_1^2 \right) F + \left(-\frac{1}{2} \lambda_1 a L_1^2 + \right. \\ \left. + \frac{1}{3} b^3 \lambda_2 + b \lambda_2 L_1^3 + b^2 \lambda_2 L_1 - b \lambda_2 a L_1 - \frac{1}{2} b^2 \lambda_2 a + L_1 k \gamma_1 + \frac{1}{3} \lambda_1 L_1^3 - a k \lambda_1 + k \gamma_2 b + \frac{1}{6} \lambda_1 a^3 \right) P. \quad (5.20)$$

Подставив в (5.20) P из (5.19), получим окончательно формулу для определения перемещения точки 0 (из-за громоздкости выражения приводить ее не будем):

$$\xi_0 = f(F), \quad (5.21)$$

используя которую в формуле (5.13), можно определить зависимость действительного коэффициента мультиплекции k_R от внешней силы F . Для анализа влияния контактных деформаций в точка А на перемещение точки 0 определим также перемещение точки 0 без учета контактных деформаций

$$\xi_{00} = f(F),$$

она получается из (5.21) при $D_\xi = 0$, т.е. при $\mu_3 = \mu_4 = 0$ (см. 5.17).

Обычно при проектировании задают внешнюю силу и габариты устройства, а находят остальные геометрические параметры устройства, при которых перемещение выходного звена максимально. В нашем случае таким параметром, который нужно найти, является расстояние a .

Произведем численные расчеты для следующих значений параметров системы. Пусть рычаг, выполненный из стали, имеет следующие параметры: $L_1 = 5,0 \cdot 10^{-2}$ м, $b = 3,0 \cdot 10^{-3}$ м, $h_1 = 5,0 \cdot 10^{-3}$ м, $h = 1,5 \cdot 10^{-3}$ м, ширина рычага на обоих участках одинакова: $b_1 = b_2 = 5,0 \cdot 10^{-3}$ м, расстояние между точками 0 и А варьируется в пределах длины L_1 первого участка рычага: $0 \leq a \leq 5,0 \cdot 10^{-2}$ м. Нагрузка на рычаг - $F = 5,0$ Н. Пьезопреобразователь выполнен из пакета пьезошайб, содержащего $n = 100$ пьезошайб толщиной $h_p = 0,5 \cdot 10^{-3}$ мм, с внешним диаметром $D_1 = 2,3 \cdot 10^{-2}$ м и внутренним диаметром $D_2 = 1,3 \cdot 10^{-2}$ м. Он стянут стальной стяжкой диаметром $D_3 = 1,0 \cdot 10^{-3}$ м. Пьезокерамика ЦТС-19 имеет следующие пара-

метры $d_{33} = 330 \cdot 10^{-12} \text{ Кл/Н}$, $s_{33}^E = 1,7 \cdot 10^{-12} \text{ м}^2/\text{Н}$. На пьезопривод подается напряжение $U = 300 \text{ В}$.

На рис. 5.3 приведены графики зависимостей $\xi_A(a)$, $\xi_{A0}(a)$, $\xi_K(a)$ при заданной нагрузке F . Из графиков видно, что контактные деформации существенно повышаются в диапазоне $0,04 \leq a \leq 0,05 \text{ м}$, поэтому в нем происходит падение перемещения точки А с учетом контактных деформаций. Расчеты показали, что при замене материала вставки рычага и сферического наконечника – вольфрама на сталь контактная деформация повышается на 56-58%.

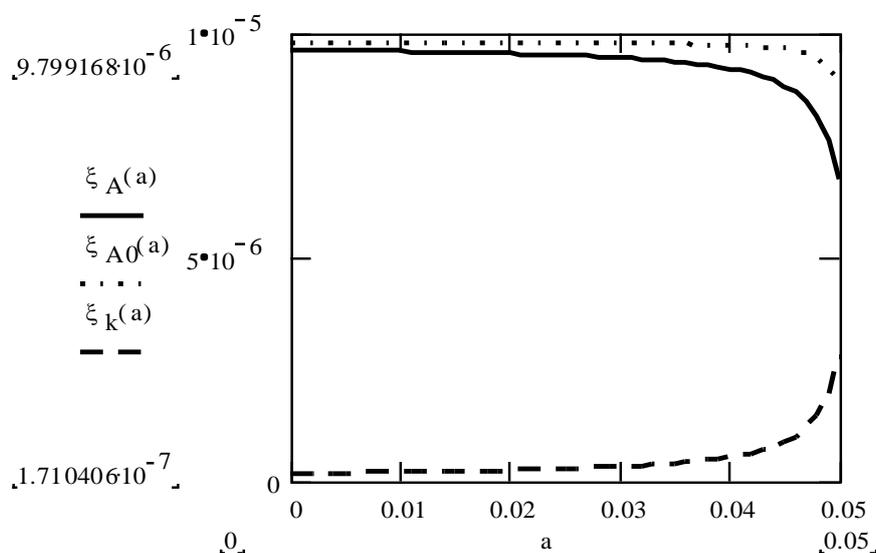


Рис. 5.3. Зависимости перемещения точки А с учетом контактных деформаций ξ_A , перемещения точки А без учета контактных деформаций ξ_{A0} и контактных деформаций ξ_K от расстояния a (все переменные в метрах)

Графики зависимостей перемещений $\xi_0(a)$ и $\xi_{00}(a)$ показаны на рис. 5.4. Функция $\xi_0(a)$ имеет ярко выраженный экстремум: максимальное реальное перемещение точки $0 \quad \xi_0 = 8,6 \cdot 10^{-5} \text{ м}$ достигается при $a = 4,9 \cdot 10^{-2} \text{ м}$. Уменьшение перемещения при дальнейшем увеличении a объясняется преобладающим влиянием контактных деформаций и деформаций сдвига при расположении точки А вблизи заделки рычага. Расчеты показали, что при стальной вставке рычага и толкателе результат хуже на 17%, чем при вольфрамовых.

Приведенные расчеты учитывают деформации сдвига при приложении поперечной к оси рычага внешней силы F . Этот учет характеризуется коэффициентом формы поперечного сечения (в нашем случае для прямоугольных сечений $k = 1, 2$ [48]). Рассмотрев случай, когда $k = 0$, мы определим перемещение точки 0 без учета сдвиговых деформаций. Расчеты дают следующий результат: $\xi_0(k=0) = 10,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}$ при $a = 4,9 \cdot 10^{-2} \text{ м}$, что на 22% выше, чем с учетом сдвига. Следовательно, учет сдвига существенно повышает точность вычислений.

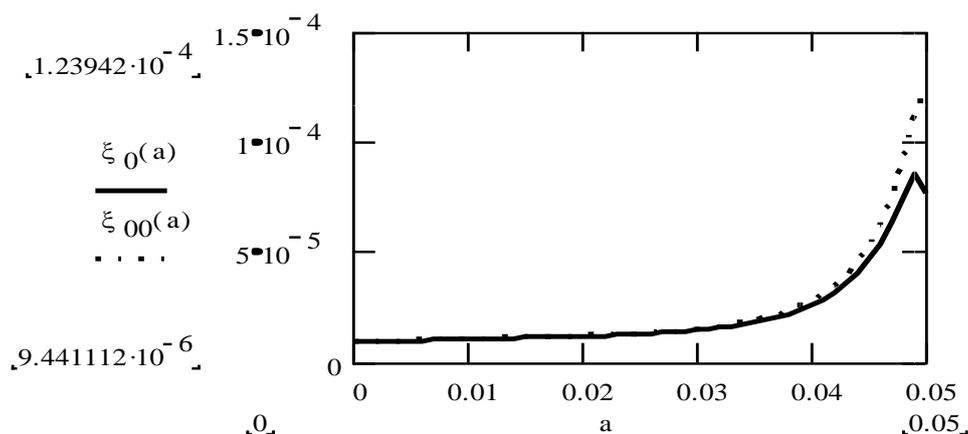


Рис. 5.4. Зависимости перемещения точки 0 с учетом контактных деформаций ξ_0 и перемещения точки 0 без учета контактных деформаций ξ_{00} перемещений точки 0 от расстояния a (все параметры в метрах)

Графики зависимостей коэффициентов мультиплекции $k_{0R}(a)$ и $k_0(a)$ приведены на рис. 5.5. По характеру они аналогичны зависимостям $\xi_0(a)$ и $\xi_{00}(a)$.

Более наглядной характеристикой эффективности работы исследуемого устройства может служить коэффициент эффективности $K = \frac{k_{0R}}{k_0}$, показывающий насколько реальная конструкция близка к идеальному рычагу по мультиплекции перемещений, зависимость $K(a)$ приведена на рис. 5.6.

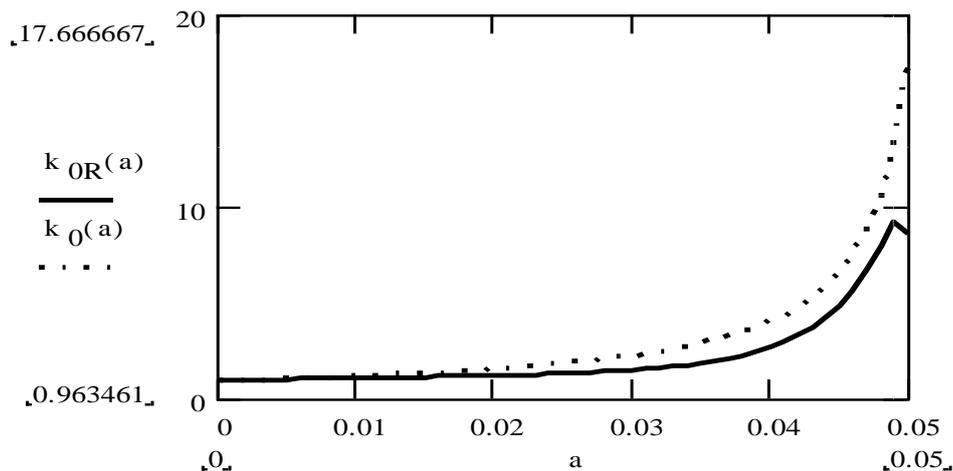


Рис. 5.5. Зависимости действительного коэффициента мультиплекции k_{0R} и идеального коэффициента мультиплекции k_0 от расстояния a (м)

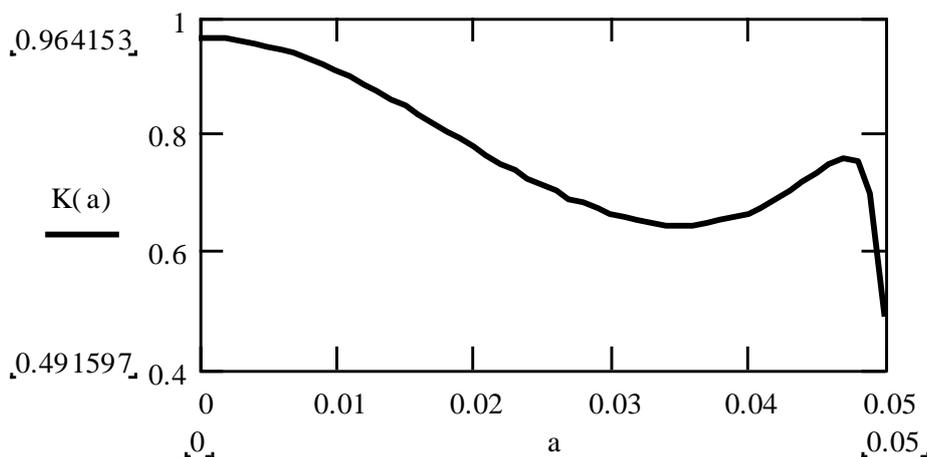


Рис. 5.6. Зависимость коэффициента эффективности мультиплекции K от расстояния a (м)

Анализ $K(a)$ показывает, что функция имеет два максимума: при $a=0$ $K=0,96$ и при $a=4,9 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ $K=0,76$, а также два минимума: при $a=3,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ $K=0,67$ и при $a=5,0 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ $K=0,49$.

Теперь рассмотрим влияние толщины второго (тонкого) участка h , являющегося эквивалентом упругого шарнира, на перемещение в точке 0 и на действительный коэффициент мультиплекции. Для этого целесообразно ввести безразмерный параметр $H = \frac{h}{h_1}$ и рассмотреть зависимости $\xi_A(H)$,

$\xi_{A0}(H)$ и $\xi_K(H)$ (рис. 5.7), $\xi_0(H)$ и $\xi_{00}(H)$ (рис. 5.8), $k_{0R}(H)$ и $k_0(H)$ (рис. 5.9), $K(H)$ (рис. 5.10) при выше указанных численных значениях параметров. Для анализа выбрано значение параметра $a = 4,9 \cdot 10^{-2} \text{ м}$, при котором перемещение ξ_0 максимально.

Графики (рис. 5.7) показывают, что контактные деформации достигают максимума при $H = 1$, т.е. в случае, когда на рычаге отсутствует тонкая часть, причем они сравнимы по величине с перемещением точки А без учета контактных деформаций ξ_{A0} . Соответственно при этом же значении H перемещение точки А ξ_A минимально.

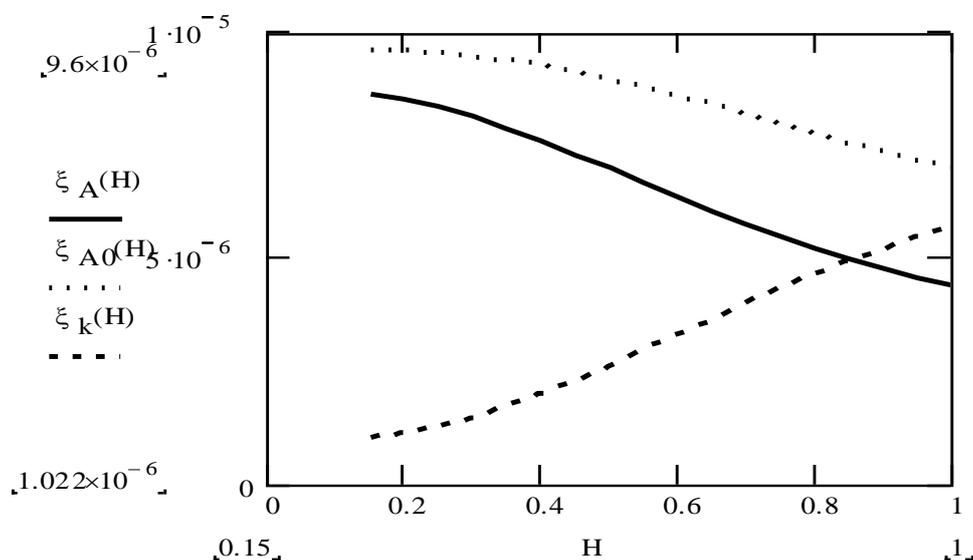


Рис.5.7. Зависимости перемещения точки А с учетом контактных деформаций ξ_A , без учета контактных деформаций ξ_{A0} и контактных деформаций вставки рычага и наконечника ξ_K от параметра H (перемещения и деформации в метрах)

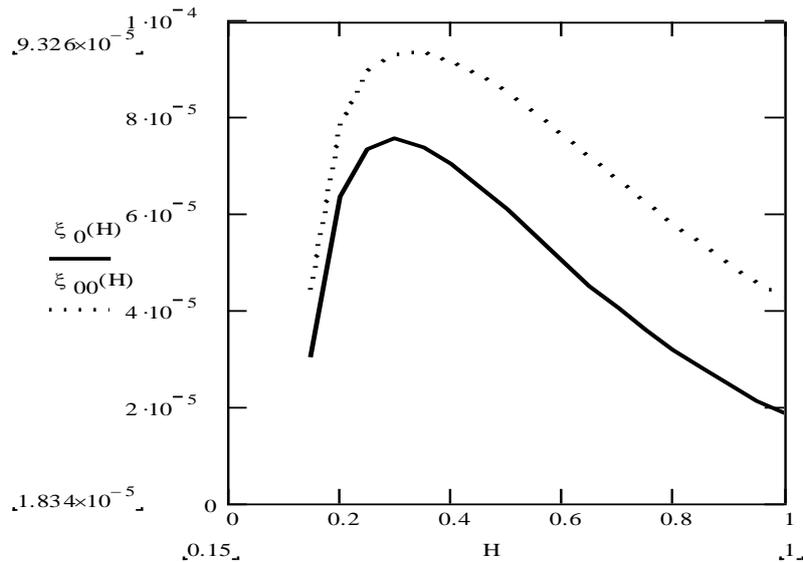


Рис. 5.8. Зависимости перемещений точки 0 с учетом контактных деформаций ξ_0 и без учета контактных деформаций ξ_{00} от параметра H (перемещения в метрах)

Рассматривая перемещение точки 0 во всем диапазоне $0 \leq H \leq 1$, можно сделать вывод о том, что при относительно тонком втором участке ($H \leq 0,15$) работа упругой системы абсолютно неэффективна, т.к. перемещение ξ_0 отрицательно. Физический смысл этого явления состоит в том, что при движении вверх торца пьезопривода под действием напряжения U точка 0, где приложена внешняя нагрузка F , движется вниз из-за высокой податливости упругого шарнира. Максимум перемещение точки 0 ($\xi_0 = 7,6 \cdot 10^{-5} \text{ м}$) достигается при $H = 0,3$.

Здесь можно также сделать вывод, что сама внешняя нагрузка F также существенно влияет на коэффициент мультиплекции k_{0R} , при ее увеличении работа системы также может оказаться неэффективной.

Поведение действительного коэффициента мультиплекции аналогично функции $\xi_0(H)$. Его максимальное значение ($k_{0R} = 8,0$) достигается при $H = 0,3$. Очевидным является то, что идеальный коэффициент мультиплекции постоянен во всем диапазоне изменения H , $k_0 = 10,6$. Коэффициент эффективности достигает максимума ($K = 0,75$) при $H = 0,3$.

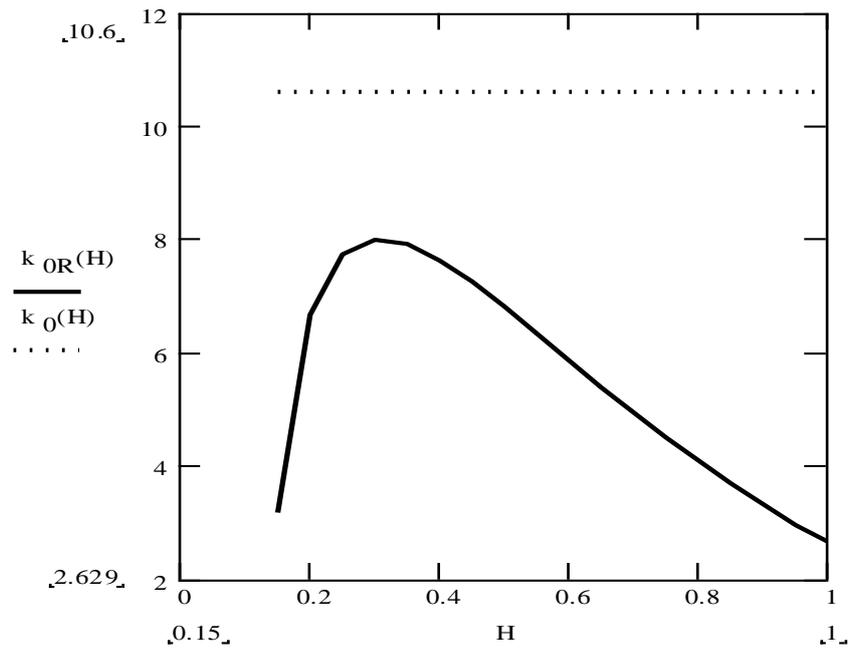


Рис. 5.9. Зависимости действительного коэффициента мультиплекции k_{0R} и идеального коэффициента мультиплекции k_0 от параметра H

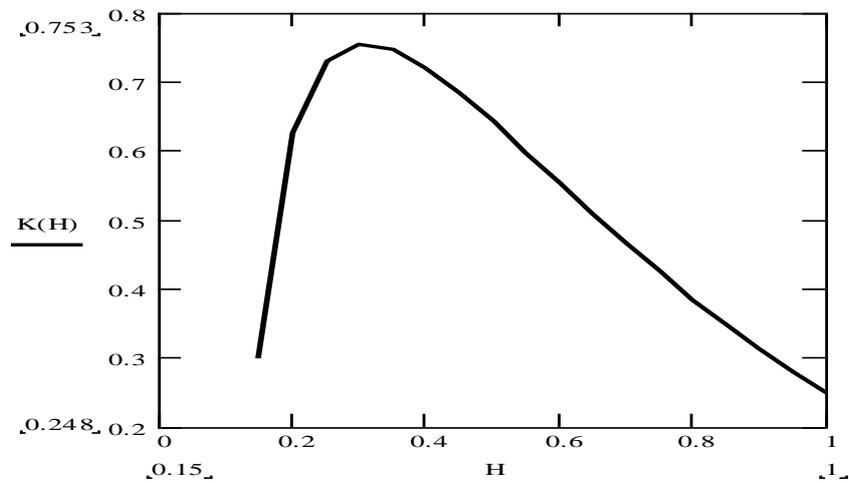


Рис. 5.10. Зависимость коэффициента эффективности мультиплекции K от параметра H

Подведем итог исследования мультиплексной системы с упругим шарниром. На действительный коэффициент мультиплекции оказывают существенное влияние следующие параметры:

1. Расстояние между точками приложения нагрузки и толкателя пьезопривода. Существует максимальное значение коэффициента мультиплекции при применении толкателя вблизи упругого шарнира.
2. Жесткость сечения рычага, в том числе модуль упругости рычага (желательно выполнить его из стали, а не из дюралюминия).
3. Контактные деформации толкателя и вставки рычага (желательно выполнить их из вольфрама или подобных материалов, модуль упругости которых существенно выше, чем у стали).
4. Сдвиговые деформации рычага и упругого шарнира, которые необходимо учитывать при расчетах.
5. Внешняя нагрузка, при ее повышении происходит снижение перемещения и коэффициента мультиплекции.

