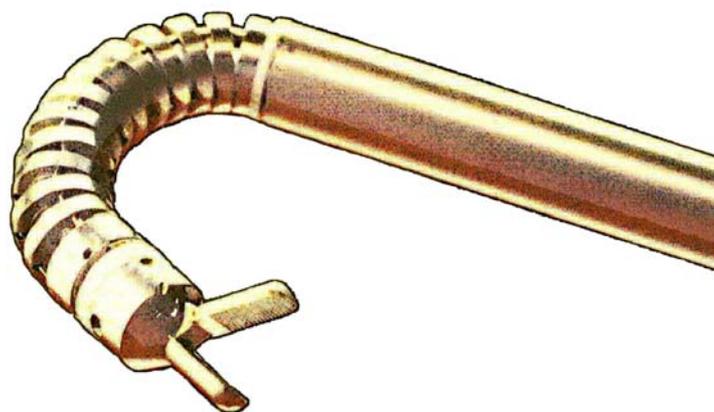


А.Б.СМИРНОВ

МЕХАТРОНИКА И РОБОТОТЕХНИКА

**СИСТЕМЫ
МИКРОПЕРЕМЕЩЕНИЙ
С ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКИМИ
ПРИВОДАМИ**



Санкт-Петербург
2003

А.Б.СМИРНОВ

МЕХАТРОНИКА И РОБОТОТЕХНИКА

**СИСТЕМЫ
МИКРОПЕРЕМЕЩЕНИЙ
С ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКИМИ
ПРИВОДАМИ**

Учебное пособие

Санкт-Петербург
2003

Государственный политехнический университет

Санкт-Петербург

2003

УДК 681.586.773: 621.865.8

Смирнов А.Б.

Мехатроника и робототехника. Системы микроперемещений с пьезоэлектрическими приводами: Учебное пособие. – СПб:

Государственный политехнический университет. 2003. – 160 с.

ISBN

Пособие соответствует действующему учебному плану для ММФ поз. 10, дисциплине «Проектирование мехатронных систем» и «Проектирование роботов и робототехнических систем» цикла специальных дисциплин, устанавливаемых Советом ВУЗа –СД.00, направлению подготовки инженеров 652000 «Мехатроника и робототехника» по специальностям 071800 «Мехатроника» и 210300 «Роботы и робототехнические системы».

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

Книга предназначена для студентов пятого курса, обучающихся по специальностям «Мехатроника» и «Роботы и робототехнические системы», аспирантов, а также для научных и инженерно-технических работников.

Табл. 6. Рис. 84. Библиогр. 65 назв.

Рекомендовано к изданию УМО направления 551800 – Технологические машины и оборудование.

ISBN © А.Б.Смирнов, 2003

Оглавление

Предисловие.....	5
Глава 1. СИСТЕМЫ МИКРОПЕРЕМЕЩЕНИЙ.....	6
1.1. Основные направления развития и классификация.....	6
1.2. Приводы и преобразовательные элементы.....	13
Глава 2. МИКРОМАНИПУЛЯЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ.....	26
.....	
2.1. Отличия ММС от манипуляторов точного машиностроения.	26
2.2. Структура ММС.....	29
2.3. Мехатронные модули микроперемещений.....	42
2.4. Датчики и чувствительные элементы мехатронных модулей.....	44
.....	
Глава 3. ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ МЕХАТРОННЫЕ МОДУЛИ МИКРОПЕРЕМЕЩЕНИЙ.....	49
3.1. Пьезоэлектрические элементы.....	49
3.2. Пьезоприводы мехатронных модулей.....	51
3.3. Модули микроперемещений на базе составных и трубчатых пьезоприводов.....	65
3.4. Модули микроперемещений с биморфными пьезоприводами.....	69
.....	
Глава 4. КИНЕМАТИКА МОДУЛЕЙ МИКРОПЕРЕМЕЩЕНИЙ С БИМОРФНЫМИ ПЬЕЗОПРИВОДАМИ.....	73

4.1. Активные упругие направляющие.....	76
4.2. Активные упругие шарниры.....	79
4.3. Модули микроперемещений с управляемой траекторией движения.....	85
Глава 5. РАСЧЕТЫ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МОДУЛЕЙ С СОСТАВНЫМИ И ТРУБЧАТЫМИ ПЬЕЗОПРИВОДАМИ.....	93
5.1. Уравнения состояния пьезоэлектрической среды.....	93
5.2. Составной пьезопривод.....	94
5.3. Модуль мультиплекции перемещений.....	99
5.4. Трубчатый пьезопривод.....	112
Глава 6. РАСЧЕТЫ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МОДУЛЕЙ С БИМОРФНЫМИ ПЬЕЗОПРИВОДАМИ.....	115
6.1. Распределение деформаций и механических напряжений в поперечном сечении БПП.....	115
6.2. Перемещение свободного конца БПП.....	123
6.3. Метод эквивалентных механических воздействий.....	127
6.4. Активный упругий параллелограмм.....	134
6.5. Оценка быстродействия модулей микроперемещений.....	141
Глава 7. РАСЧЕТЫ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДВУХКООРДИНАТНЫХ МОДУЛЕЙ С БИМОРФНЫМИ ПЬЕЗОПРИВОДАМИ.....	143
7.1. Углы качания двухкоординатного сканера.....	143
7.2. Собственная частота сканера.....	150
Заключение.....	155
Список литературы.....	156

...Подали мелкоскоп, и государь увидел, что возле блохи действительно на подносе ключик лежит. - Извольте,- говорят,- взять ее на ладошечку - у нее в пузичке заводная дырка, а ключ семь поворотов имеет, и тогда она пойдет дансе...
Н.С. Лесков. ЛЕВША

Предисловие

Автоматические электромеханические устройства, предназначенные для перемещения менее 1 мм миниатюрных объектов, можно назвать системами микроперемещений. Сфера их применения в последнее время постоянно расширяется. Это связано с интенсивным развитием таких областей приборостроения как микроэлектроника и микромеханика, оптика и оптоэлектроника, которые служат мощным стимулом прогресса робототехники, компьютерной техники, а также биологии и медицины.

Системы микроперемещений должны обладать достаточно высокой точностью: минимальный шаг обычно не превышает 1% от максимального хода. Для создания устройств с такими характеристиками 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 надежности и помехозащищенности.

Одним из перспективных видов приводов мехатронных систем микроперемещений являются пьезоэлектрические приводы, которые позволяют через упругие кинематические механизмы сообщать выходным звеньям движение с необходимыми траекториями. В книге освещаются принципы построения систем, области их применения и вопросы проектирования систем с составными, трубчатыми и биморфными пьезоэлектрическими приводами, имеющими несколько степеней свободы.

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 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 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 автоматического 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 $10 \times 10 \times 10$ мм до $50 \times 50 \times 50$ мм, все, что имеет меньшие габариты можно отнести микросистемам. СМП включают в себя устройства, обеспечивающие движение 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 движения на уровне 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 находятся большинство элементов автоматизированной системы. Становится прогнозируемым следующий логический шаг в развитии СМП: переход к бионическим по сути 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 МЭМС.

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 высокой 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 оснащении 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].

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 лапороскопических 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 2^0 до 25^0 , частота сканирования от 100 Гц до 40 кГц. Волоконно-оптические переключатели состоят из оптических волноводов, между торцами которых на пути луча устанавливается система подвижных микрозеркал размерами порядка 0.2 мм и толщиной 5 мкм. Угол поворота таких зеркал достигает 28^0 [7].

В информационных лазерных системах используются элементы адаптивной оптики – деформируемые зеркала с управляемой локальной кривизной, в которых местные деформации ограничиваются $1 \div 3$ 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 мм³/с в миниатюрных устройствах автоматики 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 микрогироскопы, 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. Электродинамические приводы.

Как правило, эти приводы имеют высокое быстродействие. Наихудшее быстродействие у систем, преобразующих энергию электромагнитного поля в механическую энергию (постоянная времени τ ; 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. Она перемещается вертикально в магнитном поле, возбуждаемом внешним электромагнитом. Этот клапан был разработан как регулятор расхода для использования в устройствах высокого вакуума [57]. 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 2.4×10^{-3} торр-литр/мин при давлении 4.6×10^{-7} торр.

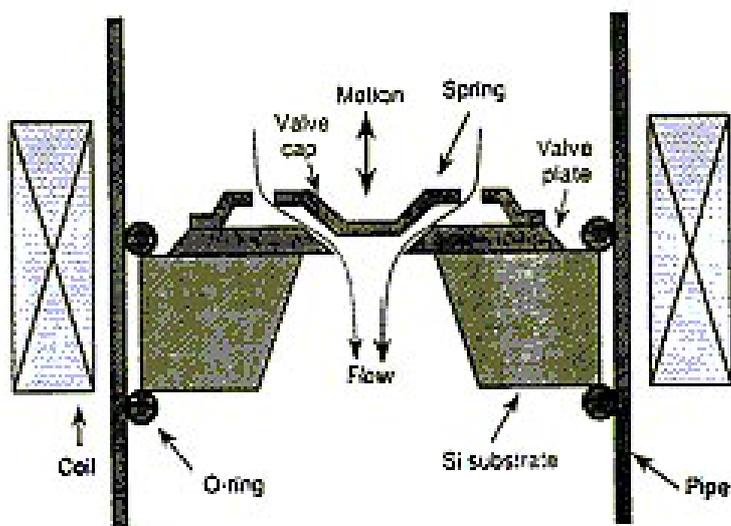


Рис. 1.3. Схема микроклапана, приводимого в действие электромагнитом

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 [52].

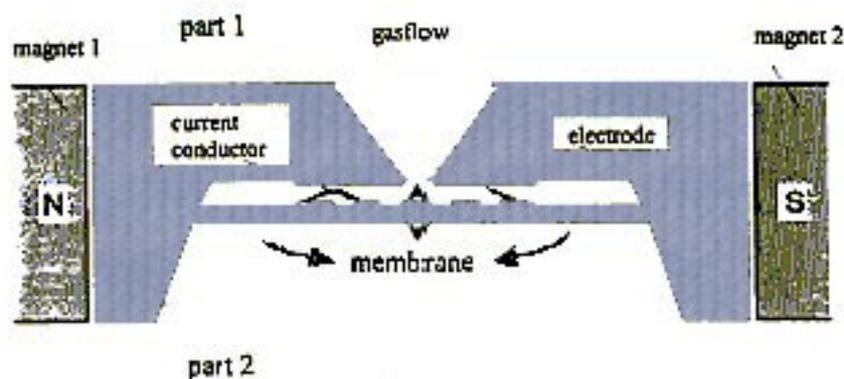


Рис. 1.4. Схема микроклапана, управляемого комбинацией электромагнитных и электростатических сил

Магнитострикционные преобразователи имеют лучшие показатели быстродействия, однако они нуждаются в питании относительно большими токами (1 –5 А), приводящими к омическому нагреву микросистемы, что в большинстве случаев нежелательно. Пьезоэлектрические и электрострикционные преобразователи имеют лучшее быстродействие: τ ; 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 150В было получено набором 64-х тонких пьезокерамических дисков с размером 1.4x3x9 мм. Этот столбик имеет время срабатывания около 0.1мс и максимальный ход около 0.8 мкм [59]. На

рис. 1.5 показан пневматический микрораспределитель, в котором применяется такой составной пьезопреобразователь.

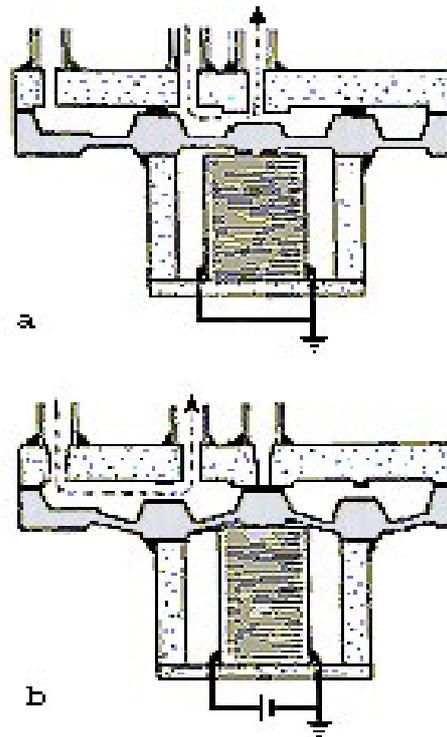


Рис. 1.5. Принцип действия трехходового микроклапана, управляемого столбиком пьезоэлектрических элементов: (а) открыто, (б) закрыто

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 движения эти клапаны приводятся в действие при помощи пьезоэлектрических дисков, наклеенных на мембрану. Скорость нагнетания достигает 100 мл/мин при напряжении питания 80 В [55]. Напряжение обратной полярности используется для удержания клапанов в закрытом состоянии в соответствующий период времени.

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 сопел или ограничителей, которые действуют тем же образом. Такой насос может работать на частотах в сотни герц.

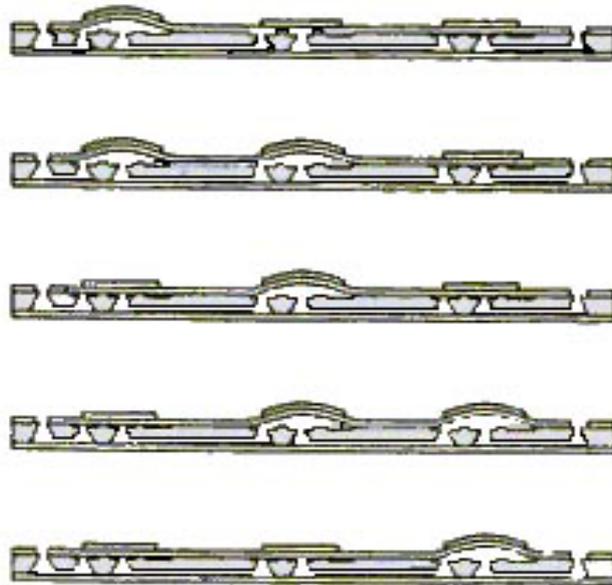


Рис. 1.6. Схематическое изображение работы перистальтического трехклапанного микронасоса

Наилучшим быстродействием обладают микроприводы электростатического типа: τ ; $10^{-2} - 10^{-1}$ мс, однако зависимость напряжение – перемещение является нелинейной функцией, а силовые характеристики их наихудшие из рассматриваемых приводов. 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 [64]. Сила, 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 микрозеркал в оптоволоконных переключателях.

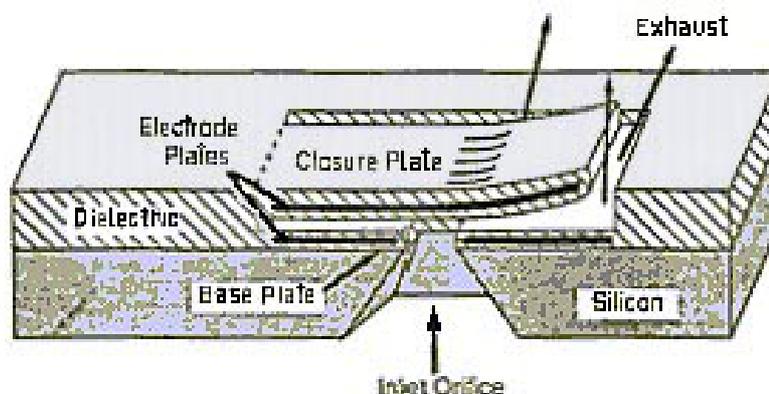


Рис. 1.7. Схема работы нормально открытого микроклапана с электростатическим приводом

Для увеличения силы привода миниатюрного клапана, давление жидкости может использоваться так, чтобы скомпенсировать силу, возникающую на движущихся частях клапана вследствие перепада давления [58]. Этот принцип иллюстрирован 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.

Необходимо подчеркнуть, что пьезоэлектрические и магнитострикционные 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. Эти приводы можно отнести к гидроприводам с замкнутой циркуляцией жидкости.

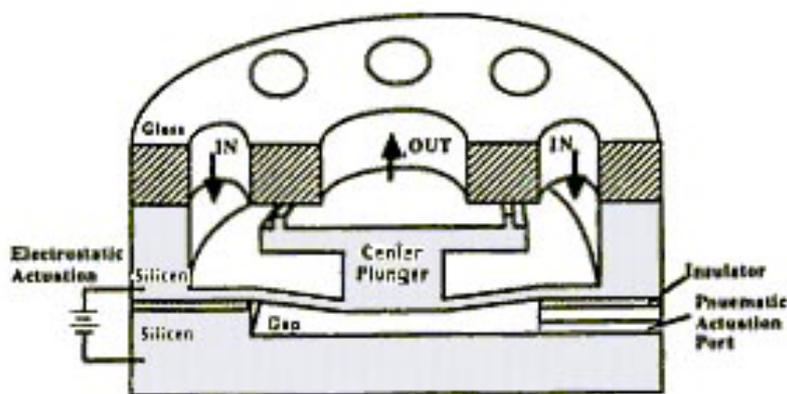


Рис. 1.8. Схема работы и поперечный разрез сбалансированного по давлению микроклапана с электростатическим приводом

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 [53].

О первой попытке построения электрогидродинамического микронасоса для перемещения заряженных жидкостей сообщено в [62]. Под действием микронасоса жидкость циркулирует по замкнутой гидравлической системе, приводя в действие либо микротурбину, либо плунжер. Движение жидкости вызывается силой Кулона, наводимой 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.

1. Микроприводы на основе биметаллов.
2. Микроприводы на основе металлов с памятью формы.
3. Микроприводы на основе фазового перехода.
4. Термолазерные приводы.

Микроприводы на основе биметаллов в основном используются для привода створки микроклапана. Большую силу и приемлемое перемещение можно ожидать от биметаллического привода, использующего соответствующую комбинацию двух металлических сплавов. Полученное давление пропорционально разности коэффициентов теплового расширения этих сплавов и перепада 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 τ ; 100 – 500 мс).

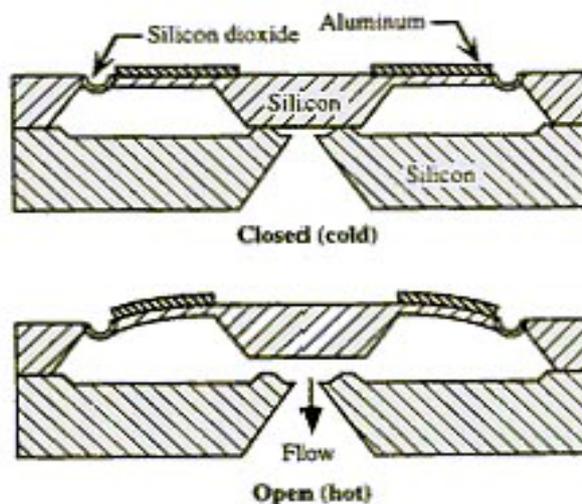


Рис. 1.9 Принцип действия биметаллического микроклапана

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 [61, 56].

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 [63]. Критическая температура в 50⁰ С, необходимая для срабатывания устройства, достигается при использовании спирали непосредственно в качестве электронагревателя. Для обеспечения

приемлемого быстродействия (τ ; 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 [60]. При использовании фазового перехода жидкого хлорида метила, давление внутри камеры достигает 0.07 МПа за 5 мс при мощности нагревателя 200 мВт.

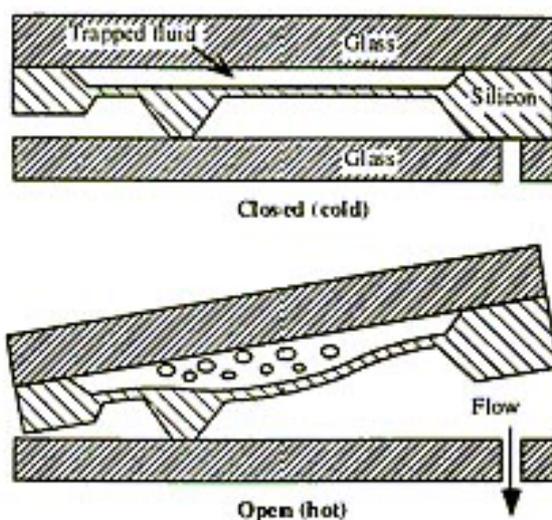


Рис. 1.10. Действие термопневматического микроклапана

Динамический 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.

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].

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 являются 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.

Глава 2. МИКРОМАНИПУЛЯЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ

2.1. ОТЛИЧИЯ ММС 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]:

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

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 $\Delta T = 1^{\circ}$ К можно найти по формуле $\Delta l = \beta_T l \Delta T = 0,55 \cdot 10^{-6}$ 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 ММС

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 будет ~ 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). 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 три степени свободы x, y, z . Управление в

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.

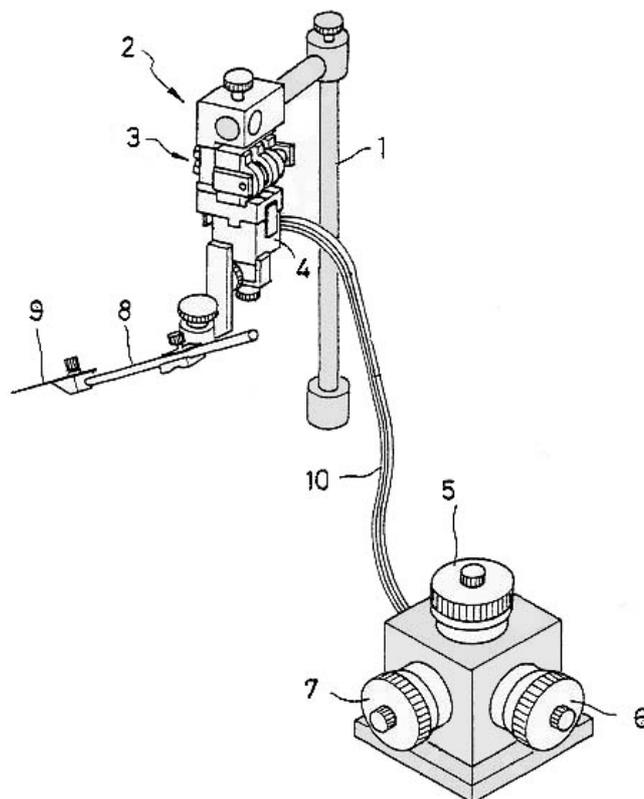


Рис. 2.2. ММС с гидравлическими приводами

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.