Существует оптимальное соотношение между толщинами упругого шарнира и рычага, при котором коэффициент мультиплекции максимален. При малых значениях коэффициента N работа устройства становится неэффективной.

5.4. ТРУБЧАТЫЙ ПЬЕЗОПРИВОД

Рассмотрим трубчатый пьезопривод (рис. 5.11), у которого его длина L_p во много раз больше остальных размеров. Пусть один торец его закреплен, а ко второму приложена внешняя сила P . Определим перемещение этого торца ξ при подаче электрического напряжения U на электроды, расположенные на образующих поверхностях пьезокерамической трубки.

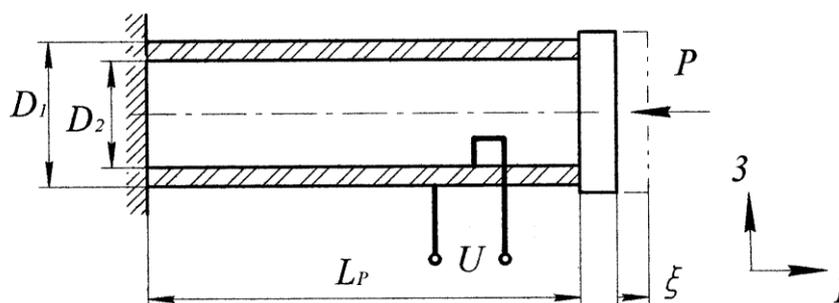


Рис. 5. Расчетная схема трубчатого пьезопривода

В уравнениях обратного пьезоэффекта (5.2) при указанных допущениях механические напряжения $T_2, T_3, T_4, T_5, T_6 = 0$, т.к. в этих направлениях не действуют внешние силы. Относительные деформации $S_2, S_3, S_4, S_5, S_6 = 0$, т.к. толщина трубки $h_p \ll L_p$. Учитывая это, уравнение обратного пьезоэффекта будет иметь вид

$$S_1 = s_{11}^E T_1 + d_{31} E_3. \quad (5.22)$$

Механическое напряжение вдоль оси трубки

$$T_1 = -\frac{P}{\Omega_p},$$

где площадь поперечного сечения трубки $\Omega_p = \frac{\pi(D_1^2 - D_2^2)}{4}$. Знак «-» в выражении свидетельствует о том, что внешняя сила создает сжимающие механические напряжения в трубке.

Напряженность электрического поля при подаче напряжения U

$$E_3 = \frac{U}{h_p},$$

где толщина трубки $h_p = \frac{D_1 - D_2}{2}$. Принимая во внимание то, что относительная деформация $S_1 = \frac{\xi}{L_p}$, и учитывая выше полученные выражения,

найдем перемещение торца трубчатого пьезопреобразователя

$$\xi = \left(-s_{11}^E \frac{P}{\Omega_p} + d_{31} \frac{U}{h_p} \right) L_p. \quad (5.23)$$

Очевидно, что перемещение растет пропорционально прикладываемому электрическому напряжению и уменьшается пропорционально приложенной внешней силе. Максимальную силу пьезопровод развивает при зафиксированном рабочем торце, т.е. при $\xi = 0$:

$$P_{\max} = \frac{d_{31} \Omega_p}{s_{11}^E h_p} U.$$

Максимальное перемещение получается при $P = 0$:

$$\xi_{\max} = \frac{d_{31} L_P}{h_p} U.$$

Жесткость пьезопривода найдем из выражения:

$$c_A = \frac{P_{\max}}{\xi_{\max}} = \frac{\Omega_P}{s_{11}^E L_P}. \quad (5.24)$$

Максимальное механическое напряжение в пьезокерамике

$$T_{1\max} = \frac{P_{\max}}{\Omega_P}.$$

Как видно из последней формулы, жесткость привода зависит только от механических параметров. Сравнивая жесткости составного пьезопривода (5.10) при отсутствии стягивающей шпильки и трубчатого пьезопривода (5.24), можно сделать вывод о том, что формулы идентичны. Отличие состоит только в постоянных податливости пьезокерамики s_{33}^E и s_{11}^E вследствие анизотропии пьезоэлектрической среды.

Расчеты показали, что для трубчатого пьезопреобразователя со следующими параметрами: $L_P = 5,6 \cdot 10^{-2}$ м, $D_1 = 1,0 \cdot 10^{-2}$ м, $D_2 = 0,9 \cdot 10^{-2}$ м, $h_p = 0,5 \cdot 10^{-3}$ м, $s_{11}^E = 1,4 \cdot 10^{-11}$ м²Н⁻¹, $d_{31} = 1,5 \cdot 10^{-10}$ КН⁻¹ (для пьезокерамики марки ЦТС 19), $P = 100$ Н, при подаче напряжения $U = 300$ В перемещение торца пьезопреобразователя $\xi = -2,7 \cdot 10^{-7}$ м – оно отрицательно, т.е. пьезопреобразователь сократился под действием внешней силы. При ее отсутствии максимальное перемещение $\xi_{\max} = 5,0 \cdot 10^{-6}$ м, а при зафиксированном торце максимальная сила преобразователя $P_{\max} = 96$ Н, жесткость привода $c_A = 1,9 \cdot 10^7$ Н/м. Максимальное механическое напряжение $T_{1\max} = 6,4 \cdot 10^6$ Па.

В рассмотренном примере материал пьезокерамики, длина трубчатого преобразователя L_P , толщина трубки h_p , напряжение U и внешняя сила P выбраны такими же, как в примере составного пьезопривода. Сравнивая полученные результаты расчетов, можно указать следующее. При отсутствии внешней силы перемещения рабочего торца в обоих случаях близки. Жесткость составного преобразователя на порядок выше, чем жесткость трубчатого, поэтому при воздействии силой $P = 100$ Н в случае составного

преобразователя перемещение уменьшилось только на 6% относительно перемещения без нагрузки, а у трубчатого – перемещение отрицательное, т.е. его длина сократилась. Таким образом, трубчатый привод не может работать при такой нагрузке. Кроме того, такой привод необходимо проверять на устойчивость.

В заключение отметим, что для каждого конкретного случая численных значений заданных параметров необходимо решать приведенные выше уравнения и находить оптимальные значения параметров. По этой причине численно-аналитический метод, приведенный выше, является эффективным средством для нахождения параметров системы, необходимых для проектирования СМП.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какие механические и электрические параметры пьезоэлектрической среды чаще всего используются для описания обратного пьезоэффекта?
2. Жесткость какого пьезопривода выше: составного или трубчатого?
3. Можно ли получить коэффициент мультиплекции более десяти единиц, используя для этого пьезоэлектрический модуль с рычажной системой мультиплекции?
4. Чем в основном ограничивается напряжение, которое подается на электроды пьезопреобразователей?

Глава 6. РАСЧЕТЫ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МОДУЛЕЙ С БИМОРФНЫМИ ПЬЕЗОПРИВОДАМИ

6.1. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДЕФОРМАЦИЙ И МЕХАНИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ В ПОПЕРЕЧНОМ СЕЧЕНИИ

При проектировании модулей микроперемещений с БПП важно знать характер распределения деформаций и напряжений по поперечному сечению БПП. Эта информация позволяет выбрать конструктивные параметры элементов в зависимости от технических требований, предъявляемых к устройству.

Рассмотрим БПП, состоящий из склеенных двух длинных и узких пьезокерамических пластин (ПКП) с металлической рессорой между ними (рис. 6.1). Пусть длина БПП намного больше поперечных размеров ($l \gg b, h_p, h_m$). При подаче электрического напряжения на электроды пьезокерамических пластин БПП изгибается. При этом в активных слоях (в пьезокерамических пластинах) и в пассивном слое (металлической рессоре) возникают изгибные деформации и напряжения в плоскости xz . Рассматриваемый БПП симметричен относительно оси x , поэтому нейтральная линия поперечного сечения при изгибе будет проходить через середину металлической рессоры.

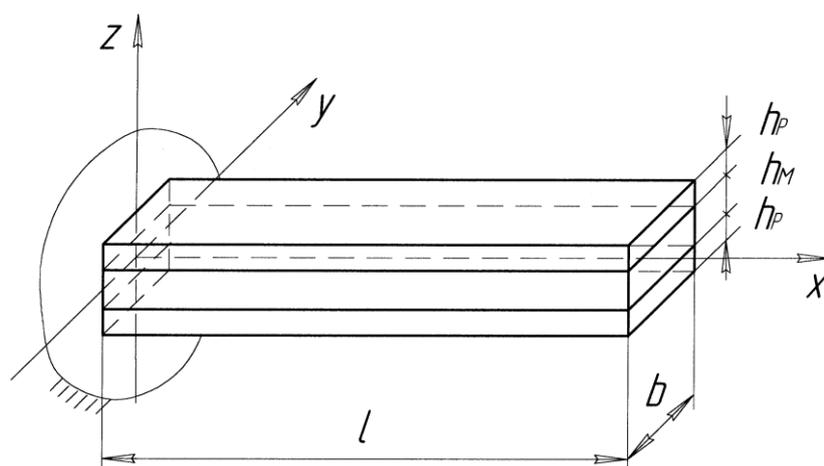


Рис. 6.1. Биморфный пьезопреобразователь

Определим зависимость деформаций и механических напряжений от электрического напряжения U . Поскольку слои склеены между собой, то будем считать, что проскальзывание слоев отсутствует и поперечное сечение «сендвича» при изгибе остается плоским и не деформируется. Кроме того, поперечное сечение остается перпендикулярным нейтральной линии.

Для рассматриваемого случая ($S_2, S_3, S_4, S_5, S_6, T_2, T_3, T_4, T_5, T_6 = 0$) уравнение обратного пьезоэффекта (5.2) может быть представлено в виде [8] при $h_M/2 \leq z \leq h_P + h_M/2, -h_P - h_M/2 \leq z \leq -h_M/2$:

$$S_P(z) = T_P(z)s_{11}^E + d_{31}E_3, \quad (6.1)$$

где $S_P(z)$ - относительная деформация ПКП (либо верхней, либо нижней) – она эквивалентна S_1 , $T_P(z)$ - механическое напряжение, возникающее в ПКП – оно эквивалентно T_1 , s_{11}^E - податливость пьезокерамики при постоянной напряженности электрического поля, d_{31} - пьезоэлектрический модуль ПКП при действии электрического напряжения в направлении, перпендикулярном деформации ПКП, $E_3 = U/h_P$ - напряженность электрического поля при подаче напряжения U на электроды ПКП. В нашем случае ось z совпадает с осью с номером «3», а ось x - с осью «1».

Для пассивной металлической рессоры справедлив закон Гука на участке $-h_M/2 \leq z \leq h_M/2$:

$$T_M(z) = E_M S_M(z), \quad (6.2)$$

где $T_M(z)$ - механическое напряжение, возникающее в металлической рессоре, E_M - модуль Юнга для металла рессоры, $S_M(z)$ - относительная деформация рессоры.

Поскольку поперечное сечение БПП поворачивается при изгибе на угол θ без деформации, оставаясь плоским, то справедливо равенство при $-h_M/2 - h_P \leq z \leq h_M/2 + h_P$

$$S_P(z) = S_M(z). \quad (6.3)$$

Исходя из линейного характера уравнений (6.1)-(6.3) можно предположить, что механические напряжения также будут иметь линейную зависимость от z как на пассивном, так и на активных участках. Вследствие

симметричности БПП можно для простоты определить эти зависимости, например, только для верхней части:

$$T_p(z) = A + Bz \text{ при } h_M/2 \leq z \leq h_p + h_M/2, \quad (6.4)$$

$$T_M(z) = Cz \text{ при } 0 \leq z \leq h_M/2, \quad (6.5)$$

$$S_p(z) = S_M(z) = Dz \text{ при } 0 \leq z < h_p + h_M/2, \quad (6.6)$$

где A, B, C, D - постоянные коэффициенты.

Подставив (6.5) и (6.6) в (6.2), получим

$$Cz = E_M Dz \text{ или } D = \frac{C}{E_M}. \quad (6.7)$$

Подставим (6.4) и (6.6) в (6.2):

$$Dz = s_{11}^E(A + Bz) + d_{31}E, \quad (6.8)$$

а с учетом (6.7) уравнение (6.8) будет иметь вид

$$\frac{C}{E_M} z = s_{11}^E(A + Bz) + d_{31}E_3 \text{ или } \left(\frac{C}{E_M} - Bs_{11}^E \right) z = d_{31}E_3 + As_{11}^E. \quad (6.9)$$

Подчеркнем, что уравнение (6.9) должно выполняться при $\forall z$ из интервала $0 \leq z \leq h_p + h_M/2$, поэтому левая и правая части уравнения (6.9) должны быть равны нулю:

$$\begin{cases} \frac{C}{E_M} - Bs_{11}^E = 0 \\ d_{31}E_3 + As_{11}^E = 0 \end{cases},$$

откуда получим следующие зависимости для коэффициентов A, B, C

$$B = \frac{C}{E_M s_{11}^E}, \quad (6.10)$$

$$A = -\frac{d_{31}E_3}{s_{11}^E}. \quad (6.11)$$

В любом поперечном сечении БПП изгибающий момент $M(x) = 0$ при $0 \leq x \leq l$, т.к. на БПП не действуют никакие внешние силы и моменты:

$$M = 2b \int_0^m T_M(z) \cdot z dz + 2b \int_m^n T_p(z) \cdot z dz = 0, \quad (6.12)$$

где $m = h_M/2$, $n = h_p + h_M/2$.

Используя в (6.12) выражения (6.4) и (6.5), получим следующее уравнение:

$$\int_0^m Cz^2 dz + \int_m^n (A + Bz)z dz = 0. \quad (6.13)$$

Произведя необходимые преобразования, получим

$$C \frac{m^3}{3} + A \frac{(n^2 - m^2)}{2} + B \frac{(n^3 - m^3)}{3} = 0. \quad (6.14)$$

С учетом уравнений (6.10) и (6.11) определим значение коэффициента C :

$$C = \frac{3d_{31}E_M(n^2 - m^2)E_3}{2[m^3E_Ms_{11}^E + (n^3 - m^3)]}. \quad (6.15)$$

Подставив (6.15) в (6.7), найдем значение коэффициента D

$$D = \frac{3d_{31}(n^2 - m^2)E_3}{2[m^3E_Ms_{11}^E + (n^3 - m^3)]}. \quad (6.16)$$

Таким образом, определены все коэффициенты уравнений (6.4), (6.5), (6.6), позволяющих найти механические напряжения $T_p(z)$, $T_M(z)$ и относительные деформации $S_p(z)$, $S_M(z)$ в активных и пассивном слоях поперечного сечения БПП при подаче напряжения U на ПКП.

$$T_p(z) = \frac{d_{31}}{s_{11}^E h_p} \left\{ -1 + \frac{3}{2} \cdot \frac{\left[\left(h_p + \frac{h_M}{2} \right)^2 - \frac{h_M^2}{4} \right] z}{\frac{h_M^3}{8} E_M s_{11}^E + \left(h_p + \frac{h_M}{2} \right)^3 - \frac{h_M^3}{8}} \right\} U \quad (6.17)$$

при $h_M/2 \leq z \leq h_p + h_M/2$,

$$T_M(z) = \frac{3}{2} \cdot \frac{d_{31} \left[\left(h_p + \frac{h_M}{2} \right)^2 - \frac{h_M^2}{4} \right] E_M z}{\left[\frac{h_M^3}{8} E_M s_{11}^E + \left(h_p + \frac{h_M}{2} \right)^3 - \frac{h_M^3}{8} \right] h_p} U \quad \text{при } 0 \leq z \leq h_M/2, \quad (6.18)$$

$$S_p(z) = S_M(z) = \frac{3}{2} \cdot \frac{d_{31} \left[\left(h_p + \frac{h_M}{2} \right)^2 - \frac{h_M^2}{4} \right] z}{\left[\frac{h_M^3}{8} E_M s_{11}^E + \left(h_p + \frac{h_M}{2} \right)^3 - \frac{h_M^3}{8} \right] h_p} U \quad \text{при } 0 \leq z < h_p + h_M/2. \quad (6.19)$$

Эпюры распределения деформаций и напряжений по сечению, полученные исходя из формул (6.17)-(6.19), показаны на рис. 6.2 б, г. В пограничном слое при $z = h_M/2$ существует скачок механических напряжений

$$\Delta T = \left| T_P \left(z = \frac{h_M}{2} \right) - T_M \left(z = \frac{h_M}{2} \right) \right|. \quad (6.20)$$

Используя (6.17) и (6.18), получим

$$\Delta T = \left| \frac{d_{31}}{h_P} U \left[-\frac{1}{s_{11}^E} + \frac{3}{2} \cdot \frac{E_M (n^2 - m^2)}{E_M s_{11}^E m^3 + (n^3 - m^3)} \left(\frac{1}{s_{11}^E} - E_M \right) m \right] \right|, \quad (6.21)$$

где $m = h_M/2$, $n = h_P + h_M/2$. В частном случае при отсутствии металлической рессоры ($h_M = 0$) скачок механических напряжений максимален

$$\Delta T_0 = \left| \frac{d_{31}}{s_{11}^E h_P} U \right|. \quad (6.22)$$

Физический смысл появления скачка механических напряжений на границах рессоры и ПКП состоит в следующем. Рассмотрим деформацию, возникающую в БПП, как сумму деформации от действия электрического напряжения и упругой деформации, которая возникает из-за взаимодействия склеенных частей

$$S_P = S_{PU} + S_{PE},$$

где $S_{PU} = d_{31} \frac{U}{h_P}$ - деформация не склеенных ПКП при действии только

электрического напряжения, $S_{PE} = s_{11}^E T_P$ - упругая деформация ПКП, возникающая только из-за взаимодействия с приклеенной к ней пассивной рессорой. Соответственно для рессоры ее деформацию также можно представить как сумму деформаций от действия электрического напряжения (S_{MU}) и от действия упругих сил, возникающих из-за взаимодействия с приклеенной к ней ПКП (S_{ME})

$$S_M = S_{MU} + S_{ME}.$$

В этом выражении $S_{ME} = E_M T_M$, а $S_{MU} = 0$, т.к. материал рессоры пассивен к действию электрического напряжения. В этом случае эпюра деформаций свободных частей БПП, возникающих от действия электрического напряжения, будет иметь вид, показанный на рис. 6.2 в, а эпюра упругих дефор-

маций, возникающих от взаимодействия склеенных частей (рис. 6.2 д), получится как разность эюр на рис. 6.2 б и на рис. 6.2 в.

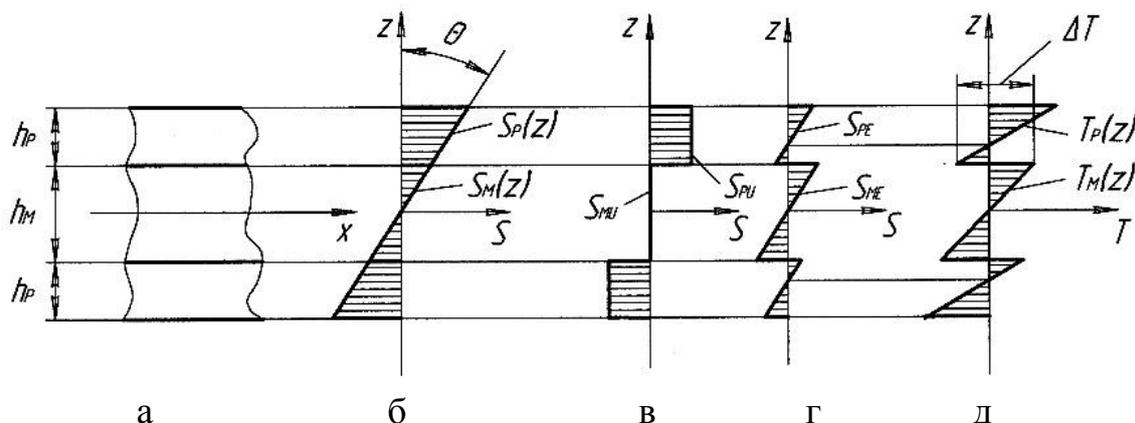


Рис. 6.2. Эюры распределения деформаций и механических напряжений по поперечному сечению БПП, а - участок БПП, б - эюры деформаций БПП, в - эюры деформаций, возникающих на свободных ПКП от действия электрического напряжения, г - эюры чисто упругих деформаций БПП, д - эюры механических напряжений БПП

Очевидно, что координата z , в которой $T_p(z) = 0$ и $S_{pE}(z) = 0$ одинакова (рис. 6.2 д и рис. 6.2 г). Скачок механических напряжений ΔT в слое с координатой $z = h_m/2$ объясняется скачком упругих деформаций S_{pE} и S_{mE} в точке с этой координатой.