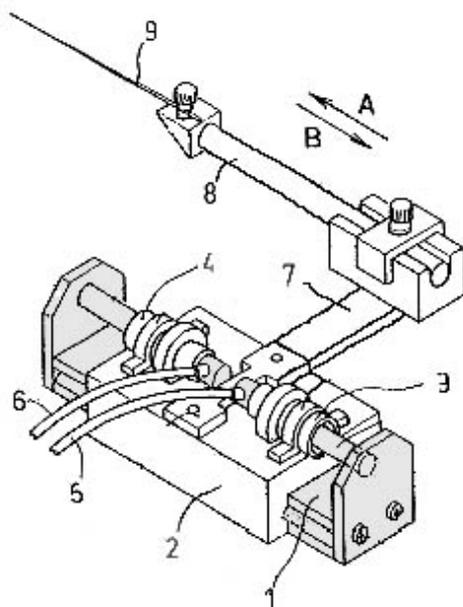


Рис. 2.3. Модуль с гидроприводом

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).

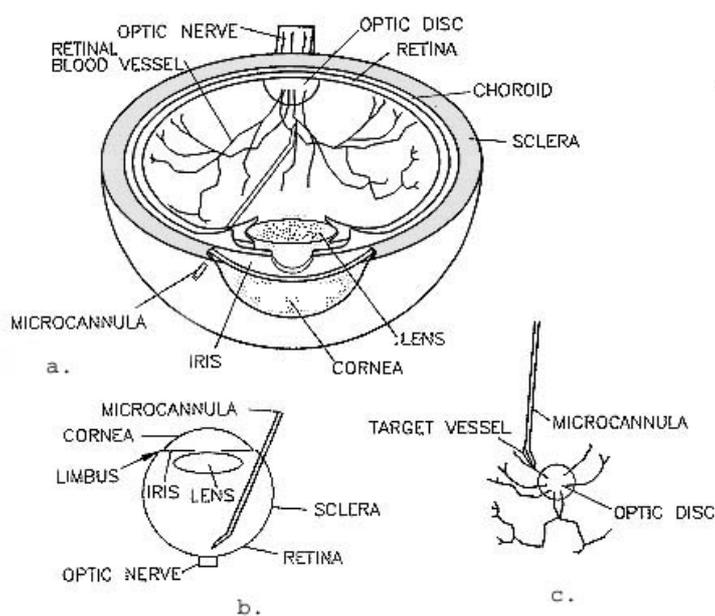


Рис. 2.4. Схема офтальмологической операции с помощью микроманипулятора

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. 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).

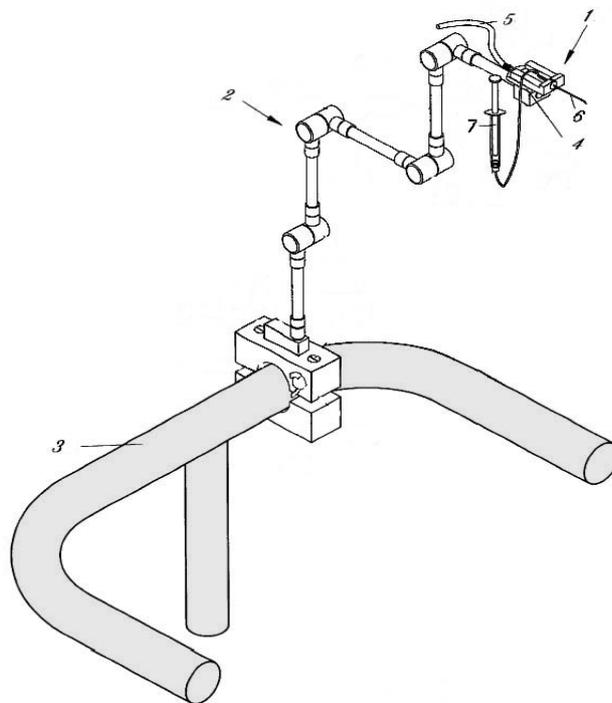


Рис. 2.5. Микроманипулятор для офтальмологических операций

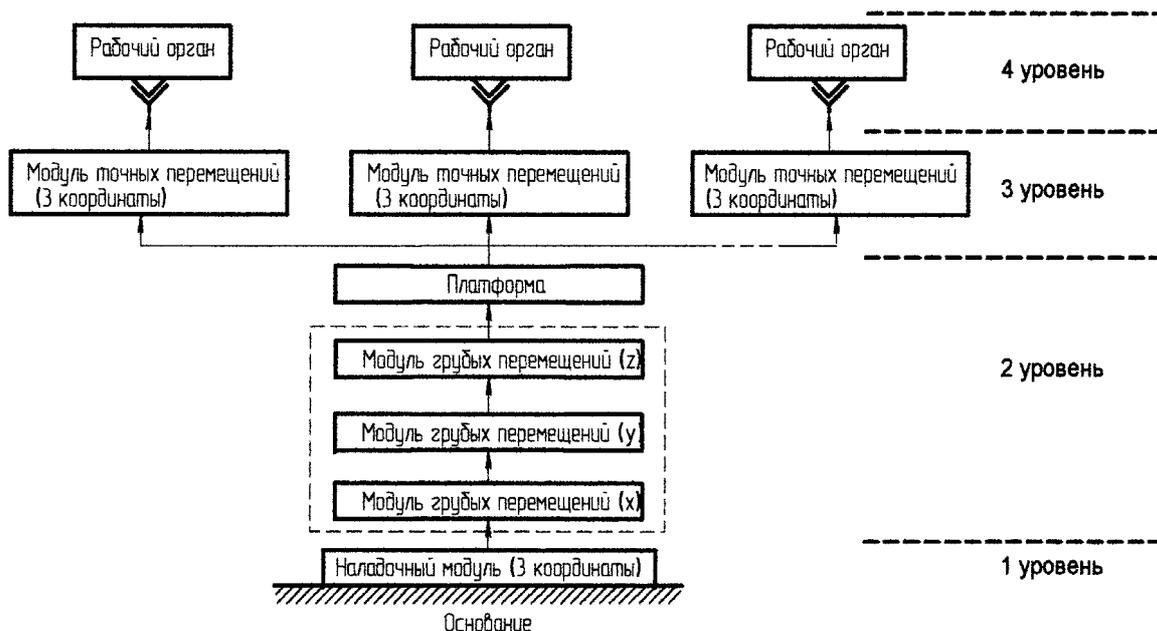


Рис. 2.6. Древовидная структура ММС

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 ± 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 исследования, 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 30^0 . 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. Учитывая это, 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.

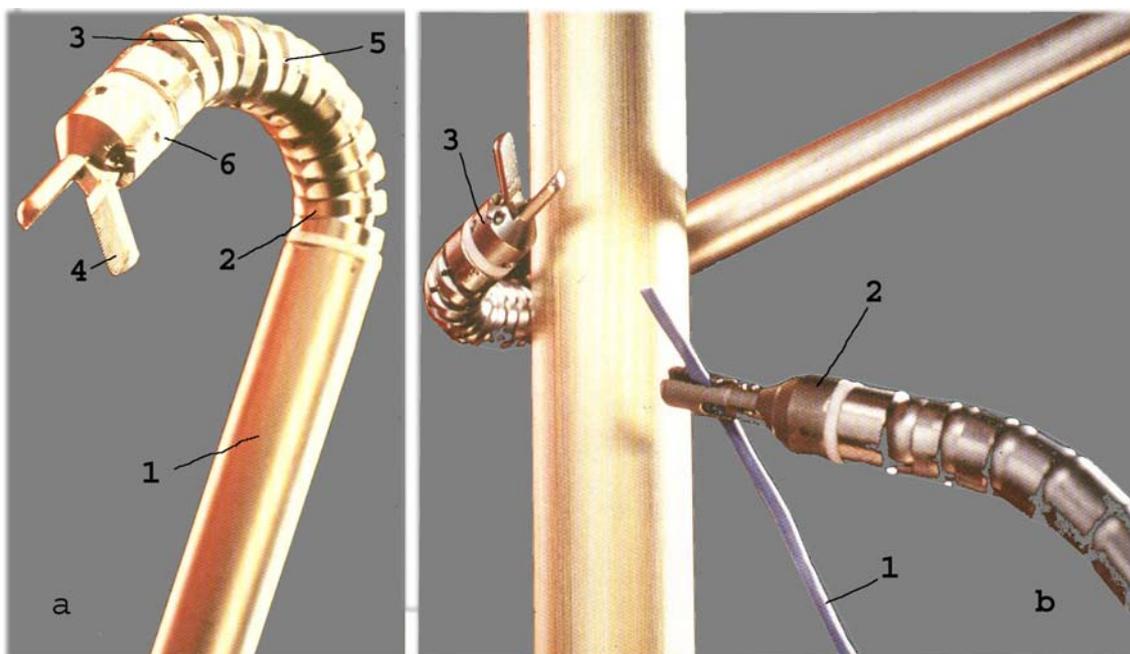


Рис. 2.7. Хирургический микроманипулятор, а - гибкий рабочий орган, б - рабочие органы в действии

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. ММС 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 табл. 2.1.

Табл. 2.1

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 ⁰
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 сравнению 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 ММС 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. Это дает возможность находить оптимальный сценарий движений в конкретной ситуации.

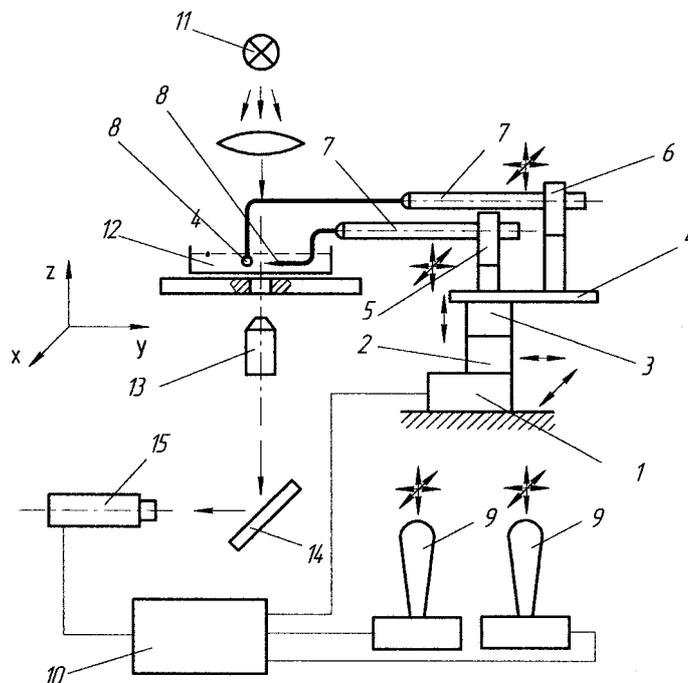


Рис. 2.9. Схема работы с микрообъектами при помощи ММС, имеющей разветвленную структуру

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.

- Древоподобная структура ММС с числом рабочих органов не менее двух, находящихся на разных модулях точных перемещений, позволяет применить бионический принцип манипулирования с объектами и инструментами.
- Древоподобная 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.

2.2. МЕХАТРОННЫЕ МОДУЛИ МИКРОПЕРЕМЩЕНИЙ

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. Такие 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.

1. Микроэлектромеханический привод.
2. Упругие механические передачи.
3. Миниатюрные датчики обратной связи.
4. Первичные преобразователи электрических сигналов, снимаемых с датчиков.