Анализ выражений (6.17)-(6.22) показывает следующее.

- Очевидно, что деформации и механические напряжения исчезают при $U = 0$. Знак деформации в слоях БПП зависит от знака U , соответственно и расположение слоев, подверженных растяжению и сжатию, также зависит от знака прикладываемого электрического напряжения.
- Деформации как в рессоре, так и в ПКП зависят от толщины слоев и соотношения упругих характеристик слоев (податливостей или модулей упругости). Чем меньше податливость ПКП и толщина рессоры, тем больше деформация и соответственно прогиб БПП.
- Механические напряжения в БПП зависят от соотношения упругих характеристик слоев (модулей упругости или податливостей). Они растут с повышением податливости ПКП.

- Скачок механических напряжений, возникающий на границе активных и пассивных слоев при подаче электрического напряжения на ПКП, максимален при отсутствии рессоры. Ее наличие как бы сглаживает изменение механического напряжения при переходе от одного активного слоя к другому.

Эти выводы важны с той точки зрения, что позволяют варьировать параметры БПП, достигая определенных целей. Например, практика показывает, что наиболее частая причина отказа БПП заключается в отслаивании припоя с проводником и малым участком серебряного электрода от ПКП, работающего в вибрационном режиме. Этот дефект возникает из-за механических напряжений на поверхности ПКП. Поэтому с целью повышения надежности электроконтакта необходимо уменьшить их, желательно до нуля. Это требование соответствует условию

$$T_p(z = h_p + h_M/2) = 0,$$

из которого следует с учетом (6.17), что необходимо решить следующее кубическое уравнение

$$2H^3(E_M s_{11}^E - 1) + 3H^2 - 1 = 0, \quad (6.23)$$

где $H = \frac{h_M/2}{h_p + h_M/2}$. В частном случае, когда $(E_M)^{-1} = s_{11}^E$, т.е. рессора имеет

те же упругие характеристики, что и ПКП, получаем $H = \frac{1}{\sqrt{3}}$ или

$$h_M = \frac{2}{\sqrt{3} - 1} h_p.$$

Таким образом, при выбранных материалах рессоры и пьезокерамики можно определить соотношение между толщинами слоев, при котором механическое напряжение на поверхности ПКП будет равным нулю.

Общий характер распределения механических напряжений и деформаций по сечению, возникающих при подаче электрического напряжения, качественно похож на характер распределения этих величин при повышении температуры в биметаллических пластинах [2]. В них наблюдаются такие же скачки напряжений в области спая. Однако в таких устройствах не может существовать пассивный слой, как в БПП, и, кроме того, картина распределения указанных характеристик не может быть симметричной от-

носителем нейтральной линии изгиба. Сравнительный анализ зависимости (6.19) и аналогичной зависимости деформаций от температуры для биметаллов свидетельствует, что при отсутствии внешней нагрузки относительная деформация постоянна по длине, поэтому нейтральная линия имеет в обоих случаях постоянную кривизну по длине, т.е. изогнутые элементы имеют форму дуги окружности.

В связи с тем, что уравнения обратного пьезоэффекта (6.1) и закон Гука (6.2) линейны, при подаче электрического напряжения и нагружении БПП внешними механическими нагрузками будет действовать принцип суперпозиции. Он заключается в том, что деформации и механические напряжения, возникающие при совместном действии электрического напряжения и внешних механических нагрузок, будут представлять собой алгебраическую сумму указанных воздействий.

6.2. ПЕРЕМЕЩЕНИЕ СВОБОДНОГО КОНЦА БИМОРФНОГО ПЬЕЗОПРИВОДА

Как было показано выше, нейтральная линия БПП при отсутствии внешних сил имеет постоянную кривизну, поэтому она имеет форму дуги окружности. Относительная деформация S слоя с координатой z для изогнутого бруса

$$S = \frac{z}{R_0}, \quad (6.24)$$

где R_0 - радиус кривизны изогнутой нейтральной линии [27]. Учитывая зависимость (6.6), получим для БПП

$$\frac{1}{R_0} = D. \quad (6.25)$$

Угол поворота поперечного сечения БПП с координатой x

$$\theta = \pm \int_0^x \frac{1}{R_0} dx = \pm Dx, \quad (6.26)$$

а перемещение свободного конца БПП

$$\xi = \int_0^l \theta dx = \pm \int_0^l D x dx = \pm \frac{Dl^2}{2}, \quad (6.27)$$

где верхний знак берется при положительной кривизне (выпуклость вниз), а нижний знак – при отрицательной кривизне (выпуклость вверх).

Учитывая формулу (6.16), получим перемещение конца БПП при подаче электрического напряжения на ПКП

$$\xi = \pm \frac{3}{4} \cdot \frac{d_{31} \left[\left(h_p + \frac{h_M}{2} \right)^2 - \frac{h_M^2}{4} \right] l^2}{\left[E_M s_{11}^E \frac{h_M^3}{8} + \left(h_p + \frac{h_M}{2} \right)^3 - \frac{h_M^3}{8} \right] h_p} U. \quad (6.28)$$

Для случая, показанного на рис. 6.2, в (6.28) берем знак «-», так как верхние слои БПП, расположенные выше оси x имеют положительную деформацию и, следовательно, кривизна будет отрицательной и перемещение конца БПП будет происходить в отрицательном направлении оси z .

Обычно разработчик может в большей степени варьировать параметрами рессоры, чем пьезокерамики, поэтому рассмотрим влияние на перемещение изменение модуля упругости рессоры и ее толщины. Максимум перемещения достигается при $E_M = 0$. При уменьшении толщины рессоры перемещение увеличивается и достигает максимума при $h_M = 0$. В частном случае, когда толщина рессоры $h_M = 0$, перемещение свободного конца БПП, состоящего только из двух склеенных ПКП, определяется выражением

$$\xi_0 = \pm \frac{3}{4} \cdot \frac{d_{31} l^2}{h_p^2} U. \quad (6.29)$$

Эта формула аналогична зависимостям (3.1), является частным случаем и приводится в различных литературных источниках [3, 54].

Чем тоньше металлическая рессора и меньше ее модуль упругости, а также меньше податливость пьезокерамики, тем больше смещение БПП. Для повышения смещения в качестве рессоры могут быть использованы дюралюминиевая или тонкая фольгированная стеклотекстолитовая пластинка, имеющая низкий модуль упругости. Фольга в последнем случае служит для обеспечения электрического контакта с электродами ПКП. Та-

ким образом, для достижения максимального значения перемещения БПП необходимо уменьшать толщину рессоры и ее модуль упругости. Однако следует учитывать, что при очень малой толщине рессоры ($\sim 0,01$ мм) заделка такого БПП вырождается в упругий шарнир, что влечет за собой изменение граничных условий при расчетах колебательных систем. Кроме того, анализ представленных формул подтверждает утверждение [8], что для увеличения перемещения необходимо уменьшать слой клея.

Определим перемещение свободного конца БПП, имеющего выпуск рессоры, второй конец которого закреплен, как показано на рис. 6.3. Длина ПКП, составляющих БПП - l , длина металлической рессоры - L , ширина ПКП и рессоры одинакова и равна - b на всей длине. Пусть при подаче постоянного электрического напряжения U на электроды ПКП верхняя ПКП удлиняется, а нижняя – укорачивается. В этом случае нейтральная линия 0-0 изогнется, как показано на рис. 6.4.

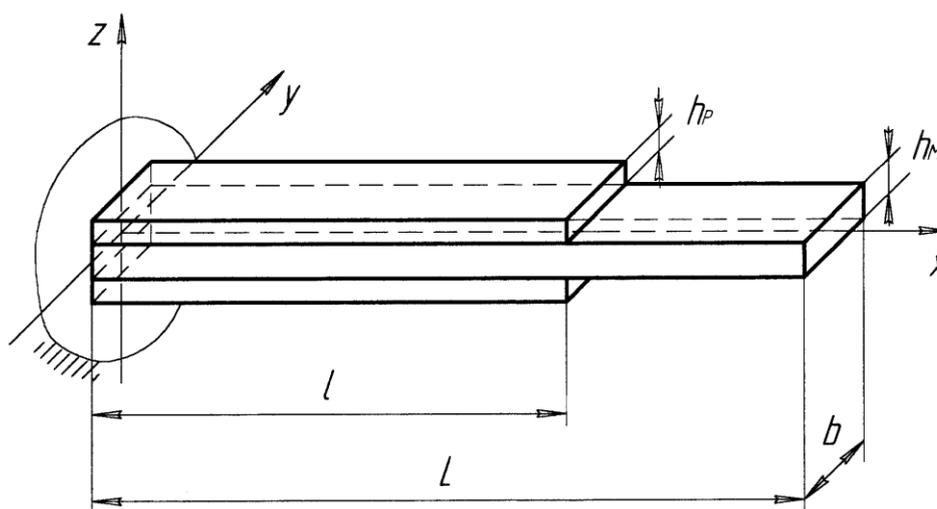


Рис. 6.3. Расчетная схема БПП с выпуском рессоры

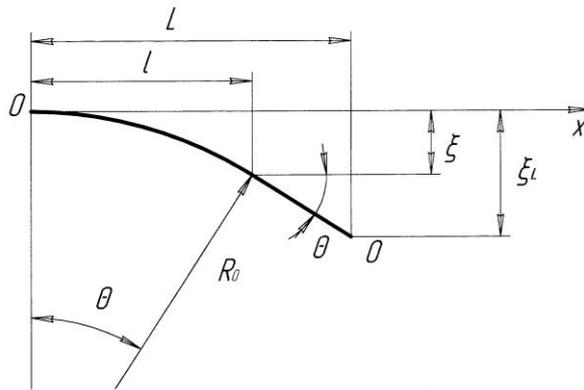


Рис.6.4. Положение нейтральной линии БПП с выпуском рессоры при подаче электрического напряжения

Поскольку на выпуске рессоры отсутствует какое либо воздействие, то угол поворота нейтральной линии θ останется постоянным на отрезке $l \leq x \leq L$:

$$\theta = -\frac{3}{2} \cdot \frac{d_{31} \left[\left(h_p + \frac{h_M}{2} \right)^2 - \frac{h_M^2}{4} \right] l}{\left[E_M S_{11}^E \frac{h_M^3}{8} + \left(h_p + \frac{h_M}{2} \right)^3 - \frac{h_M^3}{8} \right] h_p} U. \quad (6.30)$$

Перемещение свободного конца металлической рессоры исходя из рис.6.4

$$\xi_L = \xi + \theta(L-l). \quad (6.31)$$

Из (6.28), (6.30) и (6.31) имеем формулу для определения перемещения свободного конца рессоры

$$\xi_L = \xi \left(1 + 2 \frac{L-l}{l} \right) = -\frac{3}{4} \cdot \frac{d_{31} \left[\left(h_p + \frac{h_M}{2} \right)^2 - \frac{h_M^2}{4} \right] \left(1 + 2 \frac{L-l}{l} \right) l^2}{\left[E_M S_{11}^E \frac{h_M^3}{8} + \left(h_p + \frac{h_M}{2} \right)^3 - \frac{h_M^3}{8} \right] h_p} U. \quad (6.32)$$

Анализ этой формулы показывает, что перемещение свободного конца БПП зависит от длины ПКП во второй степени, а от отношения L/l - в первой степени.

Приведем численные значения характеристик БПП с выпуском рессоры при следующих значениях параметров: $l = 3,0 \cdot 10^{-2}$ м, $L = 5,3 \cdot 10^{-2}$ м,

$b = 1,5 \cdot 10^{-2}$ м, $h_M = 1,0 \cdot 10^{-3}$ м, $h_p = 0,80 \cdot 10^{-3}$ м, $E_M = 0,71 \cdot 10^{11}$ Па (дюралюминий), $s_{11}^E = 10,7 \cdot 10^{-12}$ Па⁻¹, $d_{31} = 1,35 \cdot 10^{-10}$ Кл/Н (пьезокерамика ЦТБС-3). Расчеты дали следующие результаты при $U = 300$ В : перемещение свободного конца $\xi_L = 5,8 \cdot 10^{-5}$ м, $\theta = 0,087^\circ$, механическое напряжение в пьезокерамике $T_p = 2,4 \cdot 10^6$ Па (на поверхности пьезопластины), механическое напряжение в металле $T_M = 1,8 \cdot 10^6$ Па (на поверхности рессоры), скачок механических напряжений $\Delta T = 4,2 \cdot 10^6$ Па, относительная деформация вдоль всей длины ПКП $S = 6,6 \cdot 10^{-5}$.

6.3. МЕТОД ЭКВИВАЛЕНТНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ

Идея метода заключается в следующем. Подача электрического напряжения на электроды ПКП приводит к изгибу БПП. К тому же результату приводит и внешнее механическое воздействие, в частности изгибающий момент и поперечная сила. Очевидно, что можно найти такое внешнее механическое воздействие на БПП, которое дает равные по величине линейные и угловые перемещения БПП, возникающие при подаче электрического напряжения [43]. Польза от определения эквивалентных механических воздействий состоит в том, что математический аппарат для нахождения перемещений и напряженных состояний при воздействии внешних сил и моментов на упругие конструкции достаточно глубоко разработан. Имеются пакеты прикладных программ по сопротивлению материалов и теории упругости, позволяющие численными методами определить статические и динамические перемещения и напряжения в сложных конструкциях.

Сначала определим жесткости сечений композита (рис. 6.1), состоящего из двух ПКП и металлической рессоры. Будем считать, что склейка поверхностей ПКП и рессоры обладает абсолютной жесткостью, и проскальзывание слоев отсутствует.

При изгибе балки момент, действующий в любом поперечном сечении балки, имеющем координату x , $M(x) = \int_{\Omega(x)} T(z)z d\Omega$, где $T(z)$ - механическое напряжение в слое с координатой z , $\Omega(x)$ - площадь поперечного сечения. Для симметричной композитной балки, состоящей из трех слоев, поперечным сечением которой является прямоугольник (рис.6.5), эта формула имеет вид

$$M = \int_{\Omega_M} T_M z_M d\Omega_M + 2 \int_{\Omega_P} T_P z_P d\Omega_P, \quad (6.33)$$

где Ω_M и Ω_P - площади поперечного сечения металлической рессоры и ПКП, $T_M = \frac{E_M z_M}{r_0}$ - механическое напряжение в слое металлической рессоры с координатой z_M , r_0 - радиус кривизны нейтральной линии композита, $T_P = \frac{E_P z_P}{r_0}$ - механическое напряжение в слое ПКП с координатой z_P , E_M и E_P - модули упругости рессоры и ПКП, причем модуль упругости поляризованной ПКП можно найти через податливость поляризованной пьезокерамики, который приводится в справочниках: $E_P = (s_{11}^E)^{-1}$. Для прямоугольного сечения композита формула (6.33) имеет вид

$$M = \frac{E_M}{r_0} J_M + 2 \frac{E_P}{r_0} J_P^*, \quad (6.34)$$

где $J_M = \frac{bh_M^3}{12}$, $J_P^* = J_P + \frac{(h_M + h_P)^2}{4} \Omega_P$, $J_P = \frac{bh_P^3}{12}$, $\Omega_P = bh_P$.

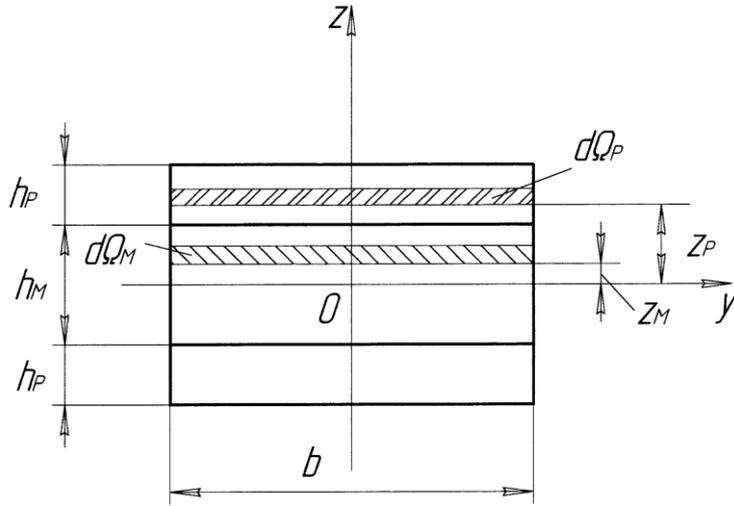


Рис. 6.5. Поперечное сечение трехслойного композита БПП

Зависимость радиуса кривизны изогнутой нейтральной линии балки от ее прогиба по оси y имеет вид

$$\frac{d^2\xi}{dx^2} = \frac{1}{r_0}. \quad (6.35)$$

С учетом (6.34) и (6.35) основное дифференциальное уравнение изогнутой нейтральной линии композитной балки малой кривизны имеет вид

$$\frac{d^2\xi}{dx^2} = \frac{M}{E_M J_M + 2E_P J_P^*}.$$

Таким образом, податливость сечения композита (обратная величина жесткости сечения) имеет вид

$$\lambda_B = (E_M J_M + 2E_P J_P^*)^{-1} = \frac{12}{b \left\{ E_M h_M^3 + 2E_P h_P^3 \left[1 + 3 \left(1 + \frac{h_M}{h_P} \right)^2 \right] \right\}}. \quad (6.36)$$

Как было показано выше, изгиб свободного конца БПП под действием электрического напряжения при отсутствии внешних сил осуществляется с постоянной кривизной по всей длине БПП (в форме дуги окружности). Такая форма изгиба характерна для консольно защемленной балки, на свободный конец которой действует сосредоточенный изгибающий мо-

мент (рис. 6.6). Определим углы поворота сечений и перемещения такой балки при действии момента M_E .

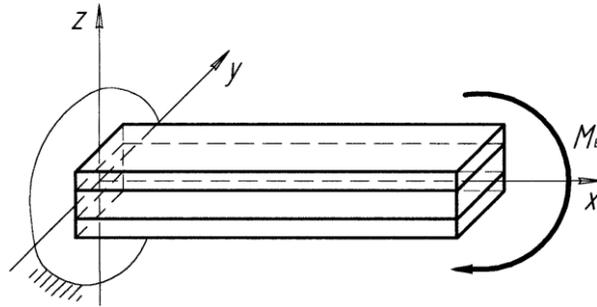


Рис. 6.6. БПП под действием сосредоточенного изгибающего момента, приложенного на свободном конце

Дифференциальное уравнение нейтральной линии изогнутой балки

$$\xi'' = -\lambda_B M_E,$$

где ξ - перемещение вдоль оси z , λ_B - податливость сечения балки (6.36).

Проинтегрировав последнее уравнение, получим угол поворота сечения

$$\theta(x) = -\int \lambda_B M_E dx + C_1 = \lambda_B M_E x + C_1,$$

где C_1 - постоянная интегрирования. При $x=l$ $\theta=0$, поэтому $C_1 = \lambda_B l M_E$, при $x=0$

$$\theta = \lambda_B M_E l.$$

Перемещение свободного конца балки

$$\xi(x) = \int \lambda_B \theta dx + D_1 = \frac{\lambda_B M_E x^2}{2} + C_1 x + D_1,$$

где D_1 - постоянная интегрирования. При $x=l$ $\xi=0$, поэтому

$$D_1 = -\frac{\lambda_B M_E x^2}{2}, \text{ при } x=0$$

$$\xi = -\frac{\lambda_B M_E l^2}{2}. \quad (6.37)$$

Приравняв перемещения ξ , полученные из формул (6.37) и (6.28), найдем изгибающий момент, эквивалентный действию электрического напряжения U :

$$M_E = \frac{3}{2} \cdot \frac{d_{31} \left[\left(h_P + \frac{h_M}{2} \right)^2 - \frac{h_M^2}{4} \right]}{\left\{ E_M s_{11}^E \frac{h_M^3}{8} + \left[\left(h_P + \frac{h_M}{2} \right)^3 - \frac{h_M^3}{8} \right] \right\} h_P \lambda_B} U. \quad (6.38)$$

В связи с тем, что эквивалентный момент M_E , приложенный к БПП, дает такое же перемещение ξ и угол поворота поперечного сечения θ , что и электрическое напряжение, относительные деформации S в рессоре и ПКП также будут одинаковы для эквивалентного момента и напряжения.

Отметим, что со стороны заделки на БПП действует такой же механический момент M_E , имеющий противоположное направление. Эта формула для определения эквивалентного момента справедлива также для БПП, имеющего выпуск рессоры, как показано на рис. 6.3. Естественно, эквивалентный момент приложен на границе участков. Численное значение эквивалентного момента для БПП, расчет перемещений которого произведен выше: $M_E = 0,10 \text{ Нм}$.

Используя (6.32) и (6.38), получим перемещение свободного конца рессоры с выпуском

$$\xi_L = \frac{M_E L^2 \lambda_B (2 - l_L) l_L}{2}, \quad (6.39)$$

где $l_L = \frac{l}{L}$.

В случае, если БПП имеет выпуски рессоры с двух сторон (рис. 6.7), картина изгиба нейтральной линии 0–0 такого БПП будет состоять из трех участков: первый и третий участки останутся прямолинейными, а второй участок изогнется по дуге окружности (рис. 6.8 а.). Такая форма изгиба обеспечивается приложением двух равных по модулю и противоположно направленных изгибающих моментов M_E . Перемещение свободного конца рессоры равно перемещению ξ_L , как в случае с одним выпуском (рис. 6.3).

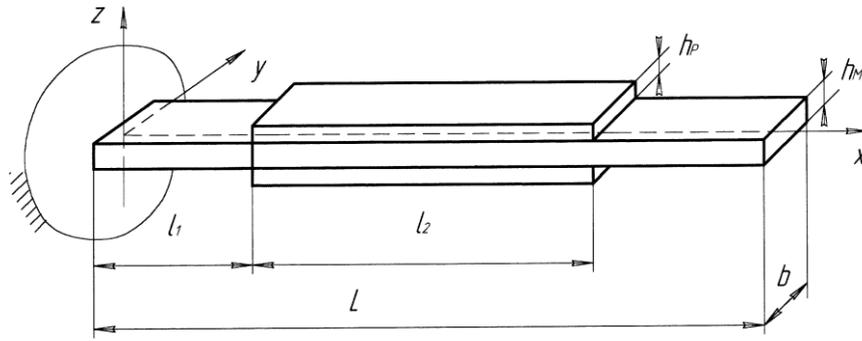


Рис. 6.7. БПП с двумя выпусками рессоры

Необходимо отметить, что такая замена действия электрического напряжения двумя эквивалентными моментами справедлива в двух случаях. Во-первых, когда длина первого участка l_1 сравнима с длиной второго участка l_2 , содержащего ПКП, и жесткость сечения $E_1 J_1$ первого участка сравнима с жесткостью сечения $(EJ)_2$ второго участка. Во-вторых, когда первый участок можно представить физически в виде упругого шарнира, что эквивалентно условиям $E_1 J_1 \ll (EJ)_2$ и $l_1 \ll l_2$ (рис. 6.8 б).

Используя данный метод замены действия напряжения эквивалентными моментами, можно рассчитать перемещения элементов сложных упругих систем.

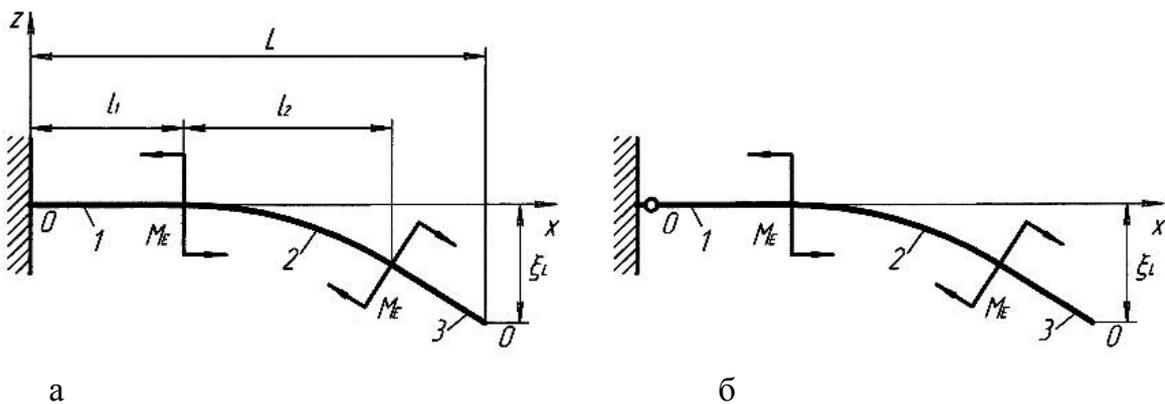


Рис. 6.8. Изгиб нейтральной линии БПП с двумя выпусками рессоры, а - при фиксации БПП заделкой, б - при фиксации БПП упругим шарниром

Таким образом, применяя формулу (6.38) и разработанный метод, можно представить упругую систему, в которую входит БПП, как чисто механи-

ческую систему, к которой приложены только механические воздействия, включающие внешние силы и эквивалентные изгибающие моменты, заменяющие воздействие электрического напряжения на БПП и на всю упругую систему в целом. Следует подчеркнуть, что данный метод позволяет рассчитать:

- перемещение элементов упругой системы;
- деформации в элементах упругой системы;
- механические напряжения в элементах упругой системы, исключая БПП.

Последнее утверждение объясняется тем фактом, что такое эквивалентное механическое представление действия электрического напряжения не дает возможности найти скачки механических напряжений в БПП, возникающих при действии обратного пьезоэффекта.

Найдем коэффициент жесткости для БПП (рис. 6.3), состоящего из двух участков, податливости сечений которых соответственно имеют значения $\lambda_M = (E_M J_M)^{-1}$ и λ_B . Если приложить силу P в точке 0 (рис. 6.9), то она переместится по оси z на расстояние ξ_{LP} . В этом случае коэффициент жесткости БПП может быть найден из выражения $c = \frac{P}{\xi_{LP}}$.

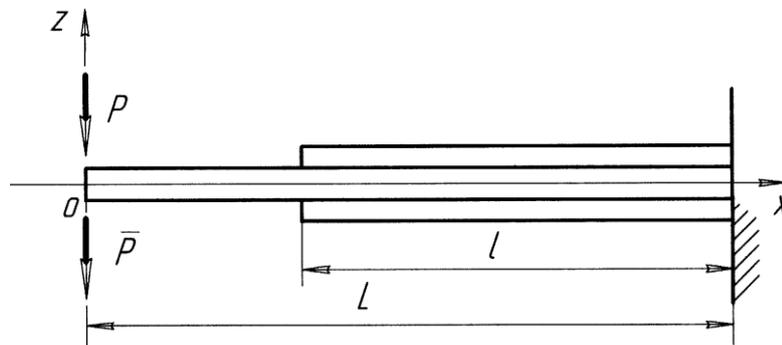


Рис. 6.9. Расчетная схема для определения жесткости БПП

Для определения перемещения ξ_{LP} конца балки, имеющей два участка, воспользуемся методом Мора, задав единичную силу в той же точке 0: $\bar{P} = 1$, действующую в ту же сторону (положительное значение ξ_{LP} соответствует направлению действия силы P):

$$\xi_{LP} = \int_{L-l}^L 1 \cdot x^2 P \lambda_B dx + \int_0^{L-l} 1 \cdot x^2 P \lambda_M dx = \frac{P}{3} [\lambda_B L^3 + (L-l)^3 (\lambda_M - \lambda_B)].$$

Таким образом, коэффициент жесткости БПП

$$c = 3[\lambda_B L^3 + (L-l)^3 \Delta]^{-1},$$

где $\Delta = \lambda_M - \lambda_B$.

В частном случае, когда ПКП занимают всю длину БПП, т.е. $l = L$, коэффициент жесткости

$$c_B = \frac{3}{\lambda_B l^3}.$$

Численное значение коэффициента жесткости консольной рессоры с БПП, имеющей те же характеристики, что и при расчете перемещений:

$$c = 1,5 \cdot 10^4 \text{ Н/м.}$$

Для нахождения максимальной силы (блокирующей силы), которую развивает БПП (рис. 6.3) при заторможенном свободном конце, необходимо знать перемещение ξ_L из (6.32) при подаче напряжения U , т.е. при приложении к БПП эквивалентного момента. Тогда

$$P_{0\max} = c \cdot \xi_L.$$

Численное значение этой силы в рассматриваемом примере $P_{0\max} = 0,84 \text{ Н}$.

6.4. АКТИВНЫЙ УПРУГИЙ ПАРАЛЛЕЛОГРАММ

Рассмотрим параллельное соединение БПП 1 (рис. 6.10), позволяющее создать плоскопараллельное движение платформе 2. Как было сказано выше, действие такой упругой системы соответствует схеме активного упругого параллелограмма (АУП). Для расчета поступательного перемещения платформы ξ под действием электрического напряжения U или под действием силы P можно применить расчетную схему с одной рессорой (рис. 6.11). Причем внешняя сила, приходящаяся на одну рессору, - $P_0 = P/n$, где n - число рессор.

Приведенная упругая система является статически неопределимой, поэтому для расчета необходимо выбрать основную систему. Наиболее

простой вариант – консольная составная балка с действующей на нее в точке 0 реакцией P_0 от внешней силы и реактивным моментом от заделки в платформе M_0 .

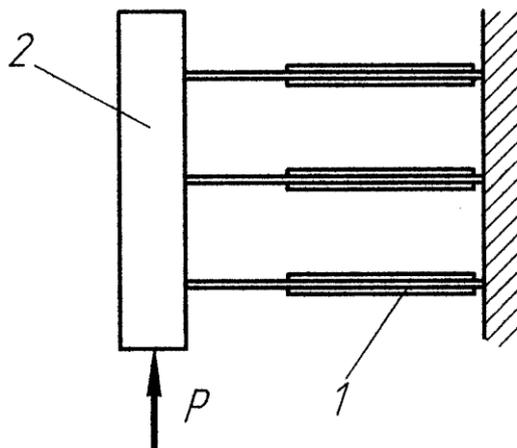


Рис. 6.10. Активный упругий параллелограмм

Силы реакции, направленной по оси x , не будет, так как в этом направлении внешние силы не действуют.

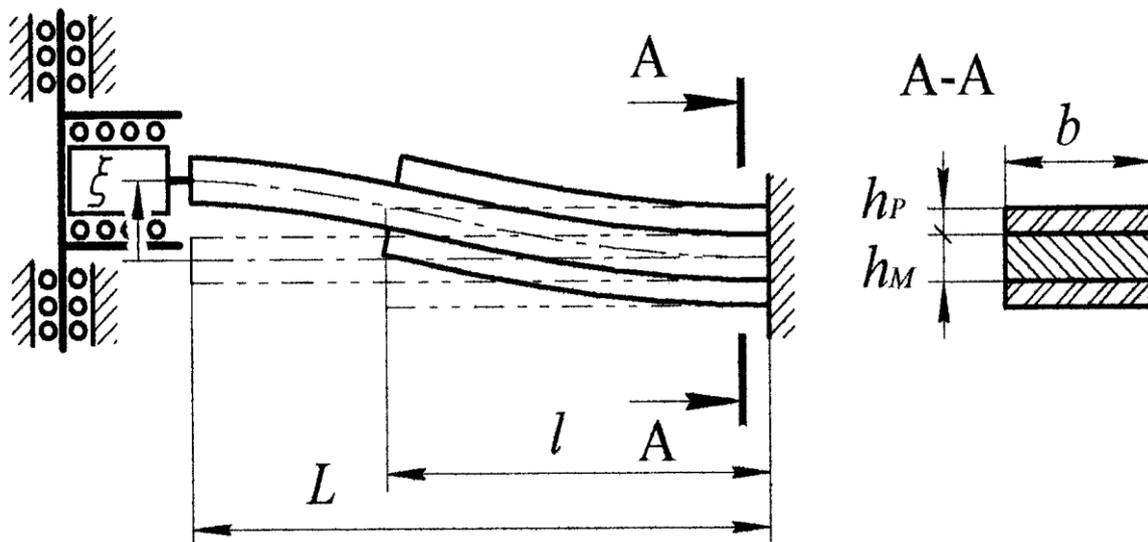


Рис. 6.11. Расчетная схема активного упругого параллелограмма

Воспользовавшись заменой напряжения эквивалентным моментом M_E , расчетную схему рессоры с БПП можно представить следующим образом

(рис. 6.12).

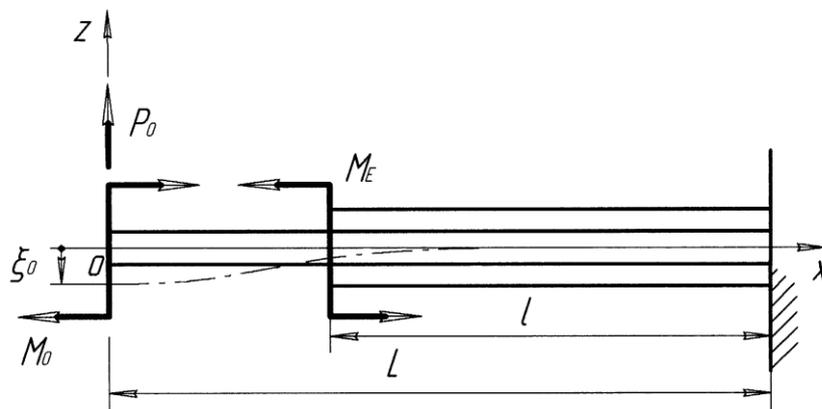


Рис. 6.12. Расчетная схема рессоры активного упругого параллелограмма

Очевидно, что при указанных на схеме направлениях внешней силы приведенной к одной рессоре $P_0 = P/n$, и эквивалентного момента M_E перемещения, вызываемые этими воздействиями, будут направлены в противоположные стороны. Суммарное перемещение вдоль оси z

$$\xi_0 = \xi_{0P} + \xi_{0E}, \quad (6.40)$$

где ξ_{0P} - перемещение от действия силы P_0 , ξ_{0E} - перемещение от действия эквивалентного момента M_E . При указанном на схеме направлении суммарного перемещения направление действия момента реакции в заделке платформы M_0 будет направлено по часовой стрелке. Подчеркнем, что в правой части (6.40) отсутствует перемещение от действия M_0 , так как он является реактивным моментом и его влияние на перемещение учитывается автоматически.

Чтобы определить M_0 , найдем угол поворота поперечного сечения рессоры θ_0 в точке 0. Для этого в ней приложим единичный момент $\bar{M} = 1$, направленный аналогично M_E . Применив метод Мора, получим

$$\begin{aligned} \theta_0 &= \int_0^{L-l} (-1)(P_0x + M_0) \lambda_M dx + \int_{L-l}^L (-1)(P_0x + M_0 - M_E) \lambda_B dx = \\ &= -\lambda_M \frac{P_0}{2} (L-l)^2 - \lambda_M M_0 (L-l) - \lambda_B \frac{P_0}{2} [L^2 - (L-l)^2] - \lambda_B (M_0 - M_E) l. \end{aligned}$$

Поскольку в заделке у платформы в точке 0 $\theta_0 = 0$, то реактивный момент

$$M_0 = \frac{\frac{P_0}{2} L [\Delta(1-l_L)^2 + \lambda_B] - \lambda_B l_L M_E}{l_L \Delta - \lambda_M}, \quad (6.42)$$

где $\Delta = \lambda_M - \lambda_B$, $l_L = l/L$.

Для нахождения перемещения в точке 0 приложим в ней единичную силу $\bar{P} = 1$, действующую в том же направлении, что M_E . Применив метод Мора, получим

$$\begin{aligned} \xi_0 = & \int_0^{L-l} (-1)x(P_0x + M_0)\lambda_M dx + \int (-1)x(P_0x + M_0 - M_E)\lambda_B dx = -\frac{P_0}{3} [\Delta(L-l)^3 + \lambda_B L^3] - \\ & -\frac{M_0}{2} [\Delta(L-l)^2 + \lambda_B] + \frac{M_E}{2} \lambda_B [L^2 - (L-l)^2]. \end{aligned}$$

Учитывая формулу (6.42), найдем

$$\xi_0 = -P_0 L^3 \left\{ \frac{1}{3} [\Delta(1-l_L)^3 + \lambda_B] + \frac{1}{4} \frac{[\Delta(1-l_L)^2 + \lambda_B]^2}{\Delta l_L - \lambda_M} \right\} + M_E \frac{L^2}{2} \cdot \frac{\lambda_B \lambda_M (1-l_L) l_L}{\lambda_M - \Delta l_L}. \quad (6.43)$$

В соответствии с (6.40) первый член выражения (6.43) соответствует перемещению от внешней силы

$$\xi_{0P} = -P_0 L^3 \left\{ \frac{1}{3} [\Delta(1-l_L)^3 + \lambda_B] + \frac{1}{4} \frac{[\Delta(1-l_L)^2 + \lambda_B]^2}{\Delta l_L - \lambda_M} \right\},$$

а второй – соответствует перемещению от действия эквивалентного момента ξ_{0E} :

$$\xi_{0E} = M_E \frac{L^2}{2} \cdot \frac{\lambda_B \lambda_M (1-l_L) l_L}{\lambda_M - \Delta l_L} \quad \text{или} \quad \xi_{0E} = \frac{M_E}{2} \lambda_B L^2 \frac{\Lambda(1-l_L) l_L}{l_L + \Lambda(1-l_L)}, \quad (6.44)$$

где $\Lambda = \lambda_M / \lambda_B$. В этой формуле при $l_L = 1$, т.е. в случае, когда БПП занимает всю длину рессоры, получается, что $\xi_{0E} = 0$ (как и в случае $l_L = 0$). Следовательно, перемещения от действия электрического напряжения не будет. Это возникает из-за того, что M_E приложено в точке 0 – в заделке рес-

соры в платформе, поэтому угол поворота сечения $\theta_0 = 0$ независимо от величины M_E . Физический смысл этого вывода состоит в том, что рессора как упругий элемент параллелограмма при изгибе должна иметь точку перегиба. В нашем случае ($l_L = 1$) при подаче напряжения БПП не имеет точку перегиба, поэтому перемещение $\xi_{0E} = 0$.

Поскольку в формуле (6.44) $\xi_{0E} = 0$ при $l_L = 1$ и при $l_L = 0$, то функция $\xi_{0E}(l_L)$ имеет максимум. Найдем его, решив квадратное уравнение, исходя из $\frac{d}{dl_L} \xi_{0E}(l_L) = 0$:

$$(\Lambda - 1)l_L^2 - 2\Lambda l_L + \Lambda = 0.$$

Если $\Lambda \neq 1$, то на отрезке $0 \leq l_L \leq 1$ максимум $\xi_{0E}(l_L)$ достигается при

$$l_L = \frac{\sqrt{\Lambda}}{1 + \sqrt{\Lambda}},$$

а максимальное перемещение

$$\xi_{0E \max} = M_E \frac{L^2}{2} \lambda_B \frac{\Lambda}{(1 + \sqrt{\Lambda})^2}.$$

Если $\Lambda = 1$, то максимум $\xi_{0E}(l_L)$ достигается при $l_L = 0.5$, что очевидно и соответствует простым логическим рассуждениям:

$$\xi_{0E \max} = M_E \frac{L^2}{8} \lambda_B. \quad (6.45)$$

Коэффициент жесткости одной рессоры с БПП

$$c = \frac{P_0}{\xi_{0P}} = L^{-3} \left\{ \frac{\lambda_B + (1 - l_L)^3 \Delta}{3} - \frac{[\lambda_B + (1 - l_L)^2 \Delta]^2}{4(\lambda_M - l_L \Delta)} \right\}^{-1}.$$

В частном случае, когда $L = l$, т.е. при $l_L = 1$, получаем

$$c_B = \frac{12}{l^3 \lambda_B}.$$

Коэффициент жесткости в этом случае в четыре раза выше, чем у консольной балки с теми же параметрами (6.39).

Коэффициент жесткости всего активного параллелограмма, состоящего из n параллельных рессор с БПП, можно вычислить по формуле

$$c_0 = \frac{P}{\xi_{0P}} = nL^{-3} \left\{ \frac{\lambda_B + (1-l_L)^3 \Delta}{3} - \frac{[\lambda_B + (1-l_L)^2 \Delta]^2}{4(\lambda_M - l_L \Delta)} \right\}^{-1}. \quad (6.46)$$

Увеличивая число рессор в активном параллелограмме, мы пропорционально увеличиваем жесткость системы.