5. 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,

2.3. ДАТЧИКИ И ЧУВСТВИТЕЛЬНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ

Обратная связь по перемещениям позволяет выйти рабочему органу (выходному звену) в определенную точку с минимальными погрешностями 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 очувствление 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 наступить 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 небольшую 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 микропипетки 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.

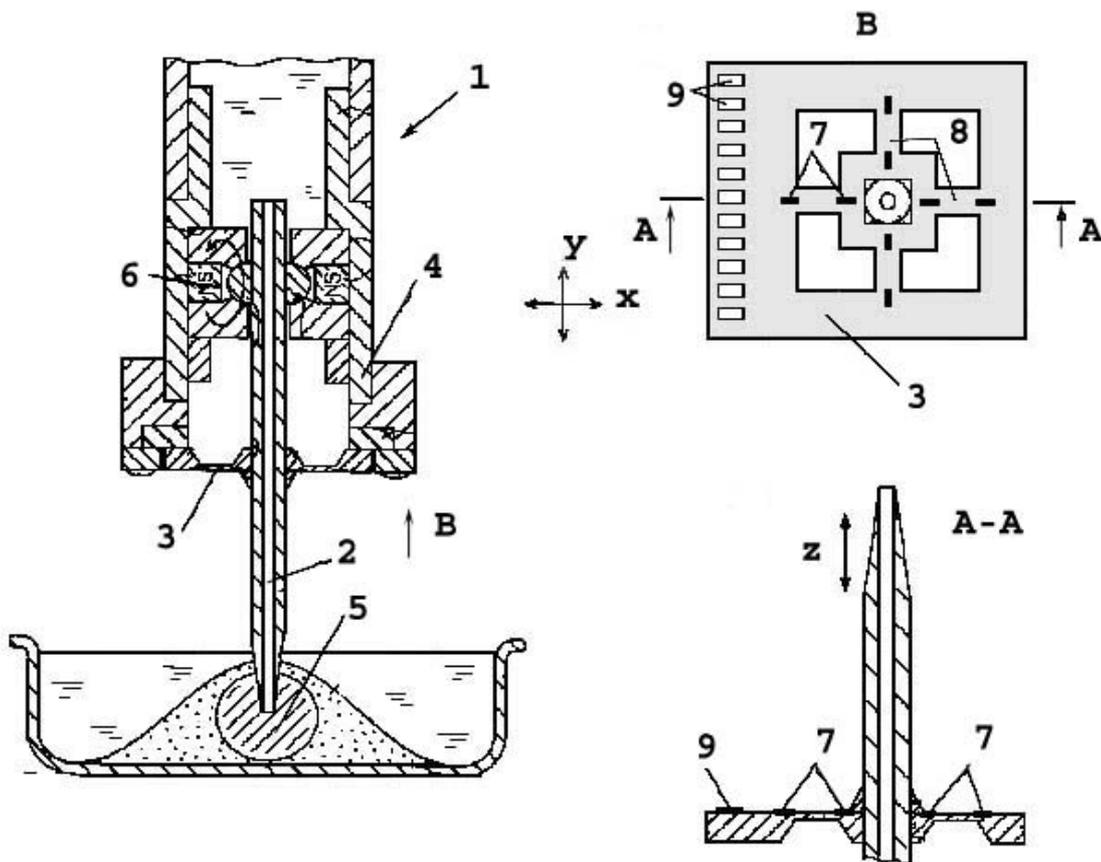


Рис. 2.10. Микроманипулятор с двухкоординатным датчиком силы

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.

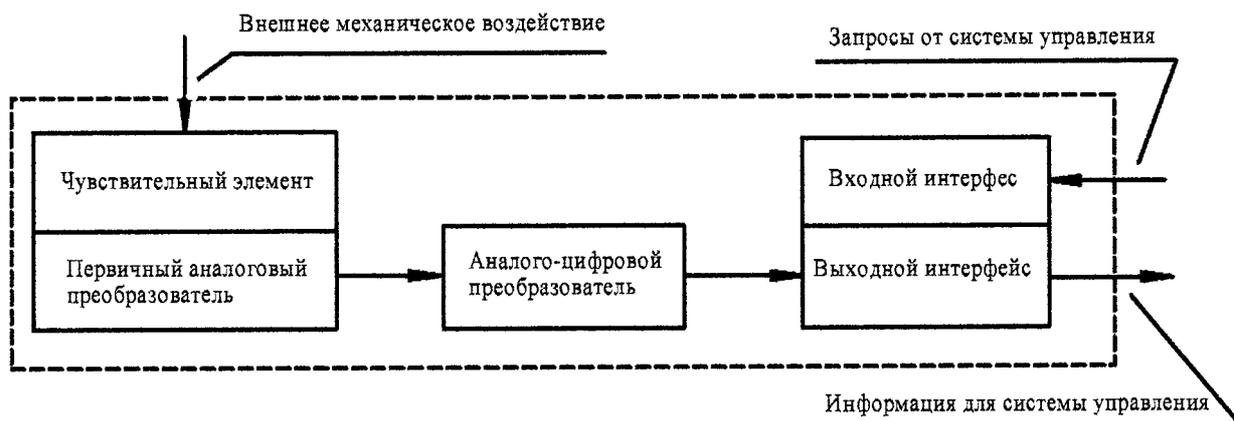


Рис. 2.11. Структурная схема мехатронного датчика микромеханического модуля

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, 65].

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"** - давя. 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 и 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° – 130° С . 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.

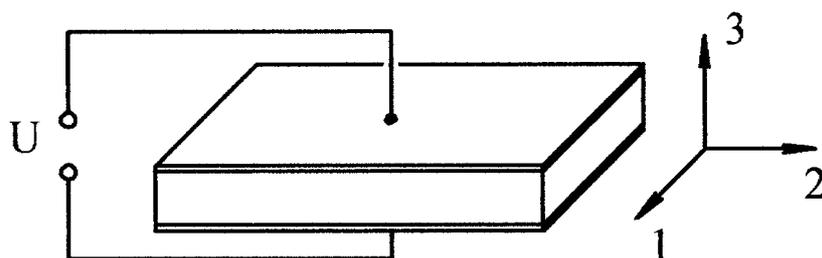


Рис. 3.1. Пьезокерамическая пластина с параллельными электродами

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 же противоположного знака - 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 пьезопроводов 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) [36].

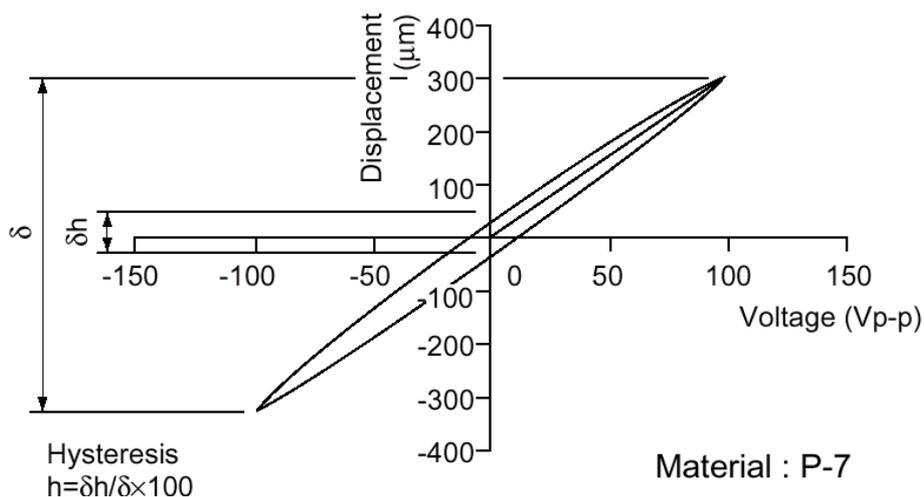


Рис. 3.2. Петля гистерезиса для пьезокерамики P-7

Отечественная промышленность выпускает пьезопроводы широкой номенклатуры. АО «ЭЛПА» производит пьезопакеты, набранные и склеенные из пьезокерамических шайб толщиной 0,6 мм, которые имеют следующие характеристики (табл.3.1) [32].

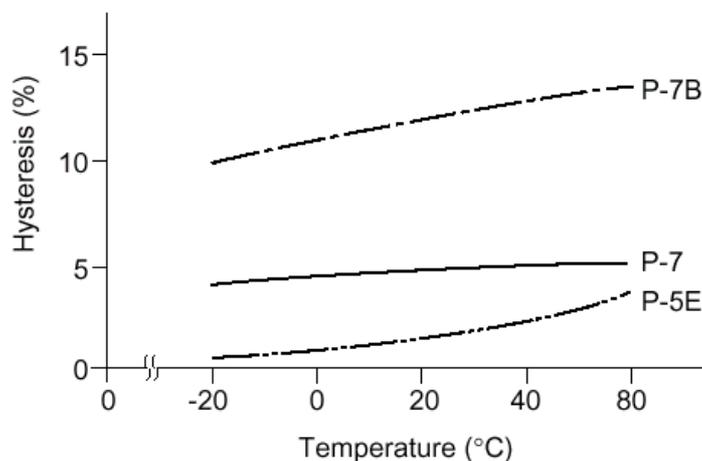
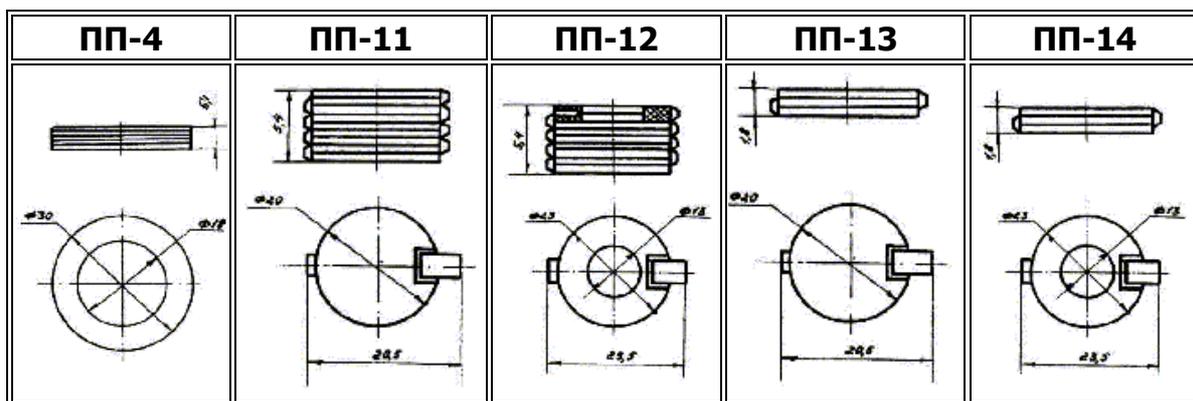


Рис. 3.3. Зависимость коэффициента гистерезиса от температуры для пьезокерамики «PIEZOTITE®»

Табл. 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 табл. 3.2.



Рис. 3.4. Внешний вид составного пьезопровода

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

Табл. 3.2.

Параметры	Марка составного пьезопровода					
	ППУ-1	ППУ-2	ППУ-8	ППУ-3	ППУ-4	ППУ-5

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	Ф23х124	Ф23х154	Ф30х204	Ф32х130	Ф32х160	Ф32х130	Ф32х160
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 напряжения 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. Обычно секция 1 состоит из 10-20 ПКШ толщиной 0,5-1 мм с серебряными электродами, нанесенными на плоские торцевые поверхности, которые электрически параллельно соединены между собой (рис. 3.6), а векторы поляризации \vec{P}_1 и \vec{P}_2 пьезокерамических элементов направлены навстречу друг другу.

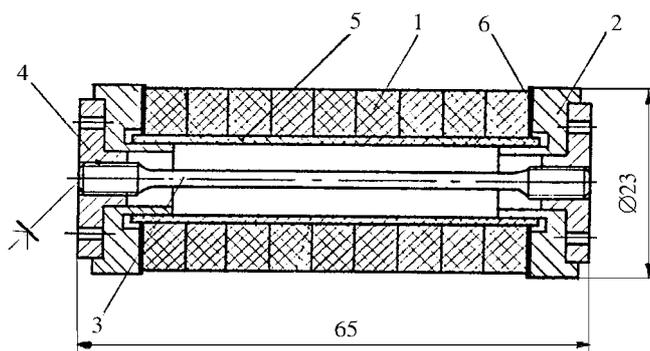


Рис. 3.5. Составной пьезопреобразователь

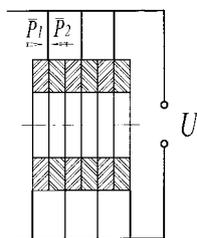


Рис. 3.6. Соединение пьезокерамических шайб в секцию.

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 – табл. 3.3 [32]).

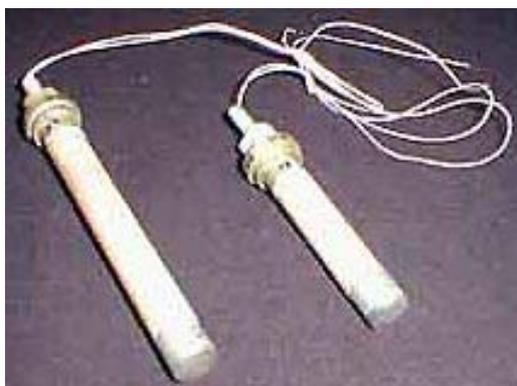


Рис. 3.7. Пьезопровод с трубчатым пьезокерамическим элементом

Табл. 3.3.

Параметры	Марка пьезопровода					
	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	Ф10x55	Ф10x55	Ф10x87	Ф10x87	Ф10x119	Ф10x119
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 пьезопроводы имеют толщину стенок от 0,5 до 1,5 мм. Уменьшение толщины приводит к уменьшению питающего напряжения, однако изготовление тонкостенных пьезокерамических трубочек требует жесткого соблюдения 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 \vec{P}_1 и \vec{P}_2 .

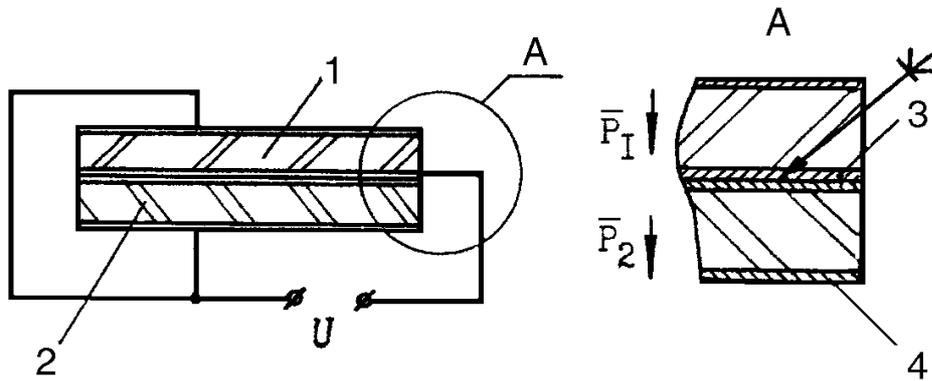


Рис. 3.8. Простейший БПП

Если подать постоянное напряжение на электроды пластин 3 и 4, одна пьезопластина будет удлиняться, а другая – укорачиваться. Т.к. 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, 54]:

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

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.

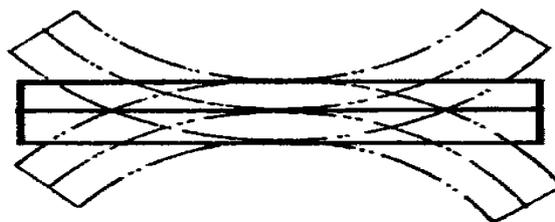


Рис. 3.9. Изгиб незакрепленного БПП

Такая конструкция не технологична при механической сборке, т.к. 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 заземлена, 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.

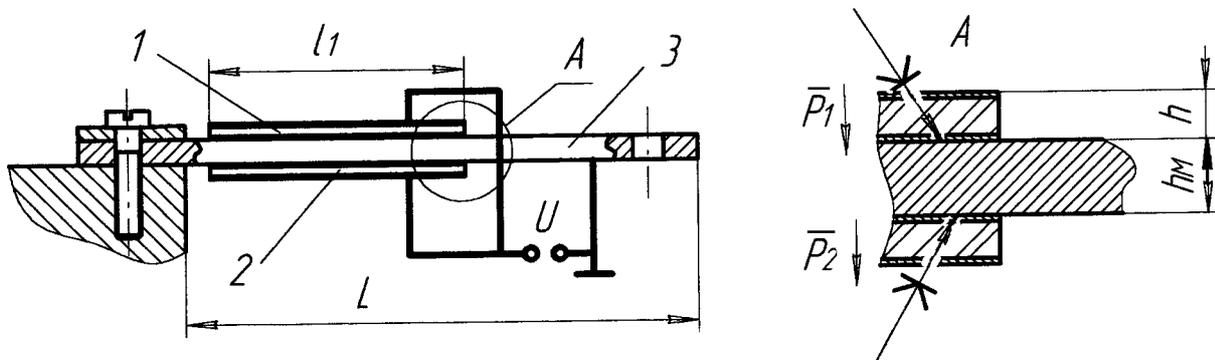


Рис. 3.10. БПП с металлической пластиной

В табл. 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 $T = 2h + h_M$.

Табл. 3.4.

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 табл. 3.5 приведены основные характеристики рассматриваемых БПП.

Табл. 3.5.

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 (табл. 3.6).

Табл. 3.6.

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). 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 сканирующих систем лазерной техники, в устройствах микроперемещений ткацких станков,

в аппаратах чтения для слепых по системе Брайля, в качестве вентиляторов локального охлаждения микросхем.

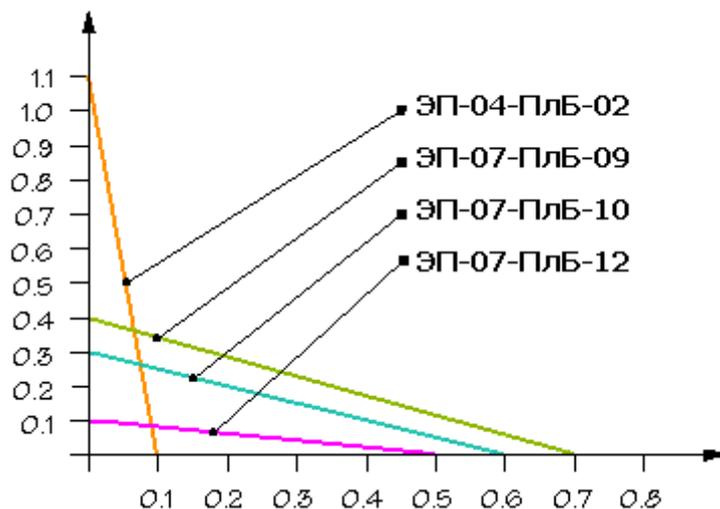


Рис. 3.11. Зависимость силы (Н), развиваемой БПИ, от перемещения (мм)

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.

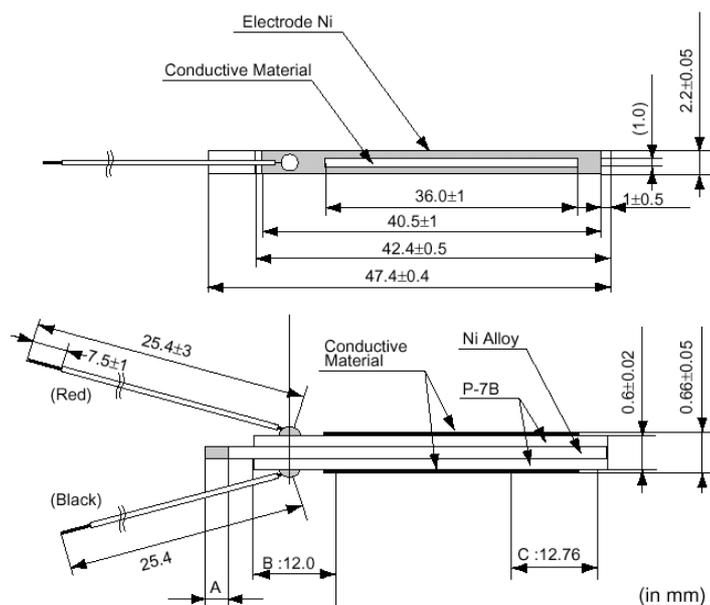


Рис. 3.12. Биморфный пьезопривод компании MURATA

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 пьезоприводов, выпускаемых отечественной промышленностью. На рис. 3.13 приведена диаграмма «накопленная энергия – максимальное перемещение» для составных, трубчатых и биморфных пьезоприводов в логарифмическом масштабе (для электродвигателей аналогична диаграмма «мощность – скорость вращения»). Как видно из графиков, наибольшее перемещение достигается при помощи биморфных пьезоприводов, а максимальная энергия накапливается в составных пьезоприводах. Трубчатые пьезоприводы являются промежуточными по своим энергетическим характеристикам, а по перемещению они имеют наихудшие показатели.

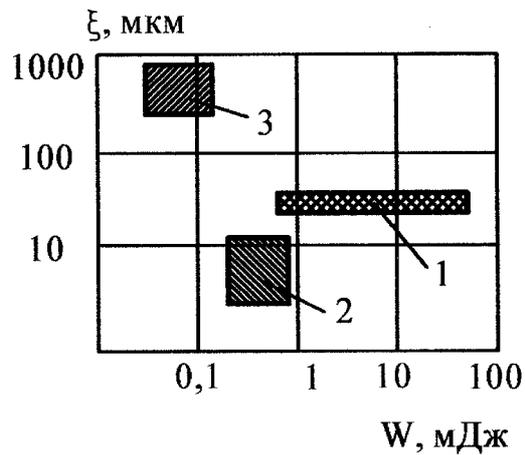


Рис. 3.13. Диаграмма «накопленная энергия – максимальное перемещение», 1 – составные пьезопроводы, 2 – трубчатые пьезопроводы, 3 – биморфные пьезопроводы

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 органа осуществляется при подаче напряжения на СПП. В такой конструкции важно как обеспечение необходимого усилия при торможении (около 5 Н), так и

достаточно большого зазора (~ 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 ~ 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).