Для активного параллелограмма, состоящего из двух рессор с БПП, которые имеют те же характеристики, что и рассчитанная консольная рессора с БПП, коэффициент жесткости имеет численное значение $c_0 = 9,0 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$.

Таким образом, мы нашли перемещение платформы активного параллелограмма при одновременном действии внешней нагрузки и электрического напряжения, приложенного к БПП. Определили соотношение между длиной рессоры и БПП для получения максимального перемещения платформы. Выявили, что в случае, когда БПП занимает всю длину рессоры, система становится неработоспособной.

Максимальную силу (блокирующую силу), которую развивает такой пьезопривод, можно найти из (6.43) при $\xi_0 = 0$:

$$P_{0\max} = \frac{2\lambda_B \lambda_M (1-l_L) l_L}{2L(\lambda_M - \Delta l_L) \left\{ \frac{1}{3} [\Delta(1-l_L)^3 + \lambda_B] + \frac{1}{4} \frac{[\Delta(1-l_L)^2 + \lambda_B]^2}{\Delta l_L - \lambda_M} \right\}} M_E,$$

или из выражения

$$P_{0\max} = c_0 \cdot \xi_{0E}.$$

Для нашего примера численное значение силы $P_{0\max} = 3,4 \text{ Н}$ (для сравнения максимальная сила консольного БПП с теми же размерами $P_0 = 0,84 \text{ Н}$).

Как было указано выше, рессора АУП при подаче напряжения изгибается с перегибом в средней ее части. Очевидно, что такая упругая система будет работать эффективнее, если БПП, содержащийся на рессоре, будет разбит на две симметричные части (рис. 6.13.а) и подключен к источнику напряжения противофазно. Такого же эффекта можно достичь, если

направление поляризации ПКП на первом БПП (\bar{P}_{1E}) и втором БПП (\bar{P}_{2E}) противоположны. В этом случае на оба БПП подается напряжение одного знака (рис. 6.5 б).

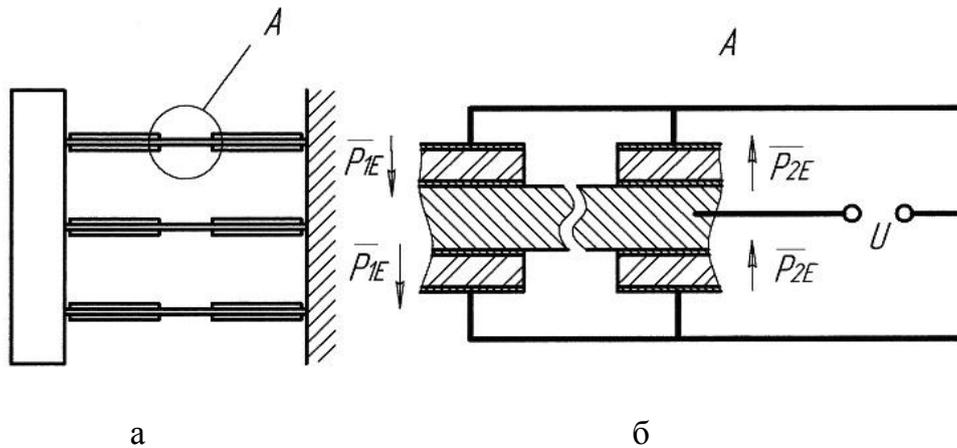


Рис. 6.13. АУП с рессорами, содержащими по два БПП на каждой

Для определения перемещения платформы такого АУП рассмотрим две рессоры с БПП, имеющие одинаковую длину $L/2$ и не связанные между собой. При подаче на них одинакового электрического напряжения, перемещения свободных концов рессор в точке $0_1 - \xi_{0E1}$ и в точке $0_2 - \xi_{0E2}$ будут равны, но направлены в противоположные стороны (рис. 6.14 а). Как и в предыдущих случаях заменим действие напряжения действием эквивалентных изгибающих моментов M_E . Эти две рессоры можно совместить в точке 0 свободными концами, так как они не оказывают воздействия друг на друга (рис. 6.14 б). В этом случае, используя формулу (6.39), получим перемещение заделки второй рессоры относительно заделки первой рессоры

$$\xi_{0E} = 2\xi_{0E1} = 2\xi_{0E2} = M_E L^2 \lambda_B (1 - l_L) l_L, \quad (6.47)$$

где $l_L = l/L$. В частном случае при $l_L = 0.5$ перемещение платформы

$$\xi_{0E} = \frac{M_E L^2 \lambda_B}{4}.$$

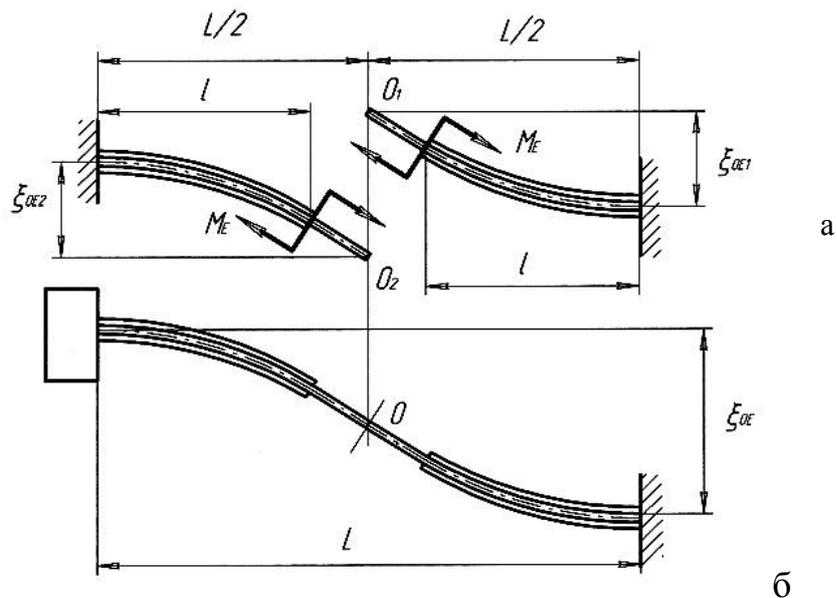


Рис. 6.14. Расчетная схема рессоры с двумя БПП: а - рессоры с одним БПП и свободным концом, б - рессора с двумя БПП

Сравнивая это выражение с (6.45), видим, что перемещение платформы в последнем случае в два раза больше, чем в случае, когда БПП занимает только половину длины рессоры (при $\lambda_M = \lambda_B$), но в 4 раза меньше, чем в случае консольно закрепленного БПП.

6.5. ОЦЕНКА БЫСТРОДЕЙСТВИЯ МОДУЛЕЙ

Для оценки быстродействия модуля микроперемещений необходимо определить собственную частоту упругой системы. АУП можно представить как упругую систему с сосредоточенными параметрами. Тогда собственная частота определяется по формуле

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_0}{m}},$$

где m - масса платформы, если масса платформы на много больше массы рессор с БПП.

Быстродействие оценивается по величине постоянной времени τ . Физическая сущность этой величины заключается в том, что упругая система обрабатывает ступенчатое воздействие (например, скачкообразная по-

дача напряжения) за период времени, приблизительно равный τ . Постоянную времени можно найти по формуле

$$\tau \approx \frac{1}{4f_0}.$$

Для приведенного выше АУП массу платформы возьмем $m = 0,1 \text{ кг}$, $c_0 = 9,0 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$, тогда $f_0 = 150 \text{ Гц}$, $\tau = 1,7 \text{ мс}$.

Таким образом, модули микроперемещений с БПП можно рассчитывать, применяя метод эквивалентных моментов. В этом случае задача нахождения перемещений выходного звена сводится к определению упругих деформаций и прогибов упругой системы.

Анализ активных упругих устройств, предназначенных для поступательного перемещения, показывает, что наиболее эффективна конструкция АУП, содержащая два симметрично расположенных БПП на каждой рессоре. Сравнивая его с одиночным консольно закрепленным БПП, можно констатировать, что коэффициент жесткости одной рессоры АУП в 4 раза выше, чем у консольного БПП. Нарращивание силовых характеристик модуля наиболее эффективно путем увеличения количества рессор с БПП, соединенных параллельно.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. В чем основное преимущество БПП по сравнению с составными и трубчатыми пьезоприводами?
2. Почему при подаче электрического напряжения появляются скачки механических напряжений в зонах склейки слоев БПП?
3. В чем заключается метод эквивалентных моментов при расчете перемещений БПП?
4. При равных условиях перемещение какого элемента больше: платформы АУП или конца консольно закрепленного БПП?
5. При увеличении количества рессор с БПП растет перемещение платформы или жесткость АУП?

Глава 7. РАСЧЕТЫ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДВУХКООРДИНАТНЫХ МОДУЛЕЙ С БИМОРФНЫМИ ПЬЕЗОПРИВОДАМИ

Рассмотренные выше упругие системы с БПП осуществляют траектории движения выходного звена в одной плоскости, что часто недостаточно. В современных оптических системах часто требуется угловое сканирование в двух плоскостях [35, 40]. Сложность расчета таких систем состоит в том, что упругие связи смежных приводов оказывают сопротивление движению выходного звена при работе привода рассматриваемой степени свободы.

7.1. УГЛЫ КАЧЕНИЯ ДВУХКООРДИНАТНОГО СКАНЕРА

Задачей расчета двухкоординатного сканирующего устройства (рис. 4.16) является определение зависимостей углов сканирования от параметров упругой системы и напряжения, подаваемого на БПП, а также оптимизация параметров системы с целью достижения максимума углов сканирования при фиксированном значении амплитуды напряжения и общих габаритах устройства.

Данная упругая система имеет относительно жесткие элементы: плоские рессоры с БПП 1, 2 и зеркало 3, а также относительно нежесткие элементы – упругие стержни 4. Будем считать, что рессоры с БПП имеют бесконечную жесткость на кручение, а зеркало – абсолютно жесткое тело. При одновременном отклонении зеркала в двух плоскостях все четыре упругих стержня будут испытывать пространственный (сложный) изгиб, причем направление векторов сил будет также меняться. Для сохранения постоянного упругого сопротивления внешним воздействиям эти стержни должны иметь круглое сечение, поэтому важным фактором, влияющим на углы поворота зеркала, будет отношение диаметра упругого стержня к его длине. Задачей расчета является также исследование влияния этого отношения на угол поворота зеркала.

В качестве расчетной схемы сканера можно принять статически неопределимую упругую систему (рис. 7.1 а), состоящую из одной рессоры с

БПП, упругого стержня и половины зеркала. Внешним воздействием на нее будет эквивалентный момент M_E , соответствующий действию электрического напряжения U , подаваемого на БПП. В этой системе в точке качания зеркала O будет действовать момент сопротивления M_0 , возникающий вследствие скручивания перпендикулярных плоскости рисунка упругих стержней (на схеме не показаны) в точке O . Они связывают пьезопроводы, не участвующие в повороте зеркала в плоскости рисунка, с зеркалом. M_0 пропорционален углу поворота зеркала θ_0 . Разобьем упругую систему на две, заменив отброшенные части реакциями (рис. 9.4 б, в).

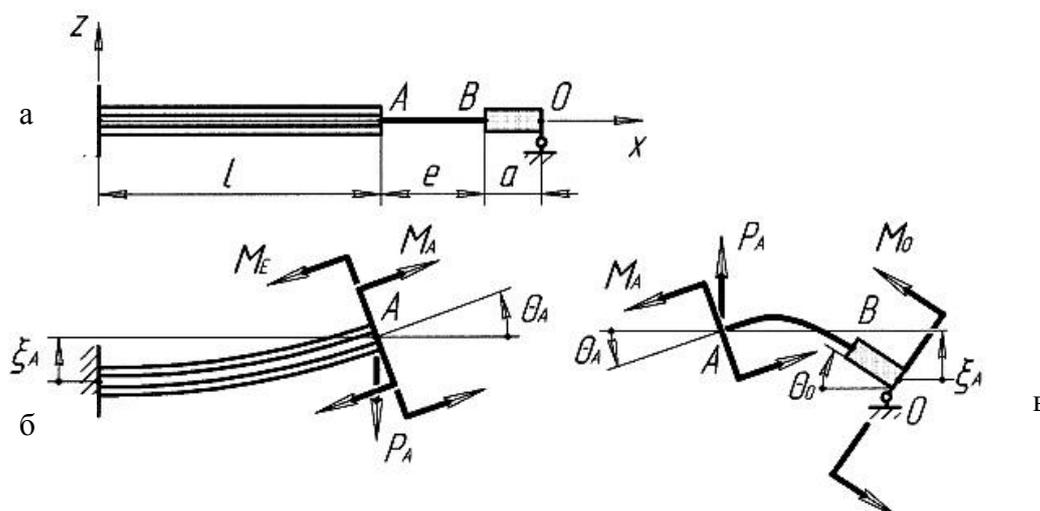


Рис. 7.1. Расчетная схема двухкоординатного сканера: а – общая схема, б – схема рессоры с БПП, в – схема половины зеркала с упругим стержнем

Реакции, действующие вдоль оси x , не учитываем, т.к. изгибающие моменты, возникающие при их действии, крайне незначительны вследствие малости углов поворота сечений (не более 3^0). При указанном направлении оси x угол поворота рессоры с БПП в точке A

$$\theta_A = (M_E - M_A) \lambda_B l - \frac{P_A}{2} \lambda_B l^2, \quad (7.1)$$

где λ_B - податливость сечения БПП, M_A и P_A - реактивный момент и реакция в точке A со стороны отброшенной части системы. Перемещение точки A по оси z

$$\xi_A = \frac{(M_E - M_A)}{2} \lambda_B l^2 - \frac{P_A}{3} \lambda_B l^3. \quad (7.2)$$

Для второй части упругой системы, состоящей из упругого стержня и половины зеркала, напишем уравнение статики:

$$P_A(e + a) = M_A + M_0. \quad (7.3)$$

Поскольку мы рассматриваем только половину упругой системы сканера, то угол поворота зеркала

$$\theta_0 = -M_0 e \lambda_{ep}, \quad (7.4)$$

где λ_{ep} - крутильная податливость сечения упругого стержня. Отметим, что знак «-» в формуле (7.4) поставлен по причине того, что поворот зеркала на данной схеме осуществляется по часовой стрелке (положительное направление поворота – против часовой стрелки). Крутильная податливость сечения λ_{ep} связана с изгибной податливостью сечения упругого стержня λ_e следующим соотношением

$$\lambda_{ep} = (1 + \mu_e) \lambda_e, \quad (7.5)$$

где μ_e - коэффициент Пуассона для материала упругого стержня, так как

$$G_e = \frac{E_e}{2(1 + \mu_e)},$$

где G_e - модуль сдвига, E_e - модуль упругости материала упругого стержня.

Изгибная податливость сечения круглого стержня определяется известной формулой

$$\lambda_e = \frac{64}{E_e \pi (d_e e)^4}, \quad (7.6)$$

где $d_e = \frac{d}{e}$, d - диаметр упругого стержня.

Учитывая (7.3) и (7.4), получим

$$P_A = A_0 \cdot M_A + B_0 \cdot \theta_0, \quad (7.7)$$

где $A_0 = (e + a)^{-1}$ и $B_0 = -[\lambda_{ep} e (e + a)]^{-1}$.

Мы условились считать зеркало абсолютно жестким телом, поэтому перемещение точки В можно определить следующим образом

$$\xi_B = -a\theta_B, \quad (7.8)$$

причем $\theta_B = \theta_0$, а знак «-» поставлен в (7.8) из-за того, что угол поворота отрицателен, а перемещение точки В положительно.

Дифференциальное уравнение изогнутой оси упругого стержня имеет вид

$$\theta' = \lambda_e (P_A x - M_A),$$

а с учетом (7.7), получим

$$\theta' = \lambda_e [(A_0 M_A + B_0 \theta_B) x - M_A].$$

Дважды проинтегрировав данное уравнение, определим зависимости угла поворота сечения и перемещения оси упругого стержня от координаты x :

$$\theta = \lambda_e \left[\frac{1}{2} (A_0 M_A + B_0 \theta_B) x^2 - M_A x \right] + C,$$

$$\xi = \lambda_e \left[\frac{1}{6} (A_0 M_A + B_0 \theta_B) x^3 - \frac{1}{2} M_A x^2 \right] + C x + D,$$

где C и D - постоянные интегрирования.

Постоянную C найдем из условия $\theta(x=e) = \theta_B$:

$$C = -\frac{1}{2} \lambda_e e (e A_0 - 2) M_A + \left(1 - \frac{1}{2} \lambda_e e^2 B_0 \right) \theta_B,$$

постоянную D найдем из условия $\xi(x=e) = \xi_B$ и (7.8):

$$D = \frac{1}{6} \lambda_e e^2 (2e A_0 - 3) M_A + \left(\frac{1}{3} \lambda_e e^3 B_0 - a - e \right) \theta_B.$$

Угол поворота сечения в точке А ($x=0$)

$$\theta_A = C = -\frac{1}{2} \lambda_e e (e A_0 - 2) M_A + \left(1 - \frac{1}{2} \lambda_e e^2 B_0 \right) \theta_B, \quad (7.9)$$

перемещение в точке А

$$\xi_A = D = \frac{1}{6} \lambda_e e^2 (2e A_0 - 3) M_A + \left(\frac{1}{3} \lambda_e e^3 B_0 - a - e \right) \theta_B. \quad (7.10)$$

С другой стороны, угол поворота сечения рессоры с БПП в точке А можно определить из (7.1), учитывая (7.7):

$$\theta_A = -\frac{1}{2}\lambda_B l \frac{2e+2a+l}{e+a} M_A + \lambda_B l M_E + \frac{1}{2}\lambda_B l^2 \frac{1}{\lambda_{ep} e(e+a)} \theta_B. \quad (7.11)$$

Перемещение рессоры с БПП в точке А определим из (7.2) и (7.7):

$$\xi_A = -\frac{1}{6}\lambda_B l^2 \frac{3e+3a+2l}{e+a} M_A + \frac{1}{2}\lambda_B l^2 M_E + \frac{1}{3}\lambda_B l^3 \frac{1}{\lambda_{ep} e(e+a)} \theta_B. \quad (7.12)$$

Приравняв углы θ_A в (7.9) и (7.11) и приравняв перемещения ξ_A в (7.10) и (7.12), получим систему двух уравнений относительно M_A и θ_B .

$$\begin{cases} -\frac{1}{2}\lambda_e e(eA_0 - 2)M_A + \left(1 - \frac{1}{2}\lambda_e e^2 B_0\right)\theta_B = -\frac{1}{2}\lambda_B l \frac{2e+2a+l}{e+a} M_A + \lambda_B l M_E + \frac{1}{2}\lambda_B l^2 \frac{1}{\lambda_{ep} e(e+a)} \theta_B \\ \frac{1}{6}\lambda_e e^2(2eA_0 - 3)M_A + \left(\frac{1}{3}\lambda_e e^3 B_0 - a - e\right)\theta_B = -\frac{1}{6}\lambda_B l^2 \frac{3e+3a+2l}{e+a} M_A + \frac{1}{2}\lambda_B l^2 M_E + \frac{1}{3}\lambda_B l^3 \frac{1}{\lambda_{ep} e(e+a)} \theta_B. \end{cases} \quad (7.13)$$

Эта система имеет решение при $\forall d_e$ кроме случая $d_e = 0$, так как при $d_e \rightarrow 0$ упругий стержень вырождается в струну, не имеющую изгибной жесткости. Следовательно, угол поворота поперечного сечения рессоры с БПП в точке А θ_A не равен углу наклона в точке А вырожденного в струну упругого стержня. Систему уравнений (7.13) с учетом (7.5) решим при помощи символьного процессора программы MathCad-2000. Приведем ниже только численные значения θ_B для частного случая ($a = 0$), так как аналитические выражения решений системы уравнений (7.13) не уместятся на одной странице книги.

Указанный частный случай ($a = 0$) соответствует расчетной схеме сканера (рис.7.2), в соответствии с которой зеркало 1 с радиусом r_0 жестко крепится в точке 0 пересечения перпендикулярных упругих стержней 2.

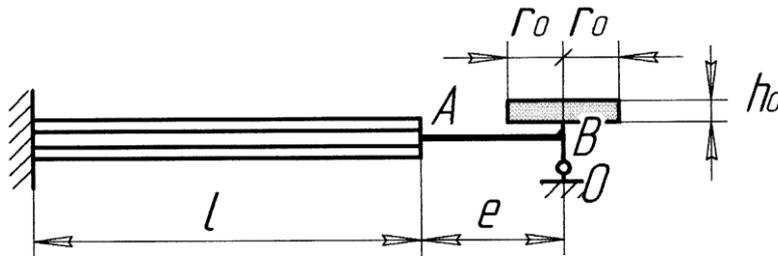


Рис. 7.2. Расчетная схема сканера при $a = 0$

Для определения максимального угла поворота при фиксированном значении длины упругого стержня e проанализируем зависимости угла поворота зеркала θ_0 (напомним, что $\theta_0 = \theta_B$) от относительного диаметра упругого стержня d_e .