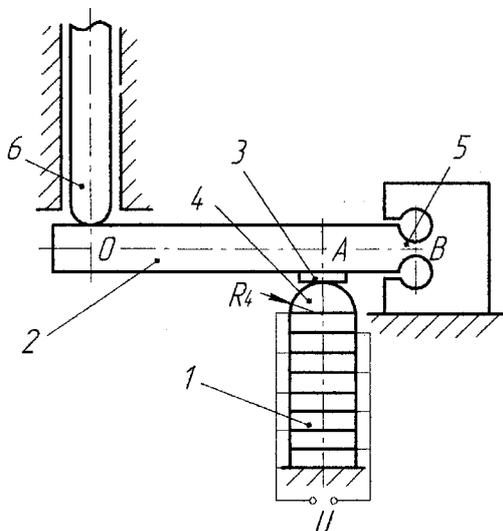


Рис. 3.14. Пьезоэлектрический модуль с рычажной системой мультиплексии

При применении системы рычагов, связанных упругими шарнирами, можно получить изменение направления перемещения выходного звена, а также увеличение перемещений не более чем в 8...10 раз. Компактное устройство с системой упругих шарниров и рычагов (рис. 3.15) состоит из СПП 1, двух рычагов 2, трех упругих шарниров 3, выходного звена 4, заключенных в корпусе 5.

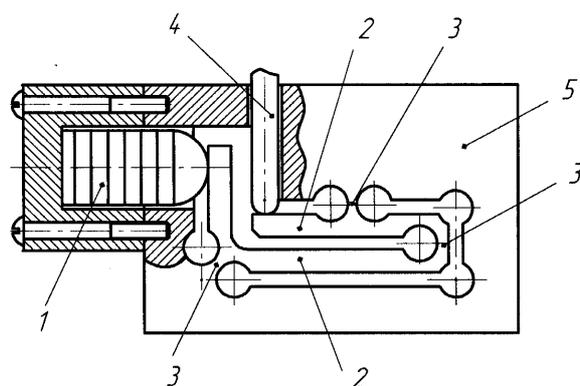


Рис. 3.15. Компактное устройство с системой упругих шарниров и рычагов

Большой коэффициент мультиплексии можно получить в том случае, если силы сопротивления со стороны нагрузки крайне малы (например, при повороте сканирующих зеркал с малыми скоростями и малыми динамическими воздействиями).

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.

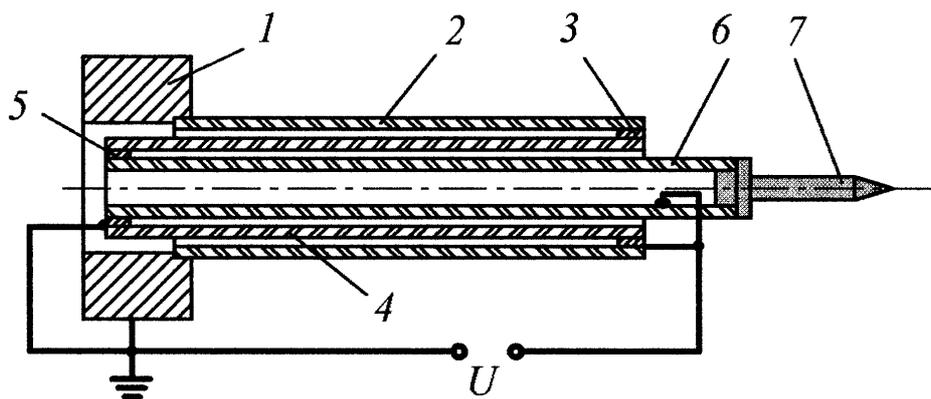


Рис. 3.16. Последовательное соединение трубчатых пьезопреобразователей

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).

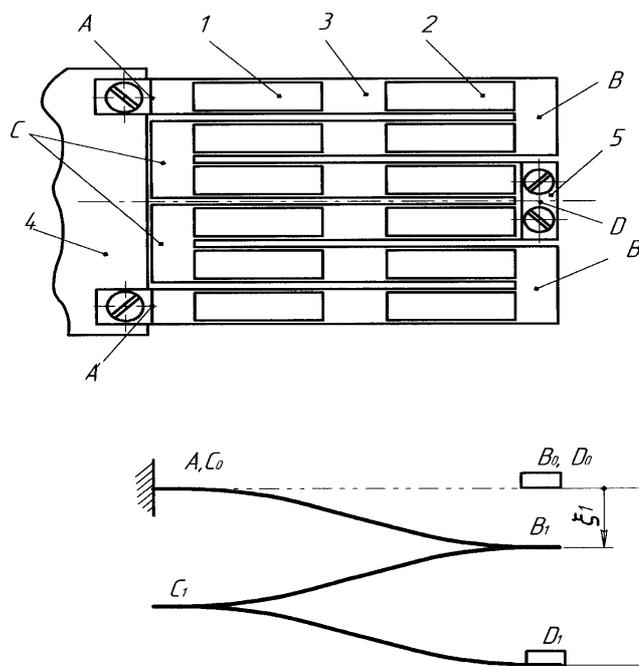


Рис. 3.17. Устройство с последовательным соединением БПП и схема его прогиба

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 d) установлены четыре БПП 2. В средней части рессоры на выступах E , 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 с), 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. Мультиплексция углового перемещения выходного звена зависит от соотношения размеров выступов Е, D и рессоры 3.

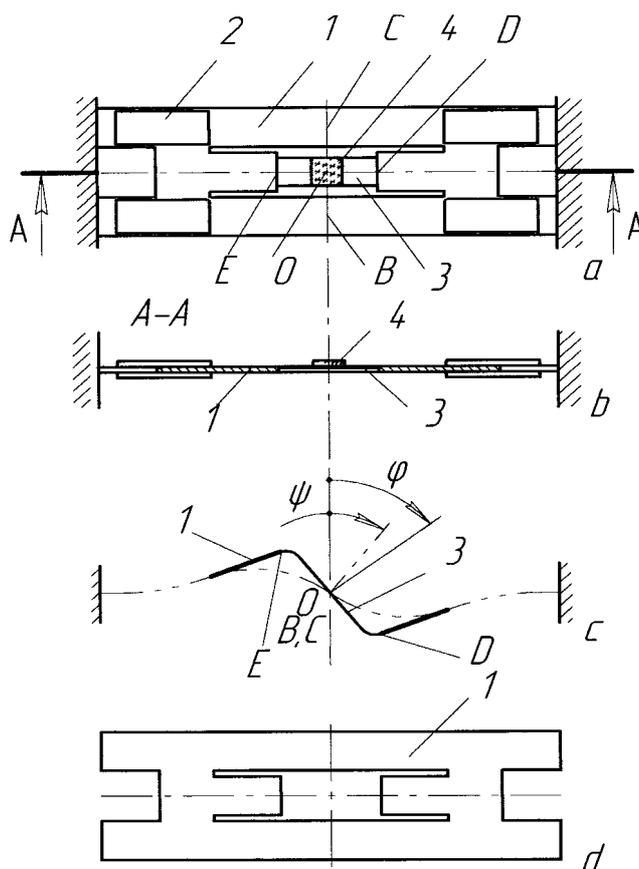


Рис. 3.18. Устройство мультиплексии углового перемещения и схема его работы

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 высокими 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 $\varnothing 80 \times 20$ мм и при количестве спиральных ПП до 10 элементов. Такие компактные конструкции перспективны для осуществления перемещения объективов малогабаритных оптических устройств.

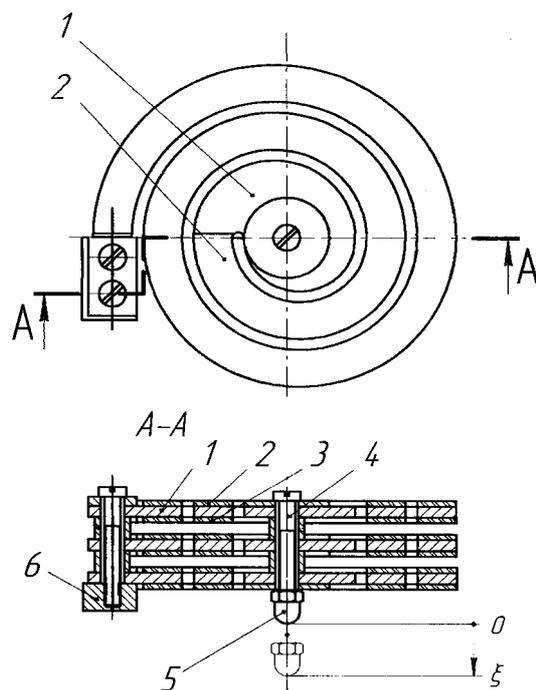


Рис. 3.19. Параллельное соединение спиральных БПП

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 кинематические устройства в качестве механических передач. Это объясняется их существенными достоинствами: высокой точностью параметров движения, надежностью, долговечностью, автономностью в работе, отсутствием внешнего трения, 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), штрихпунктирной 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, тросики 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 реализовывают 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.

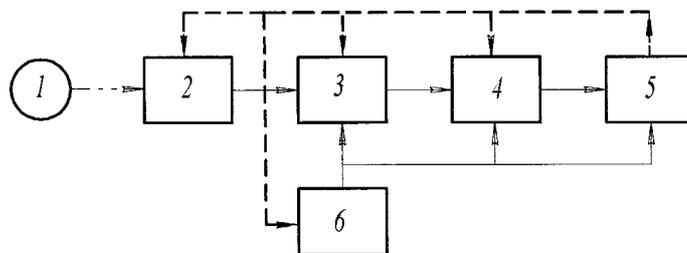


Рис. 4.1. Функциональная схема традиционного электромеханического привода с упругими кинематическими устройствами

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, обеспечивая дополнительные управляемые степени подвижности. 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, 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.

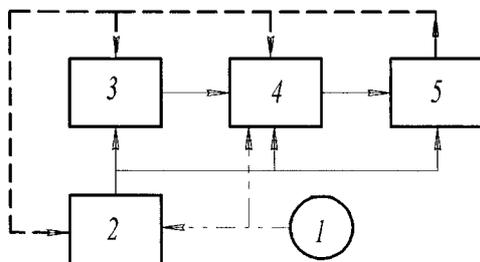


Рис.4.2. Функциональная схема электромеханического привода с биморфными пьезоэлектрическими упругими звеньями

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 осуществляться по линии (прямолинейной или 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 траектории движения 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 отработки 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 устройства 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).

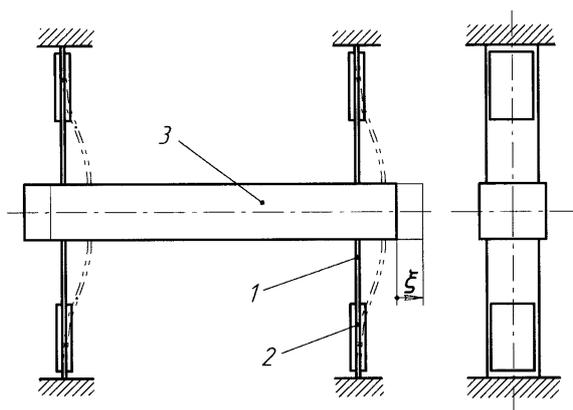


Рис. 4.3. Простейший тип АУН

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.

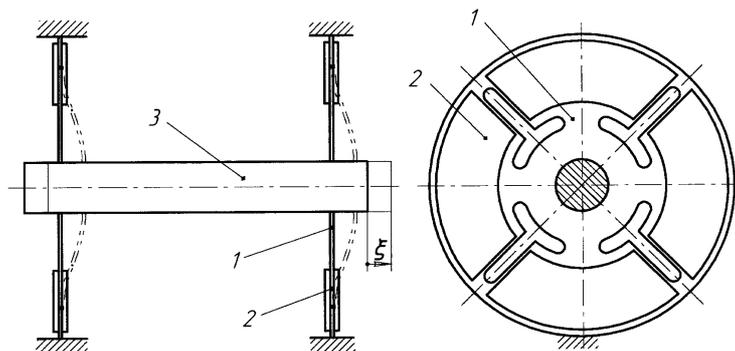


Рис. 4.4. Активный квазипараллелограмм

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].

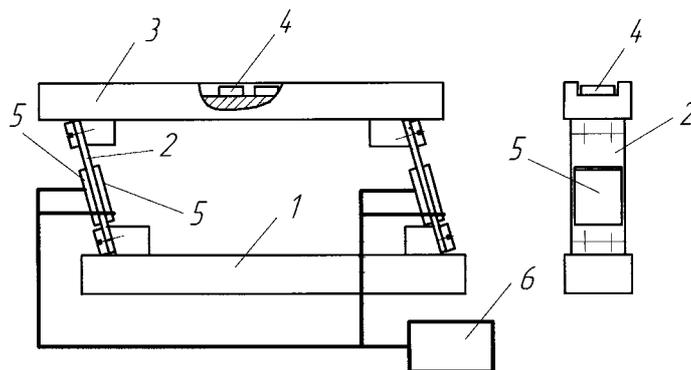


Рис. 4.5. Пьезоэлектрический вибропитатель

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 активные направляющие, у которых БПП расположены вдоль рабочего звена. Устройство (рис. 4.6 а) [44] содержит основание 1 с двумя плоскими рессорами 2 малой длины и лоток 3 с перемещаемыми деталями 4. Параллельно лотку на серединах рессор 2 установлена рессора 5 с БПП 6 и 7, к которым подключен генератор гармонического напряжения 8. В этом случае изгиб рессор 2 формируется за счет передачи изгибающего момента со стороны рессоры 5 с БПП 6 и 7 (рис. 4.6 б). Вертикальные габариты такого устройства примерно в два раза ниже, чем вибропитателя, изображенного на рис. 4.5.

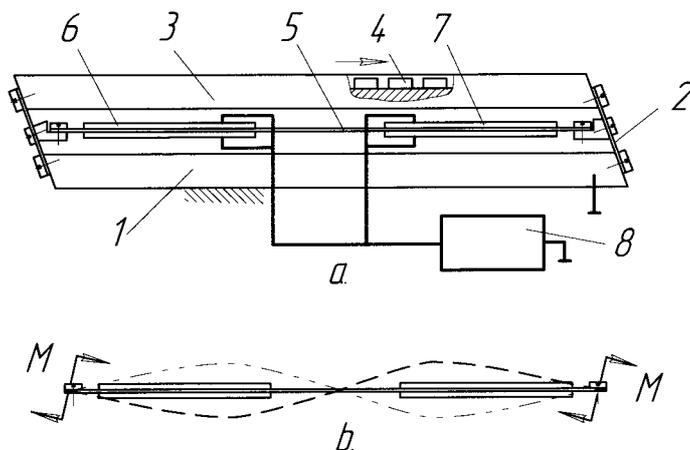


Рис. 4.6. Пьезоэлектрический вибропитатель малой высоты (а) и схема изгиба рессоры (б)

Описанная выше упругая схема с активной рессорой, расположенной вдоль выходного звена может быть применена в качестве компактного модуля поступательных движений выходного звена микроманипулятора. Такое устройство (рис. 4.7) состоит из цилиндрического корпуса 1, внутри которого на тонких проволочных рессорах 2 и 3 закреплены цилиндрическая платформа

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 заземленную 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° изгиб рессоры будет иметь волнообразную форму. Точка 0 на рессоре остается неподвижной, а звено 4 будет совершать качательное движение вокруг точки 0. 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 ($\varphi = 2^{\circ}-5^{\circ}$). Если необходимо иметь 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 0 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.

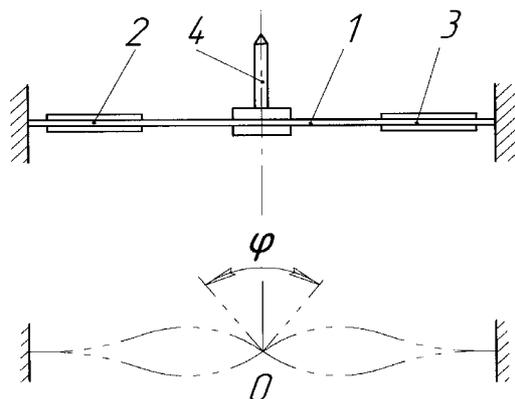


Рис. 4.8. Простейший пьезоэлектрический АУШ

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.

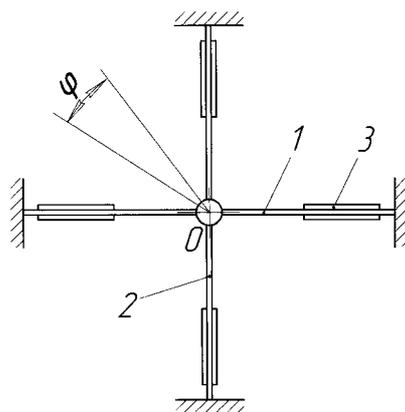


Рис. 4.9. Крестообразный АУШ.

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

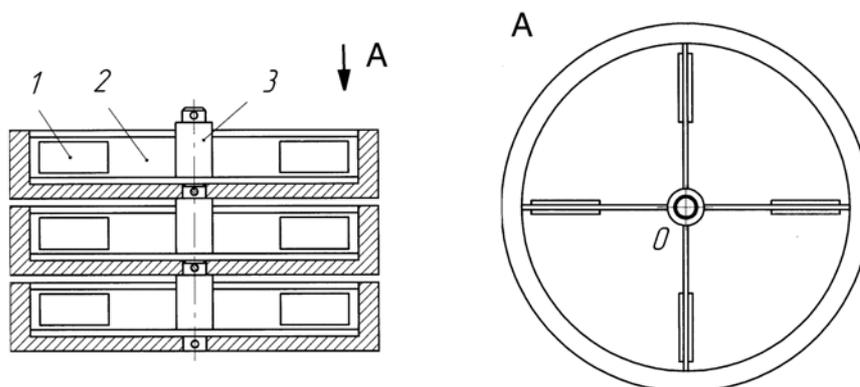


Рис.4.10. Последовательное соединение АУШ

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».

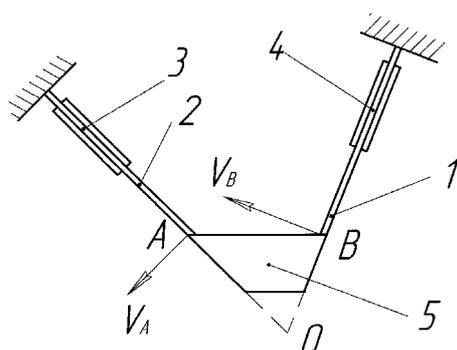


Рис.4.11. Асимметричный АУШ

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 (рис. 4.12) двух скрученных лент 1 и 2, соединенных жестким звеном 3 со стержнем 4. 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 движется 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 100x60x10 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.

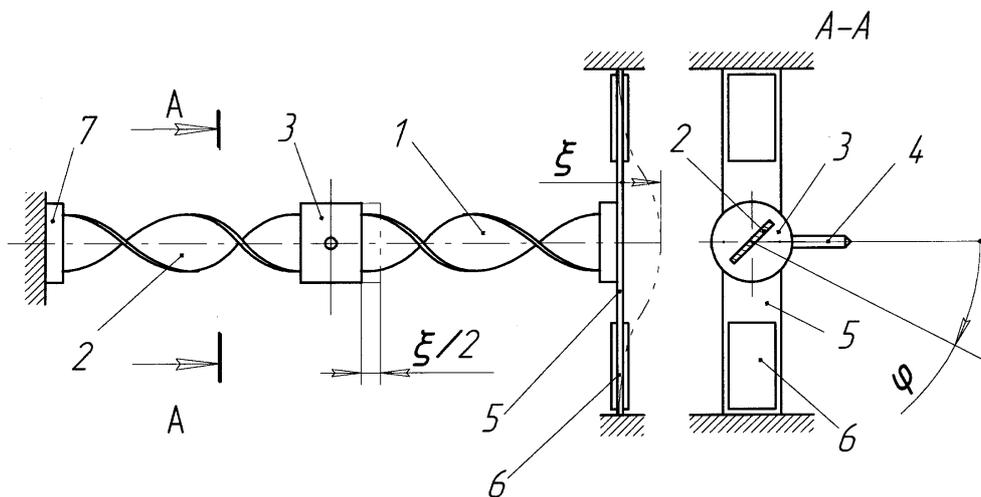


Рис.4.12. Устройство поворота со скрученной лентой и БПП

Движение выходного звена по винтовой линии используется для вибротранспортирования деталей в миниатюрных вибробункерах. Эти

В отличие от распространенных в приборостроении вибробункеров с электромагнитными вибраторами пьезоэлектрические бункера мало чувствительны к перекосу чаши и погрешностям исполнения рессор и могут управляться от компьютера.

Все рассмотренные выше модули микроперемещений с пьезоприводами являются упругими устройствами, имеющими одну степень свободы. Изменяя напряжение, подаваемое на пьезопреобразователи, мы можем изменять амплитуду перемещения, а форма траектории выходного звена остается неизменной.

4.3. МОДУЛИ МИКРОПЕРЕМЕЩЕНИЙ С УПРАВЛЯЕМОЙ ТРАЕКТОРИЕЙ ДВИЖЕНИЯ

Как было сказано выше, сложные управляемые траектории движения выходного звена используются в микроманипуляторах, предназначенных для биологических исследований и сборки компонентов микроэлектроники, 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 траекторией движения 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). При подаче напряжения на БПП 1 точка 0 выходного звена совершает перемещение вдоль оси z , при подаче напряжения на БПП 2 точка 0 перемещается по оси x , а при подаче напряжения на БПП 4 точка 0 движется по оси y .

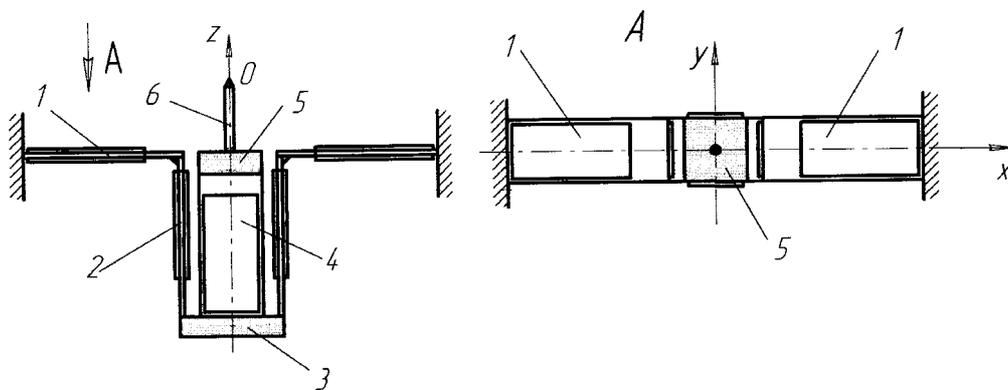


Рис. 4.15. Трехкоординатный микроманипулятор с последовательно-параллельным соединением биморфных пьезоприводов

Управление пространственной траекторией движения 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 качение 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.