Эти зависимости в аналитическом виде представляют собой длинные математические выражения, поэтому рассмотрим эти функции для конкретного численного примера при следующих значениях параметров: $l = 5,0 \cdot 10^{-2}$ м, $b = 1,5 \cdot 10^{-2}$ м, $h_M = 0,10 \cdot 10^{-3}$ м, $h_P = 0,80 \cdot 10^{-3}$ м, $a = 0$, $E_M = 0,71 \cdot 10^{11}$ Па (дюралюминий), $E_e = 1,0 \cdot 10^{11}$ Па (оловянно-фосфорная бронза), $\mu_e = 0,34$, $s_{11}^E = 10,7 \cdot 10^{-12}$ Па⁻¹, $d_{31} = 1,35 \cdot 10^{-10}$ Кл/Н (пьезокерамика ЦТБС-3). Расчеты производились при $U = 500$ В и при трех значениях параметра e . На рис.7.3 приведены зависимости угла поворота зеркала θ_0 (в градусах) от относительного диаметра упругого стержня d_e ($\theta_{1_{0o}}$ - при $e = 5,0 \cdot 10^{-3}$ м, $\theta_{2_{0o}}$ - при $e = 10,0 \cdot 10^{-3}$ м, $\theta_{3_{0o}}$ - при $e = 15,0 \cdot 10^{-3}$ м).

Графики зависимости показывают, что максимальное значение угла поворота зеркала теоретически достигается при $d_e = 0$, однако это неприемлемо. В диапазоне $0 \leq d_e \leq 0,05$ угол мало зависит от d_e и остается на максимальном уровне, поэтому необходимо придерживаться верхней границы диапазона при проектировании подобных устройств. Далее происходит резкое уменьшение θ_0 , и практически при $d_e > 0,15$ угол $\theta_0 \cong 0$. Такой характер зависимости можно объяснить тем, что в (7.13) параметр d_e косвенно присутствует в четвертой и восьмой степенях. Таким образом, влияние этого параметра на угол поворота очень велико. Поэтому при проектировании систем с аналогичной кинематикой необходимо тщательно подбирать d_e . Отрицательное значение угла θ_0 во всем диапазоне изменения аргумента (рис. 7.3) объясняется тем, что поворот происходит по часовой стрелке.

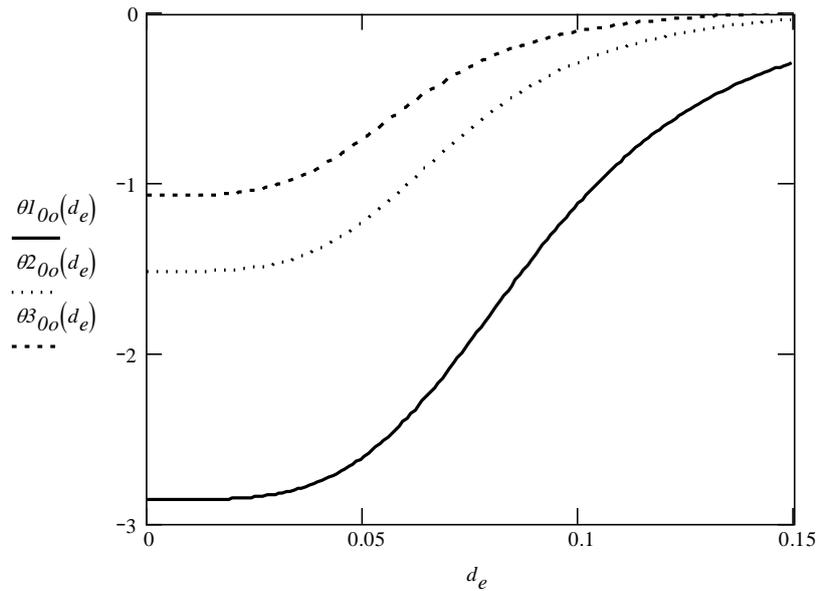


Рис. 7.3. Зависимость угла поворота зеркала θ_0 (в градусах) от относительного диаметра упругого стержня d_e при трех значениях его длины e ($\theta_{1_{0_0}}$ - при $e = 5,0 \cdot 10^{-3}$ м, $\theta_{2_{0_0}}$ - при $e = 10,0 \cdot 10^{-3}$ м, $\theta_{3_{0_0}}$ - при $e = 15,0 \cdot 10^{-3}$ м)

Заслуживает внимания сравнение угла θ_0 для значения $d_e = 1,0 \cdot 10^{-4}$ (например, на графике при $e = 5,0 \cdot 10^{-3}$ м угол поворота зеркала $\theta_0 = -2,9^0$) с углом поворота зеркала аналогичной упругой системы, в которой упругий стержень в точке А имеет шарнирное соединение с рессорой с БПП (рис. 7.4). Для нее угол $\theta_0 = \frac{\xi_A}{e} = -0,037 = -2,1^0$. Сравнение показывает, что угол поворота зеркала при наличии жесткого соединения с упругим стержнем малого диаметра больше на 26% угла поворота для шарнирного соединения. Это объясняется тем, что при жестком соединении рессоры с упругим стержнем в точке А он изгибается по касательной к упругой линии рессоры (на рис. 7.4 изогнутый стержень показан пунктирной линией). Далее по оси x упругий стержень перегибается, имея максимум перемещения ξ между точками А и В ($0 < x < e$), поэтому угол θ_0 будет больше угла между осью x и прямой, соединяющей точки А и 0 (как при шарнирном соединении в точке А).

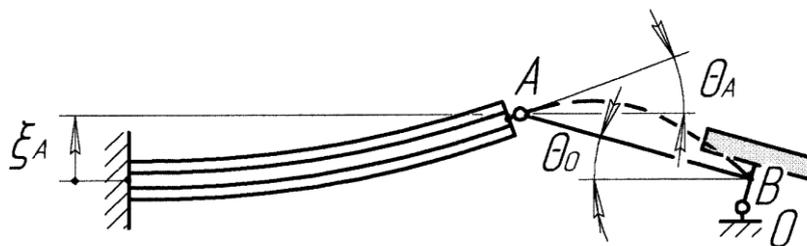


Рис. 7.4. Схема упругой системы сканера с шарниром в точке А

Полученный в данном численном примере диапазон амплитудных значений угла от 1^0 до 3^0 удовлетворяет современным требованиям, предъявляемым к лазерным сканерам для воспроизведения информации с лазерных дисков. Данная кинематическая схема может быть использована для микроманипулятора, выходное звено которого имеет возможность кроме качательных движений в двух плоскостях совершать поступательное движение по оси z . Это движение воспроизводится при подаче напряжения одной полярности на все БПП.

7.2. СОБСТВЕННАЯ ЧАСТОТА СКАНЕРА

Для приближенного расчета низшей собственной частоты по методу Релея необходимо определить максимальную потенциальную и кинетическую энергию упругой системы.

Потенциальная энергия двух рессор с БПП определяется выражением

$$E_B^P = 2E_{BM}^P + 2E_{BP}^P, \quad (7.14)$$

где $E_{BM}^P = \frac{(M_E - M_A)\theta_A}{2}$ – потенциальная энергия деформированной рессоры с БПП при действии эквивалентного момента и реактивного момента в точке А, $E_{BP}^P = -\frac{P_A \xi_A}{2}$ – потенциальная энергия деформированной рессоры с БПП при действии реакции в точке А (знак «-» в выражении поставлен по причине того, что направление P_A противоположно направлению

перемещения ξ_A). В формуле (7.14) M_A определяется из решения системы (7.13), θ_A - из (7.1), P_A - из (7.7), а ξ_A - из (7.2).

Потенциальная энергия двух деформированных изгибом упругих стержней имеет вид

$$E_e^P = 2(E_{eM}^P + E_{eP}^P + E_{e0}^P), \quad (7.15)$$

где $E_{eM}^P = \frac{M_A \theta_A}{2}$ - потенциальная энергия упругого стержня под действием реактивного момента M_A ,

$E_{eP}^P = \frac{P_A \xi_A}{2}$ - потенциальная энергия упругого стержня под действием реакции P_A ,

$E_{e0}^P = -\frac{M_0 \theta_0}{2}$ - потенциальная энергия упругого стержня под действием реактивного момента M_0 (знак «-» в выражении поставлен по причине того, что направление M_0 противоположно направлению θ_0). В формуле (7.15) θ_0 определяется из (7.13).

Потенциальная энергия упругой системы сканера равна сумме энергий ее частей:

$$E^P = E_B^P + E_e^P. \quad (7.16)$$

Кинетическая энергия упругой системы определяется выражением

$$E^K = E_0^K + 2E_B^K, \quad (7.17)$$

где $E_0^K = \frac{I_0 \dot{\theta}_0^2}{2}$ - кинетическая энергия колеблющегося зеркала, момент

инерции которого определяется формулой $I_0 = \frac{m_0 (h_0^2 + 3r_0^2)}{12}$, m_0 - масса

зеркала, $E_B^K = \frac{33}{140} \cdot \frac{m_B \dot{\xi}_A^2}{2}$ - кинетическая энергия консольно закрепленной

колеблющейся рессоры с БПП, m_B - ее масса [27]. Отметим, что кинетическую энергию колеблющихся упругих стержней мы не учитываем, так как в исследуемой конструкции их масса на один-два порядка меньше, чем

масса остальных частей упругой системы, а скорости близки к их скоростям.

Учитывая, что амплитудные скорости определяются выражениями $\dot{\theta}_0 = \omega \theta_0$ и $\dot{\xi}_A = \omega \xi_A$, и приравнивая потенциальную энергию из (7.16) кинетической энергии системы (7.14), получим приближенную формулу для определения низшей собственной частоты двухкоординатного сканера:

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{E^P}{\frac{I_0 \theta_0^2}{2} + \frac{33}{140} \cdot \frac{m_B \xi_B^2}{2}}}. \quad (7.18)$$

Результаты расчета низшей собственной частоты по (7.18) при указанных выше параметрах системы и при $h_0 = 2,0 \cdot 10^{-3}$ м, $r_0 = 2,0 \cdot 10^{-3}$ м, $m_0 = 6,1 \cdot 10^{-5}$ кг (плотность материала зеркала - $\rho_0 = 2,4 \cdot 10^3$ кг/м³), $m_B = 5,9 \cdot 10^{-3}$ кг представлены на рис. 7.5.

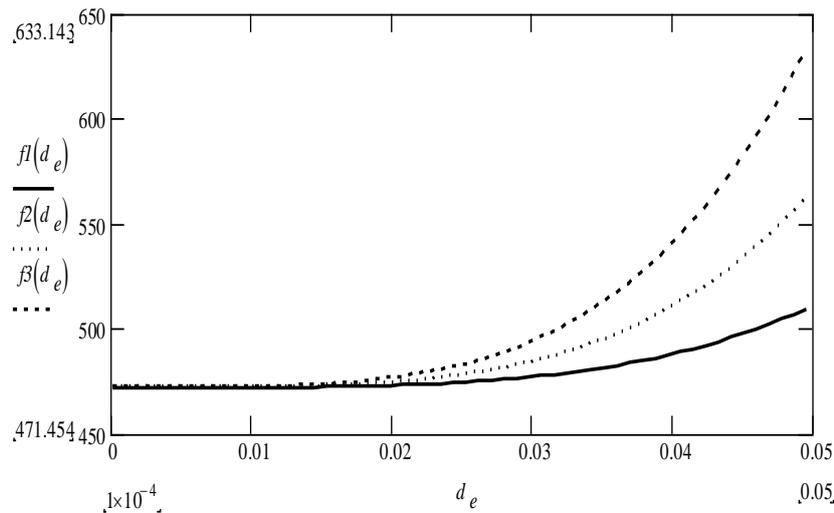


Рис. 7.5. Зависимость собственной частоты f (в Гц) от относительного диаметра упругого стержня d_e при трех значениях его длины e ($f1$ - при $e = 5,0 \cdot 10^{-3}$ м, $f2$ - при $e = 10,0 \cdot 10^{-3}$ м, $f3$ - при $e = 15,0 \cdot 10^{-3}$ м)

Из графиков видно, что значения собственных частот $f1, f2, f3$ при $d_e \rightarrow 0$ стремятся к одному пределу (в численном примере к $f_0 = 470$ Гц). В исследуемом диапазоне d_e значения частот плавно увеличиваются. При $d_e > 0,05$ идет резкое увеличение собственной частоты, при этом отметим

кажущийся парадокс: при меньшей длине стержня e скорость нарастания собственной частоты системы наибольшая. Это факт можно объяснить тем, что жесткость стержня зависит в четвертой степени d_e , а от e - только во второй степени. Достоверность расчета низшей собственной частоты приведенным выше методом при увеличении d_e снижается, так как данная модель не отражает физические процессы, происходящие в упругой системе, у которой жесткость сечения упругих стержней сравнима с жесткостью сечения рессоры с БПП.

Сравним полученные значения собственной частоты с низшей собственной частотой одиночной консольно закрепленной рессоры с БПП. Ее можно рассчитать по приближенной формуле С.П. Тимошенко [27]:

$$f_B = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{140}{33} \cdot \frac{3}{m_B l^3 \lambda_B}}. \quad (7.19)$$

Подставив в (7.19) указанные выше численные значения параметров рессоры с БПП, получим значение собственной частоты $f_B = 410$ Гц. Значение относительной разности $\frac{f_0 - f_B}{f_0} \cdot 100 = 13\%$. Такое сравнительно не-

большое расхождение частот свидетельствует о том, что при $d_e \rightarrow 0$ упругая связь между противоположными рессорами с БПП и зеркалом в упругой системе сканера почти не оказывает влияния на собственную частоту системы в целом.

Численные значения низших собственных частот в приведенном примере (~ 400 Гц) позволяет разработать эффективную конструкцию двухкоординатного сканера как для визуальной системы с воспроизведением изображения на сетчатке глаза, так и для систем записи и воспроизведения информации на лазерные диски.

Итак, мы получили математическую модель двухкоординатного сканера, позволяющую приближено определить углы сканирования и низшую собственную частоту упругой системы в зависимости от геометрических и физических параметров элементов системы, а также нашли их оптимальные значения (для достижения максимума угла сканирования).

Глава 8. ДИНАМИКА УПРУГИХ СИСТЕМ С БИМОРФНЫМИ ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКИМИ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯМИ

Для получения поступательного движения платформы АУП (рис. 8.1) при помощи двух БПП 1, установленных на рессорах 2, на них подают напряжение от источника 4, при котором БПП изгибаются и соответственно изгибаются рессоры в целом, формируя движение платформы 3. Перемещение платформы можно измерять микрометром 5, либо оптическими или индуктивными датчиками.

АУП может использоваться в качестве привода микроперемещений в квазистатическом режиме, а также в качестве вибропитателя миниатюрных деталей [41]. В последнем случае однонаправленное движение деталей вдоль платформы осуществляется при угле наклона рессор $\alpha = 15^\circ \dots 30^\circ$. Рассмотрим поведение АУП при меняющихся во времени внешних управляющих и возмущающих воздействиях. Для решения этой задачи воспользуемся теорией передаточных функций линейных систем, так как в рассматриваемом диапазоне подаваемых напряжений прямой и обратный пьезоэффекты линейны.

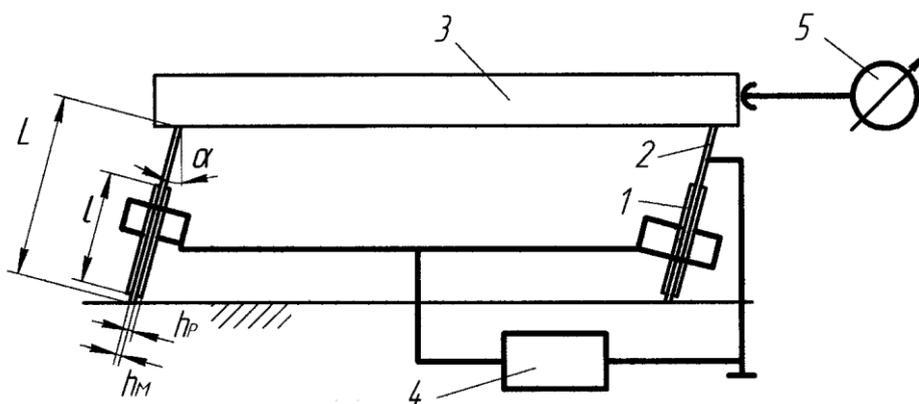


Рис. 8.1. Схема определения перемещений платформы АУП

Электрическую схему упругой системы с БПП, работающей в режиме привода микроперемещений в области частот до низшей собственной частоты, можно представить следующим образом (рис.8.2. а, б). Здесь управляющее напряжение U_0 , подаваемое на БПП от источника переменного

напряжения 1 , трансформируется в за счет интегрирующей RC -цепочки в напряжение U , которое непосредственно преобразуется в перемещение конца пьезоэлектрического биморфа 2 за счет обратного пьезоэффекта. Активное сопротивление R является выходным сопротивлением источника питания упругой системы с БПП. Электрическая емкость C - емкость конденсатора, образованного электродами пьезокерамических элементов, образующих биморф. В связи с тем, что оба пьезоэлемента электрически соединены параллельно, емкость биморфа определяется выражением

$$C = 2 \frac{\varepsilon \varepsilon_0 S}{h_p},$$

где ε - относительная диэлектрическая проницаемость пьезоэлектрической среды, ε_0 - диэлектрическая проницаемость вакуума ($\varepsilon_0 = 8,85 \cdot 10^{-12}$ ф/м), S - площадь электрода ($S = lb$), h_p - толщина пьезоэлемента. Внешними нагрузками упругой системы с БПП являются сила P и момент M_0 .

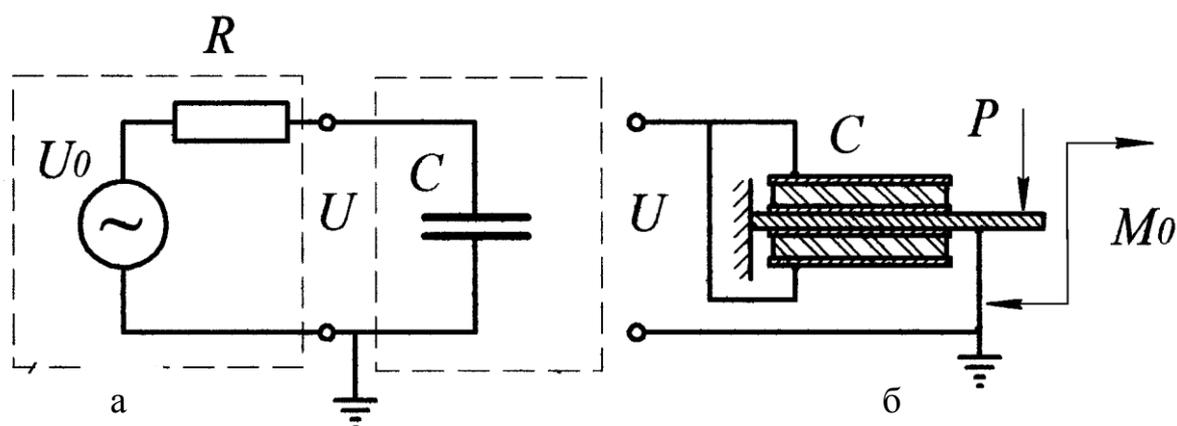


Рис.8.2. Схема упругой системы с БПП с внешней нагрузкой: а – принципиальная электрическая схема, б – электромеханическая схема

8.1. РАСЧЕТНАЯ МОДЕЛЬ АКТИВНОГО УПРУГОГО ПАРАЛЛЕЛОГРАММА

Структурная схема модуля микроперемещений с одной степенью свободы определяется электрическими, электромеханическими и механическими параметрами системы (рис.8.3). Определим передаточную функцию системы с одной степенью свободы с учетом внутренних потерь.

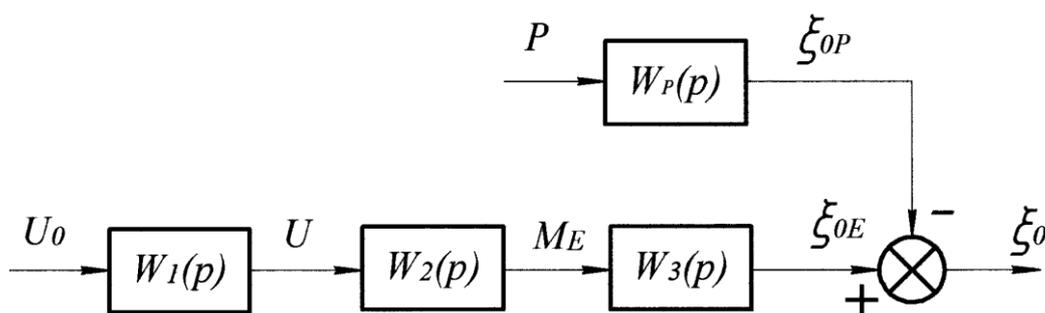


Рис.8.3. Структурная схема упругой системы с БПП

Входное управляющее воздействие – это управляемое по закону $U_0(t)$ напряжение, снимаемое с источника. Выходной сигнал – это перемещение конечного звена модуля микроперемещений – $\xi_0(t)$. Возмущающее воздействие – это переменные во времени сила нагрузки P для АУП и момент нагрузки M_0 - для АУШ. Исходя из структурной схемы, управляющее воздействие трансформируется в напряжение U на первом звене структурной схемы, которая является электрической частью системы «источник напряжения – БПП». Далее на втором звене, которое является преобразователем электрической энергии в механическую, напряжение трансформируется в эквивалентный изгибающий момент M_E за счет обратного пьезоэффекта. Благодаря третьему звену (передаточный механизм) эквивалентный момент трансформируется в перемещение конечного звена ξ_{0E} за счет упругих элементов системы. Возмущающее механическое воздействие P преобразуется в перемещение конечного звена ξ_{0P} также за счет упругих элементов (для АУП), которое алгебраически складывается на сумматоре с ξ_{0E} . В результате этого при одновременном действии управляющего и возмущающего воздействий конечное звено получит перемещение

$$\xi_0 = \xi_{0E} - \xi_{0P}.$$

Первое звено (рис.8.3) отражает электрическую часть системы, второе звено – электромеханическую часть системы и третье звено механическую часть. Передаточная функция первого звена, представляющего собой апериодическое звено, имеет вид

$$W_1(p) = \frac{1}{\bar{T}_1 p + 1},$$

где p - оператор Лапласа. Постоянная времени $\bar{T}_1 = R\bar{C}$ является комплексной величиной, если учитывать электрические потери в пьезокерамике. В этом случае комплексная емкость

$$\bar{C} = C\left(1 + j\frac{1}{Q_E}\right),$$

где Q_E – электрическая добротность пьезоэлектрической керамики, из которой изготовлен биморфный пьезопреобразователь. Она определяется через тангенс диэлектрических потерь следующим образом:

$$Q_E = \frac{1}{\operatorname{tg}\delta}.$$

Специфика БПП как преобразователя электрической энергии в механическую заключена в передаточной функции второго звена, представляющего собой безынерционное звено. С учетом потерь она имеет вид $W_2(p) = \bar{k}_2$, где \bar{k}_2 – комплексный коэффициент преобразования. Его можно найти из формулы для эквивалентного момента (6.38), в которой эквивалентный момент является комплексной величиной:

$$\bar{k}_2 = \frac{\bar{M}_E}{U}.$$

В комплексном виде эквивалентные моменты можно рассчитать с учетом потерь в материалах пьезокерамики и металлической рессоры по формуле:

$$\bar{M}_E = \frac{3}{2} \cdot \frac{d_{31} \left[\left(h_P + \frac{h_M}{2} \right)^2 - \frac{h_M^2}{4} \right] U_0}{\left\{ \bar{E}_M \bar{s}_{11}^E \frac{h_M^3}{8} + \left[\left(h_P + \frac{h_M}{2} \right)^3 - \frac{h_M^3}{8} \right] \right\} h_P \bar{\lambda}_B},$$

где $\bar{E}_M = E_M \left(1 + j\frac{1}{Q_M} \right)$ – комплексный модуль упругости металла рессоры,

$\bar{\lambda}_B = \frac{12}{b \left\{ \bar{E}_M h_M^3 + 2 \frac{h_P^3}{\bar{s}_{11}^E} \left[1 + 3 \left(1 + \frac{h_M}{h_P} \right)^2 \right] \right\}}$ – комплексная податливость сечения

биморфа и $\bar{s}_{11}^E = s_{11}^E \left(1 + j \frac{1}{Q_P} \right)^{-1}$ – комплексная податливость пьезокерамики, d_{31} – пьезомодуль, h_M и h_P – толщина металлической рессоры и пьезоэлектрического элемента соответственно, b – ширина БПП, Q_M – добротность материала металлической рессоры, Q_P – механическая добротность пьезокерамики. Учет добротности материалов позволяет рассчитать параметры упругих систем в колебательном режиме, в том числе при резонансе.

Передающая функция третьего звена, представляющего собой колебательное звено, зависит от кинематики и механических параметров упругих элементов модуля микроперемещений. Для определения передающей функции $W_3(p)$ рассмотрим динамическую модель модуля микроперемещений, где выходным сигналом является линейное перемещение ξ_0 . Для АУП динамическая модель с сосредоточенными параметрами, приведенная к одной рессоре, должна имеет вид

$$\frac{m}{n} \ddot{\xi}_0 + r \dot{\xi}_0 + c_0 \xi_0 = g_E M_E - g_P P,$$

где m – приведенная масса подвижной платформы упругого параллелограмма, n – количество рессор с БПП, r – коэффициент сопротивления, c_0 – коэффициент жесткости рессоры, g_E и g_P – коэффициенты пропорциональности. Здесь можно воспользоваться комплексным представлением упругих параметров системы, поэтому последнее уравнение в комплексной форме имеет вид:

$$\frac{m}{n} \ddot{\bar{\xi}}_0 + \bar{c}_0 \bar{\xi}_0 = \bar{g}_E M_E - \bar{g}_P P,$$

где $\bar{\xi}_0$ – комплексное перемещение конечного звена, комплексный коэффициент жесткости АУП:

$$\bar{c}_0 = nL^{-3} \left\{ \frac{\bar{\lambda}_B + (1 - l_L)^3 \bar{\Delta}}{3} - \frac{[\bar{\lambda}_B + (1 - l_L)^2 \bar{\Delta}]^2}{4(\bar{\lambda}_M - l_L \bar{\Delta})} \right\}^{-1},$$

где $\bar{\lambda}_M = \left(\bar{E}_M \frac{bh_M^3}{12} \right)^{-1}$, $\bar{\Delta} = \bar{\lambda}_M - \bar{\lambda}_B$, а комплексный коэффициент пропорциональности $\bar{g}_E = \bar{c}_0 \cdot \frac{L^2}{2} \cdot \frac{\bar{\lambda}_B \bar{\lambda}_M (1-l_L) l_L}{\bar{\lambda}_M - \bar{\Delta} l_L}$

Для определения передаточной функции $W_3(p)$ произведем преобразование Лапласа:

$$\left(\frac{m}{n} p^2 + \bar{c}_0 \right) \xi_0 = \bar{g}_E \mathbf{M}_E - \bar{g}_P \mathbf{P}$$

где ξ_0 , \mathbf{M}_E , \mathbf{P} - изображения соответствующих переменных: перемещения, эквивалентного момента, внешней силы. Передаточная функция для управляющего воздействия будет иметь вид

$$W_3(p) = \frac{\mathbf{o}_0}{\mathbf{M}_E} = \frac{\bar{k}_3}{\bar{T}_3^2 p^2 + 1},$$

где $\bar{T}_3 = \sqrt{\frac{m}{n \bar{c}_0}}$, $\bar{k}_3 = \frac{\bar{g}_E}{\bar{c}_0}$, $n=2$ – количество рессор в АУП. Здесь уточним,

что приведенная масса платформы складывается из массы самой платформы m_{p0} и приведенной к ней массы рессор с БПП m_p :

$$m = m_{p0} + m_p,$$

где $m_p = \frac{33}{280} n m_B$ – подсчитывается по приближенной формуле Тимошенко, здесь m_B – масса рессоры с пьезоэлементами.

Круговая собственная частота упругой системы определяется выражением

$$\omega_0 = Re \left(\frac{1}{\bar{T}_3} \right) = Re \sqrt{\frac{\bar{c}_0 n}{m}}.$$

Приведенная расчетная модель позволяет определить динамические характеристики АУП.

8.2. АМПЛИТУДНО-ФАЗОВЫЕ ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ, ДОБРОТНОСТЬ СИСТЕМЫ

Для определения логарифмических амплитудно-частотных (ЛАХ) и фазо-частотных (ФЧХ) характеристик системы воспользуемся Mathcad-2000.

Анализ АУП проводился при следующих численных значениях параметров (эти параметры системы соответствует устройству, показанному на рис.8.1, который исследовался экспериментально).

Масса подвижной платформы $m = 0,2$ кг, количество рессор с БПП $n = 2$, $l = 3,0 \cdot 10^{-2}$ м, $L = 5,3 \cdot 10^{-2}$ м, $b = 1,5 \cdot 10^{-2}$ м, $h_M = 1,0 \cdot 10^{-3}$ м, $h_p = 0,80 \cdot 10^{-3}$ м, $E_M = 0,71 \cdot 10^{11}$ Па (дюралюминий), $Q_M = 1000$, $s_{11}^E = 15,2 \cdot 10^{-12}$ Па⁻¹, $d_{31} = 1,25 \cdot 10^{-10}$ Кл/Н, $\varepsilon = 840$, $Q_p = 50$, $\operatorname{tg} \delta = 0,035$ (пьезокерамика ЦТС-19). Сопротивление источника напряжения $R = 5,0 \cdot 10^4$ Ом. Амплитудное значение входного напряжения составляло $U_0 = 30$ В.

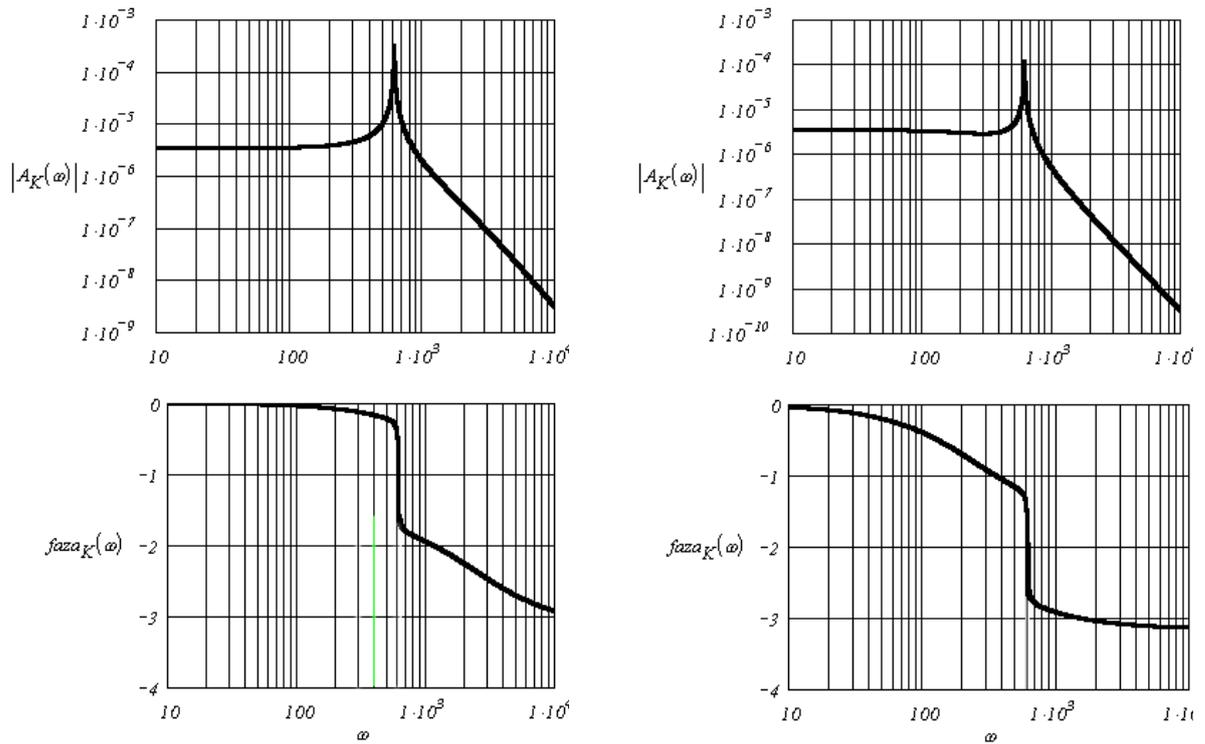
Расчеты дали следующие результаты: $\operatorname{Re}(\bar{T}_1) = 4,18 \cdot 10^{-4}$ с, $\operatorname{Re}(\bar{k}_2) = 2,22 \cdot 10^{-4}$ сА, $\operatorname{Re}(\bar{T}_3) = 1,63 \cdot 10^{-3}$ с, $\operatorname{Re}(\bar{k}_3) = 5,07 \cdot 10^{-4}$ с²кз⁻¹м⁻¹, $\omega_0 = 0,61 \cdot 10^3$ рад/с, собственная частота $f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi} = 97$ Гц.

По приведенным параметрам были построены ЛАХ и ФЧХ для двух значений сопротивления источника напряжения: для $R = 5,0 \cdot 10^4$ Ом, и $R = 50 \cdot 10^4$ Ом (рис.8.4). Здесь введены следующие обозначения:

$$|A_k(\omega)| = \operatorname{mod}[U \cdot W_E(j\omega)], \quad \operatorname{faza}_k = \arg[A_k(\omega)].$$

В первом случае перегиб в графике ФЧХ находится правее резонансной частоты ($\omega_{01} = \frac{1}{\operatorname{Re}(\bar{T}_1)} > \omega_0$), поэтому на частотах $\omega < \omega_0$ влияние переда-

точной функции первого звена на амплитуду перемещений не сказывается, а во втором случае – левее резонансной частоты, поэтому происходит падение амплитуды в диапазоне $\omega < \omega_0$, что будет негативно сказываться на работе системы.



а

б

Рис. 8.4. ЛАХ и ФЧХ системы: а – при $R = 5,0 \cdot 10^4$ Ом, б – при $R = 50 \cdot 10^4$ Ом

Исходя из вышесказанного, при проектировании систем с БПП необходимо удостовериться, что сопротивление источника напряжения удовлетворяет требованию, при котором $\omega_{01} > \omega_0$.

При работе упругих систем с БПП в вибрационном режиме важно знать добротность всей системы Q_B , чтобы оценить амплитуды перемещений выходного звена вблизи резонанса и потребляемую мощность, сформулировать требования к системе управления. Для этого определяется модуль комплексной амплитуды конечного звена как функция частоты: $|A_K(\omega)| = \text{mod}[U \cdot W_E(j\omega)]$. В этом случае добротность системы с БПП определяется по амплитудно-частотной характеристике системы следующим образом:

$$Q_B = \frac{|A_K(\omega_0)|}{|A_K(\omega=0)|}$$

Результаты расчета добротности АУП отражены на рис.8.5. Значение добротности для дюралюминия, из которого выполнены рессоры, – $Q_M \approx 1000$. С увеличением добротности пьезокерамики Q_P добротность системы Q_B возрастает до значения Q_M , а с увеличением толщины пьезоэлементов добротность Q_B падает от значения Q_M до значения Q_P (на этом графике пунктиром показана касательная к кривой в точке 0,0). Отсюда следует вывод, что для виброустройств толщина пьезоэлементов должна быть как можно меньше по отношению к толщине рессор. При применении упругой системы с БПП в качестве микроманипуляционного модуля или виброустройства по приведенным зависимостям можно выбрать параметры элементов АУП с требуемым значением Q_B . Механическая добротность, вычисленная по экспериментальным данным по показаниям пьезодатчиков, наклеенных на рессору, составляет $Q_{exp} = 60$, что 50% ниже, чем Q_B . По-видимому, уменьшение Q_{exp} по сравнению с Q_B возникает вследствие механических потерь в клеевых соединениях пьезопластин с рессорами, а также из-за погрешностей измерения частот и Q_M .

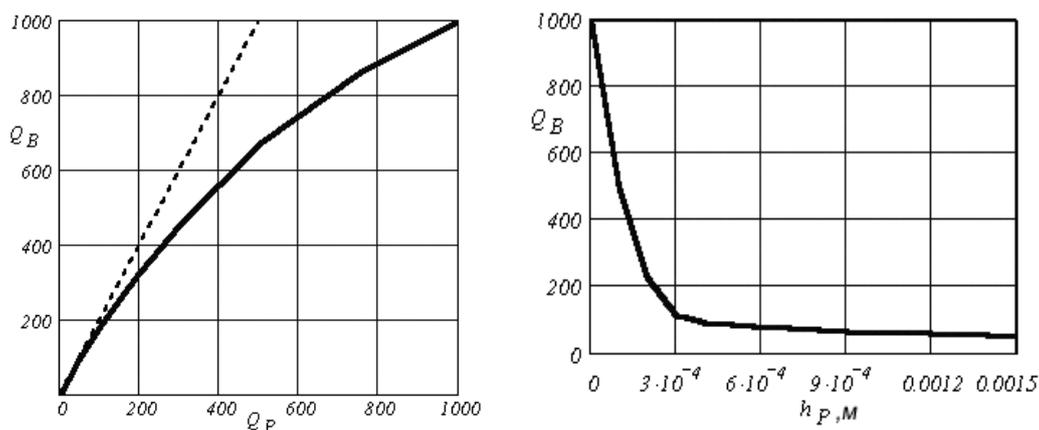


Рис. 8.5. Зависимости добротности АУП от добротности пьезокерамики и от толщины пьезоэлементов

По результатам исследования динамики сделаны следующие выводы.

- Системы имеют ярко выраженный характер колебательных звеньев с малым демпфированием. Электрические параметры пьезоэлементов

оказывают на поведение системы в целом малое влияние по сравнению с механическими элементами.

- Сравнение частотных характеристик, полученных аналитическим и экспериментальным путями, показывает, что на демпфирование основное влияние оказывает механическая добротность пьезокерамики.
- Сравнение частотных характеристик, полученных аналитическим и экспериментальным путями, показывает, что на демпфирование основное влияние оказывает механическая добротность пьезокерамики. Поэтому для инженерных расчетов значение Q_b нужно брать на 20 – 25% ниже, чем для рассматриваемого типа пьезокерамики.

8.3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ МОДУЛЕЙ МИКРОПЕРЕМЕЩЕНИЙ

Вибролоток (рис.8.6), выполненный по схеме АУП, предназначен для транспортирования поверхностно монтируемых электронных компонентов (резисторов, конденсаторов, микросхем).



Рис.8.6. Пьезоэлектрический вибрлоток с БПП

Для него были получены рабочие характеристики (рис.8.7), необходимые для проектирования автоматического технологического оборудования сборки печатных плат. Как следует из графиков, устойчивая скорость транспортирования начинается при напряжении 20 В, максимальная скорость транспортирования – 75 мм/с имеет место при напряжении 100 В.

При дальнейшем повышении напряжения скорость также возрастает, однако режим движения характеризуется интенсивным подбрасыванием транспортируемых изделий. Резонансная частота – 101 Гц, ток не превышает значения 2 мА при 100 В, механическая добротность – порядка 60 единиц.

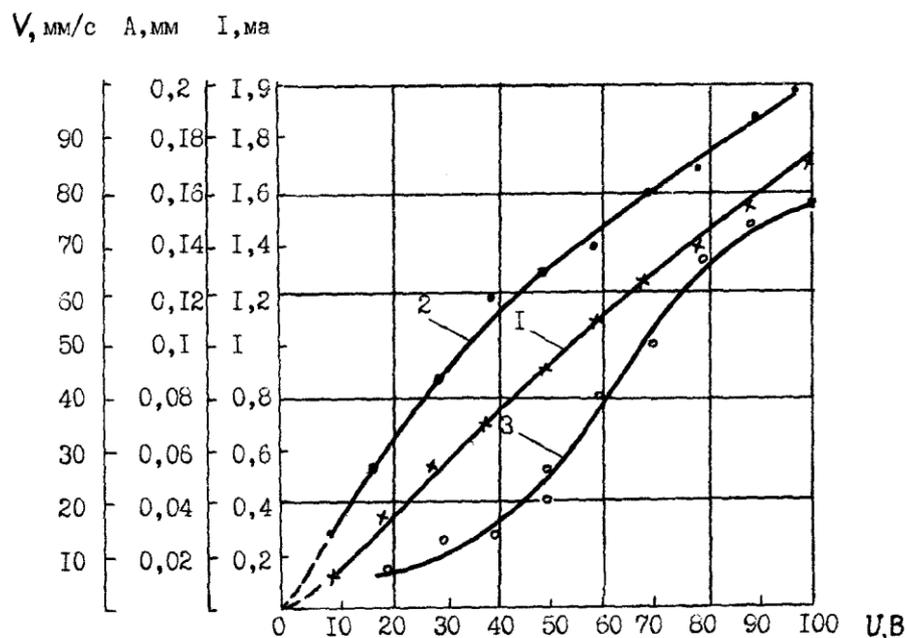


Рис. 8.7. Экспериментальные зависимости от напряжения: 1 – потребляемого тока, 2 – амплитуды колебаний в резонансе, 3 – средней скорости на лотке

Для часового завода разработан и испытан опытный образец миниатюрного пьезоэлектрического вибробункера (рис.8.8), выполненного на базе серийно изготавливаемого на этом предприятии вибробункера, у которого электромагнит и ярмо были заменены на рессоры с БПП. На основании 1 закреплены три рессоры 2 с БПП, на верхних концах которых установлена платформа 3 со сменной чашей 4. Габариты вибробункера (без чаши) – $\varnothing 59 \times 35$ мм. Чаша бункера имела массу – 0,23 мм, ее габариты – $\varnothing 87 \times 13$ мм. Длина рессор – 24 мм, толщина рессор – 0,9 мм, материал рессор – титан. Пьезоэлементы, выполненные из пьезокерамики ЦТБС-3, имели размеры $14 \times 9 \times 0,8$ мм. Титан, выбранный в качестве материала рессор, обладает лучшими по сравнению с дюралюминием усталостными характе-

ристиками. По расчетам его долговечность примерно в 2 – 3 раза выше. Скорость транспортируемых деталей (гаек М2) на резонансной частоте 125 Гц возростала от 4 мм/с при напряжении 90 В до 42 мм/с при напряжении 200 В. При максимальной скорости транспортирования горизонтальная амплитуда имела значение 0,11 мм, потребляемый ток при этом составлял 2,8 мА, а мощность – 0,56 Вт. Механическая добротность системы – 32...35 единиц.

Для оценки полученных результатов испытаний был исследован базовый серийный вибробункер с электромагнитным приводом. Измерялись ток и потребляемая мощность при той же скорости транспортирования, что и у пьезоэлектрического вибробункера (20 мм/с). Оказалось, что потребляемая мощность электромагнитного вибробункера в 18 раз больше, а потребляемый ток в 40 раз больше, чем у пьезоэлектрического вибробункера.

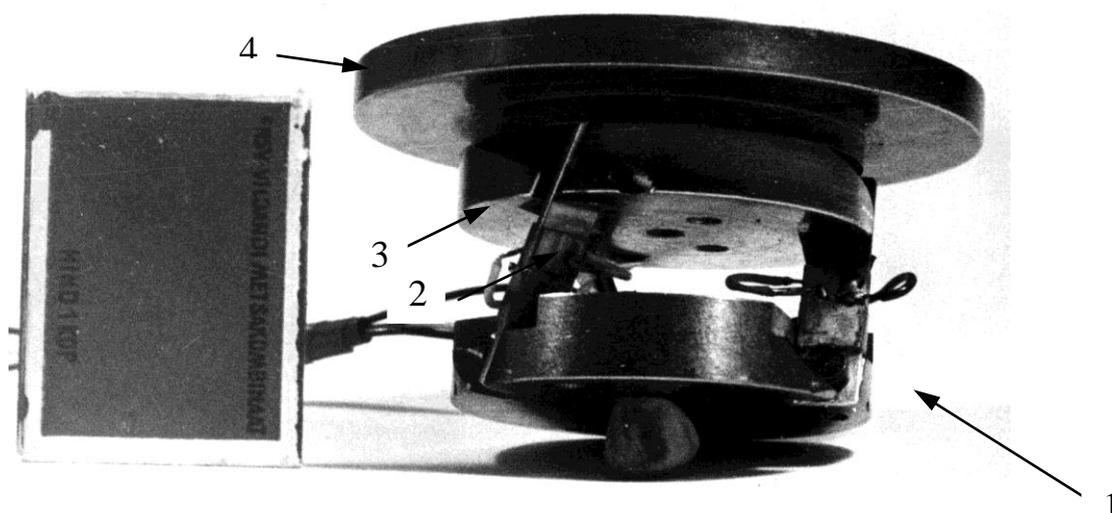


Рис. 8.8. Пьезоэлектрический вибробункер для часовых деталей

Экспериментальные исследования миниатюрных вибропитателей показали, что они благодаря специфическим свойствам пьезокерамики могут надежно работать при повышенной температуре (для данных образцов – до 200⁰), при химических воздействиях и радиации, а также в вакууме. Заслуживает внимания тот факт, что возникающее при работе переменное электромагнитное поле и нагрев крайне незначительны вследствие малости токов. По этой причине пьезоэлектрические вибропитатели могут быть

использованы в автоматизированных измерительных комплексах, чувствительных к электромагнитным полям.

Опытный образец линейного шагового пьезодвигателя (ЛШП), управляемого от компьютера и предназначенного для шагового перемещения массивных объектов с малыми силами сопротивления (рис.8.9), служит для точной автоматической подачи рабочих органов и объектов технологической обработки при изготовлении оптических дифракционных решеток методом скрайбирования. Обратная связь по положению осуществлялась при помощи лазерного дальномера.

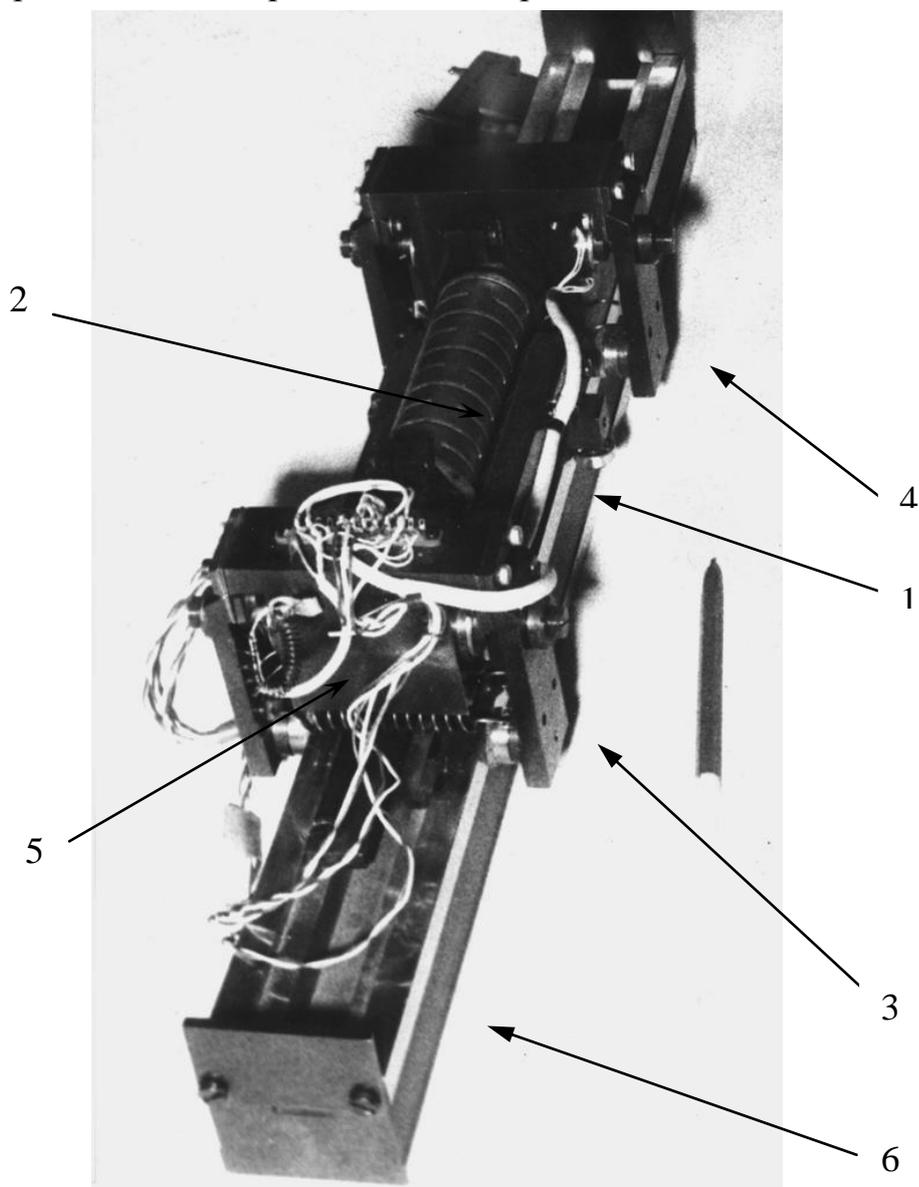


Рис. 8.9. Прецизионный линейный шаговый пьезодвигатель

ЛШП выполнен на базе составных пьезопреобразователей фирмы ЭЛПА. Он состоит из каретки 1 с пьезоприводом продольного движения 2, двух фиксаторов 3, 4 с пьезоприводами 5. Каретка 1 на шарикоподшипниках поступательно перемещается вдоль бруса 6 по трем высокоточным направляющим. Величина хода ограничена только длиной бруса. Пьезопривод продольного движения 2 (рис.2.4) зафиксирован на каретке 1 и на фиксаторе 4 обоим концам при помощи клеммных зажимов.

ЛШП имеет следующие характеристики:

1. Рабочий ход – 0,3 м.
2. Шаг перемещения – $0,5 \div 25$ мкм.
3. Тяговое усилие – 3 Н.
4. Максимальная скорость перемещения – 5 мм/с.
5. Несущая способность – 10 кг.
6. Максимальное управляющее напряжение ± 300 В.
7. Габариты: брус – 500x50x50 мм, каретка – 200x80x100 мм.

Устройство управления ЛШП состоит из источника питания, блока усилителей и интерфейсной платы. Источник питания вырабатывает нестабилизированное напряжение для пьезоприводов фиксаторов, стабилизированное напряжение для основного пьезодвигателя перемещений, а также внутренние вспомогательные напряжения. Блок усилителей включает в себя три независимых ключевых усилителя мощности для управления пьезодвигателями ЛШП. Интерфейсная плата предназначена для связи компьютера с остальными функциональными узлами устройства управления. В частности, она вырабатывает задающее воздействие для управляемого источника питания основного пьезодвигателя, а также дешифрует управляющие сигналы для ключевых элементов усилителей мощности блока усилителей.

Глава 9. ПРИМЕНЕНИЕ ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СИСТЕМ МИКРОПЕРЕМЕЩЕНИЙ

Как было показано в первой главе, пьезоэлектрические приводы по совокупности силовых характеристик и быстрдействию являются наиболее перспективными для мехатронных СМП. Пьезоэлектрические устройства рекомендуется использовать:

- в микроманипуляционных системах для сборки микроизделий, для биологических исследований и технологий и микрохирургии, для привода головок высокоточных измерительных машин, в прецизионных электроэрозионных станках для двухкоординатной подачи проволоки;
- в качестве вибрационных питателей миниатюрных деталей и ориентирующих устройств;
- в автономных микророботах, предназначенных для мониторинга окружающей среды (летающие, ползающие, плавающие минироботы), для лапороскопической хирургии, эндоскопической диагностики организма человека;
- в оптоэлектронных переключателях и сканерах технологических лазерных установок, миниатюрных устройствах пневматики и гидравлики (микронасосы и микроклапаны), предназначенных для работы в медицинских аппаратах и приборах;
- в прецизионных многокоординатных вибродвигателях, предназначенных для перемещения и ориентации столиков микроскопов и чувствительных элементов навигационных приборов;
- в устройствах бытового назначения – вибрационных бритвах, вибромассажорах, игрушках.

Важно отметить, что пьезокерамика может работать с высокой надежностью при высоких температурах (до 300⁰С), в агрессивных средах и в вакууме, а также не создает значительных электромагнитных полей в вибрационном режиме. Эти преимущества создают перспективу для использования пьезоэлектрических устройств в космической технике, в метрологическом оборудовании и электронной промышленности.

Биморфные ПП являются наиболее дешевыми пьезоэлектрическими преобразующими устройствами, имеющими большой диапазон перемещений выходных звеньев (до 1 – 2 мм) при силах порядка 1 Н. Современная отечественная промышленность осваивает в настоящее время пьезо-керамические изделия толщиной 0,1 – 0,2 мм, которые позволят снизить питающее напряжение до 10 – 50 В, что повлечет дальнейшую миниатюризацию СМП. Разработанные модули на базе АУП и АУШ позволяют решать сложные микроманипуляционные задачи простыми, надежными и дешевыми средствами.

Биморфные ПП, благодаря использованию прямого и обратного пьезоэффекта, могут быть элементами миниатюрных мехатронных систем микроперемещений. Этому способствует также их использование как в качестве преобразователей электрической энергии в механическую, так и в качестве передаточных упругих механизмов.

Наиболее перспективным является применение БПП в сочетании с микромеханизмами и передачами, в частности со сферическими микрошарнирами, зубчатыми и реечными микропередачами. Такое сочетание позволяет выйти на качественно новый уровень миниатюризации многокоординатных систем микроперемещений.

Библиографический список

1. **Александров А.В., Потапов В.Д.** Основы теории упругости и пластичности. – М.: Высшая школа, 1990. – 400 с.
2. **Андреева Л.Е.** Упругие элементы приборов. – М.: Машиностроение. 1981. – 392 с.
3. **Балкарров О.М., Леонов А.М.** Биморфный пьезокерамический элемент для сканирования лазерного луча // Труды МВТУ. 1974. № 199. С. 101 – 105.
4. **Бочаров Л.Ю., Мальцев П.П.** Состояние и перспективы развития МЭМС за рубежом // Микросистемная техника. 1999. №1.
5. **Бурдаков С.Ф., Дьяченко В.А., Тимофеев А.Н.** Проектирование манипуляторов промышленных роботов и роботизированных комплексов. – М.: Высшая школа, 1986. – 264 с.
6. **Вейко В.П., Петров А.А.** Пространственное позиционирование микродеталей с помощью лазерного излучения // Микросистемная техника. 2002. №7. С.23 – 30.
7. **Горнев Е.С. и др.** Микрооптические устройства на основе отражающих элементов – микрозеркал // Микросистемная техника. 2002. № 9. С. 29 – 34.
8. **Джагунов Р.Г., Ерофеев А.А.** Пьезоэлектронные устройства вычислительной техники, систем контроля и управления: Справочник. - СПб.: Политехника, 1994. – 608 с.
9. **Дьяченко В.А., Смирнов А.Б.** Пьезоэлектрические устройства мехатроники // Мехатроника. 2002. № 2. С. 38 –46.
10. **Дьяченко В.А., Смирнов А.Б.** Расчет и проектирование микроманипуляторов с пьезоприводом // Мехатроника, автоматизация, управление. 2002. № 5. С. 40 – 44.
11. Европатент № EP1163983.
12. **Ерофеев А.А., Ерофеев С.А., Смирнов А.Б.** Патент PCT № WO0030186. Vibration Actuator.

13. **Ерофеев С.А., Ерофеев А.А., Смирнов А.Б.** Сферический пьезодвигатель многокоординатных систем точного позиционирования // М-лы Междунар. научн.-техн. конф. «Пьезотехника-2000». – М.: Изд-во МИРЭА, 2000. С. 266 – 268.
14. **Казарян А.А.** Тонкопленочные пьезоэлектрические датчики давления // Измерительная техника. 2002. № 5. С. 40 – 42.
15. **Катыс П.Г., Катыс Г.П.** Микродатчики, реализованные на основе МЭМС и МОЭМС // Микросистемная техника, 2001. № 11. С. 3 – 7.
16. **Кобринский А.Е.** Механизмы с упругими связями. Динамика и устойчивость. – М.: Наука, 1964. – 390 с.
17. **Лестев А.М., Попова И.В.** Современное состояние теории и практических разработок микромеханических гироскопов // Гироскопия и навигация. 1998. № 3 (22). С. 81 – 94.
18. **Лурье А.И.** Теория упругости. - М.: Наука, 1970. – 900 с.
19. **Мальцев П.П., Телец В.А., Никифоров А.Ю.** Технологии и изделия микроэлектромеханики // Микросистемная техника. 2001. № 10. С. 18 – 24.
20. Патент США № US6049407.
21. Патент США № US6402734.
22. Патент Японии № JP1134797.
23. **Подураев Ю.В.** Основы мехатроники: Учебное пособие. – М.: МГТУ «СТАНКИН», 2000. – 80 с.
24. **Попечителев Е.П.** Инженерно-психологические аспекты синтеза отображения информации: Уч. пособие – Л.: ЛЭТИ, 1991 – 45 с.
25. **Поспелов В.И., Войнов В.В.** Перспективы применения микроробототехнических систем // Мехатроника, автоматизация, управление. 2002. №5. С. 35 – 40.
26. Прецизионные пьезоманипуляторы для миниатюрных устройств / **А.А Ерофеев., Т.А. Поплевкин, М.А. Салтхуциашвили С.В. Бойцов.** – Л.: ЛДНТП, 1992. – 32 с.
27. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник под ред. **И.А. Биргера, Я.С. Пановко.** Т. 3 – М.: Машиностроение, 1968. – 567 с.

28. Пьезокерамические преобразователи: Справочник / **В.В. Ганопольский, Б.А. Касаткин, Ф.Ф. Лягуша и др.** / Под ред. **С.И. Пугачева** – Л.: Судостроение, 1984. – 256 с.
29. **Рыбьянец А.Н., Сахненко В.П.** Современное состояние и перспективы развития пьезоэлектрической керамики за рубежом // Микросистемная техника. 2002. № 3.
30. **Саврасов Г.В.** Медицинская робототехника: Условия, проблемы и основные принципы проектирования / Биомедицинская инженерия и технология. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1998. С. 35 – 50.
31. Сайт Sandia National Laboratory. <http://www.mems/sandia/gov/>
32. Сайт АО ЭЛПА <http://www.elpiezo.ru>.
33. Сайт журнала «Микросистемная техника». <http://www.microsystems.ru>.
34. Сайт компании Megacera Co. <http://www.megacera.com>.
35. Сайт компании Microvision Co. <http://www.mvis.com>.
36. Сайт компании Murata Manufacturing Co. <http://www.murata.co.jp>.
37. Сайт компании Narishige Co. <http://www.digitimer.com/index.shtml>
38. Сайт компании PI. <http://www.physikinstrumente.com>
39. Сайт ОКБ «Солто». <http://www.solto.ru>.
40. **Семенов А.С., Смирнов В.Л., Шмалько А.В.** Интегральная оптика для систем передачи и обработки информации. – М.: Радио и связь, 1990. – 224 с.
41. **Смирнов А.Б.** и др. Патент РФ №2030343. Виброконвейер.
42. **Смирнов А.Б.** и др. Свидетельство РФ на полезную модель № 487, 1995. Вибропитатель для миниатюрных деталей.
43. **Смирнов А.Б.** Методика расчета упругих систем с биморфными пьезопреобразователями // Изв. Вузов. Приборостроение. 2003. Т. 46, № 1. С. 48 – 54.
44. **Смирнов А.Б.** Патент РФ №2069162. Виброконвейер для миниатюрных деталей.
45. **Смирнов А.Б.** Пьезоэлектрические вибропитатели (учебное пособие).– СПб.: изд. СПбГТУ, 1995. – 32 с.

46. **Смирнов А.Б.** Мехатроника и робототехника. Системы микроперемещений с пьезоэлектрическими приводами: Учеб. пособие. СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2003. 160 с.
47. **Соколов Л.В., Школьников В.М.** Интегральный термокомпенсируемый тензопреобразователь давления с трехмерной микромеханической мембранной структурой и датчик повышенной точности на его основе // Микросистемная техника. 2001. № 12. С. 3 – 6.
48. **Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С.** Пластинки и оболочки. – М.: Наука, 1966. – 636 с.
49. Управляемое движение мобильных роботов по произвольно ориентированным в пространстве поверхностям / **В.Г. Градецкий, В.Б. Вешников, С.В.Калиниченко, Л.Н. Кравчук;** Ин-т пробл. Механики. – М.: Наука, 2001. – 359 с.
50. **Цейтлин Я.М.** Упругие кинематические устройства. – Л.: Машиностроение, 1972. – 296 с.
51. **Швинг К.** Хирургия с минимальным проникновением // Медикел Фокус Интернешнл (Medical Focus International), спец. рус. вып. 1994. Том XII, № 1. С. 20 – 23.

СМИРНОВ Аркадий Борисович

ЭЛЕМЕНТНАЯ БАЗА АВТОМАТИЧЕСКИХ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ

Мехатронные модули микроперемещений технологических машин

Учебное пособие

Оригинал-макет подготовлен автором

Директор Издательства Политехнического университета *А.В. Иванов*

Лицензия ЛР № 020593 от 07.08.97

Налоговая льгота – Общероссийский классификатор продукции ОК 005–93, т. 2;
95 3005 – учебная литература

Подписано в печать 26.06.2008. Формат 60x84/16.
Усл. печ. л. 10,75 . Уч.-изд. л. 10,75 . Тираж 100. Заказ 317б.

Санкт-Петербургский государственный политехнический университет.
Издательство Политехнического университета.
член Издательско-полиграфической ассоциации университетов России.
Адрес университета и издательства:
195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.