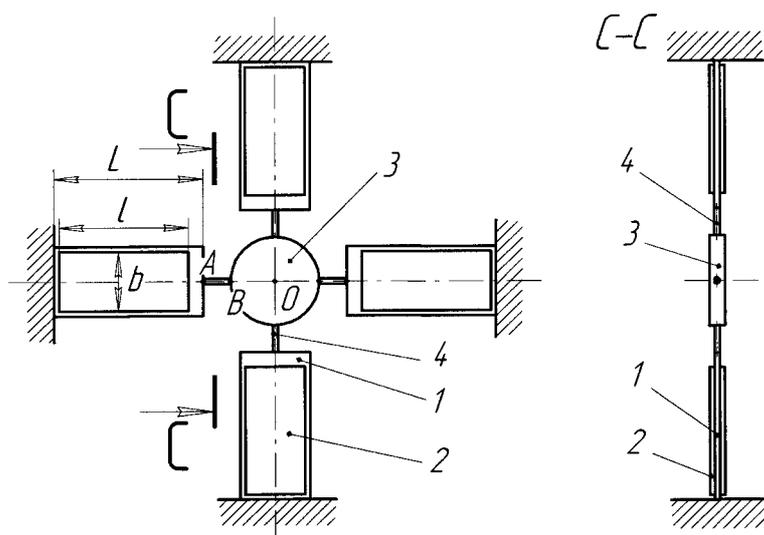


Рис. 4.16. Многокоординатная манипуляционная система с БПП

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 приведенную на рис. 4.16 схему можно усилить, 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 тонкой крестообразной рессорой 4.

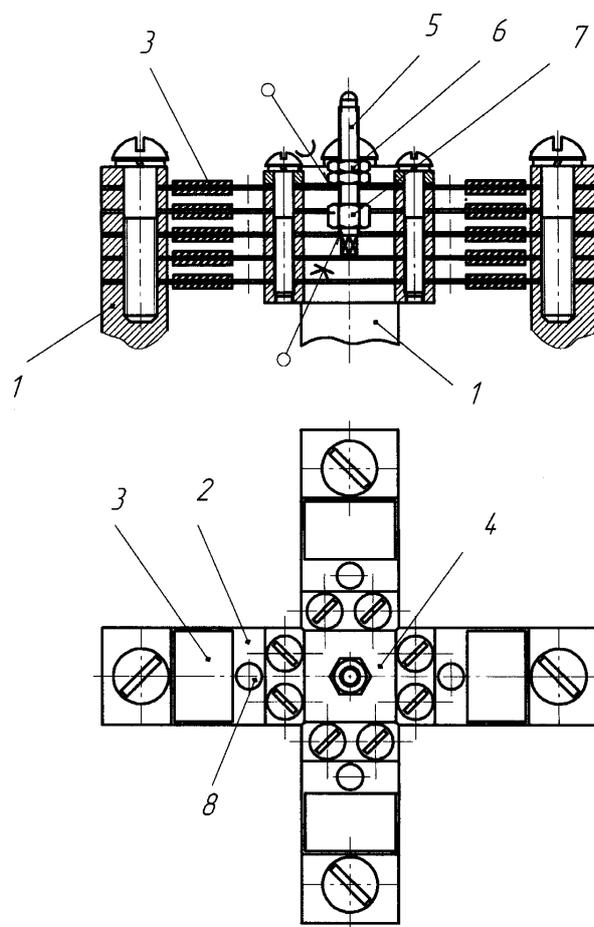


Рис. 4.17. Трехкоординатный микроманипулятор с усиленной схемой

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

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 можно создать на базе 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). Основными преимуществами гексаподного микромеханического модуля являются:

- высокая точность перемещений, обеспечиваемая повышенной жесткостью всех шести модулей поступательного движения;

- улучшенные массогабаритные характеристики вследствие отсутствия направляющих кинематических элементов;
- высокая степень унификации мехатронных узлов, обеспечивающая технологичность изготовления и конструктивную гибкость.

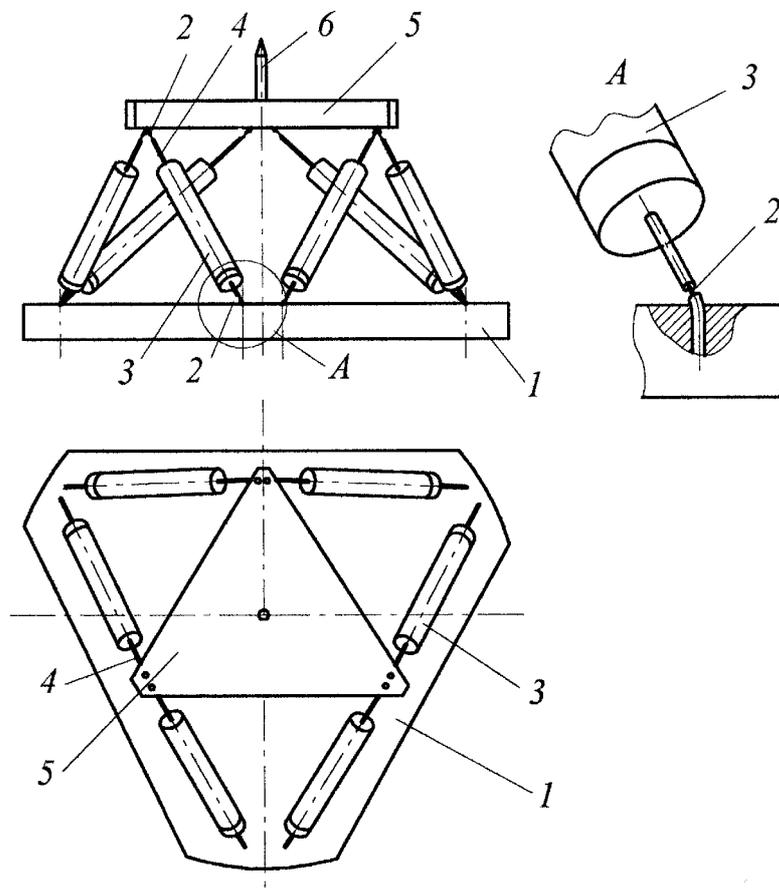


Рис. 4.18. Шестикоординатный микромеханический модуль

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 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

b). 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.

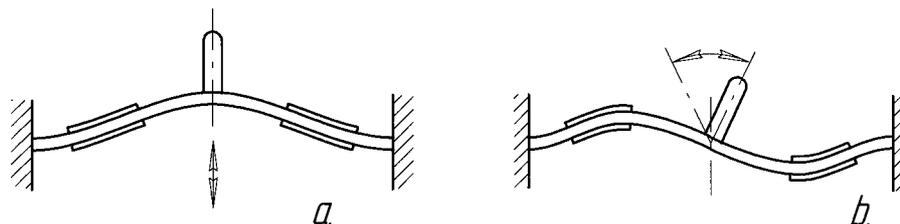


Рис. 4.19. Первая (a) и вторая (b) моды изгибных колебаний БПП

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.

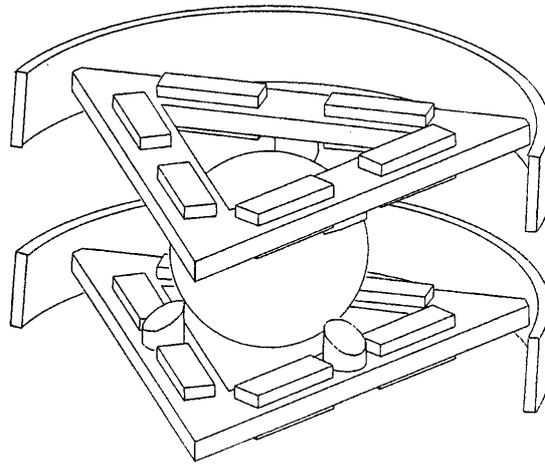


Рис. 4.20. Многокоординатный сферический пьезодвигатель

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.

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.

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 приемлемы. 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 ПЬЗОПРИВОД

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) переменные $S_1, S_2, T_1, T_2, T_4, T_5, T_6, E_1, E_2 = 0$. 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 ,

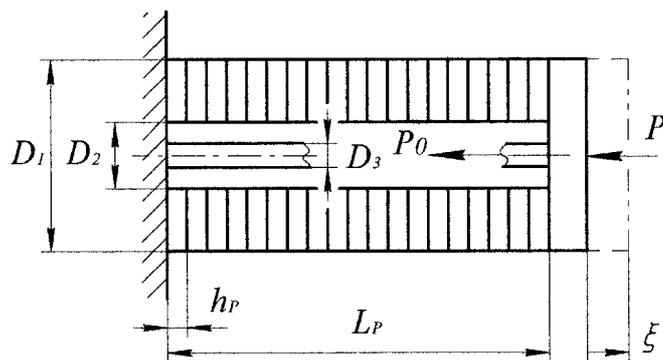


Рис. 5.1. Расчетная схема составного пьезопреобразователя

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

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

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

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 $\frac{P_0}{\Omega_P}$; $5 \cdot 10^6 \div 3 \cdot 10^7$ Н/м² [8]. Из неравенства

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:

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

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 ; 1 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: $L_p = 5,6 \cdot 10^{-2}$ м, $D_1 = 2,2 \cdot 10^{-2}$ м, $D_2 = 1,0 \cdot 10^{-2}$ м, $h_p = 0,5 \cdot 10^{-3}$ м, $D_3 = 1,0 \cdot 10^{-3}$ м, $s_{33}^E = 1,7 \cdot 10^{-11}$ м²Н⁻¹, $d_{33} = 3,3 \cdot 10^{-10}$ КН⁻¹ (для пьезокерамики марки ЦТС 19), $[T_3] = 3,0 \cdot 10^8$ Нм⁻², $E_M = 2,1 \cdot 10^{11}$ Нм⁻², при нагрузке $P = 100$ Н, $P_0 = 1000$ Н, $U = 300$ В расчеты дают следующие результаты: перемещение торца пьезопреобразователя при предварительной стяжке $\xi_0 = -3,1 \cdot 10^{-6}$ м, перемещение торца пьезопреобразователя $\xi = 5,2 \cdot 10^{-6}$ м, а максимальное перемещение $\xi_{\max} = 5,5 \cdot 10^{-6}$ м при $P = 0$. Максимальная сила преобразователя $P_{\max} = 1,7 \cdot 10^3$ Н, $T_{3\max} = 6,2 \cdot 10^6$ Па при $\xi = 0$. Жесткость привода $c_A = 3,2 \cdot 10^8$ 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 :

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

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 O – 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 A и O (рис. 5.2.b). Ось x на расчетной схеме совпадает с осью недеформированного стержня (рычага), ось y направлена вертикально вверх, начало координат совпадает с точкой O приложения силы F . Найдем перемещение ξ_0 точки O и действительный коэффициент мультиплексии 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 мультиплексии k_R при фиксированных габаритах модуля и нагрузке F .

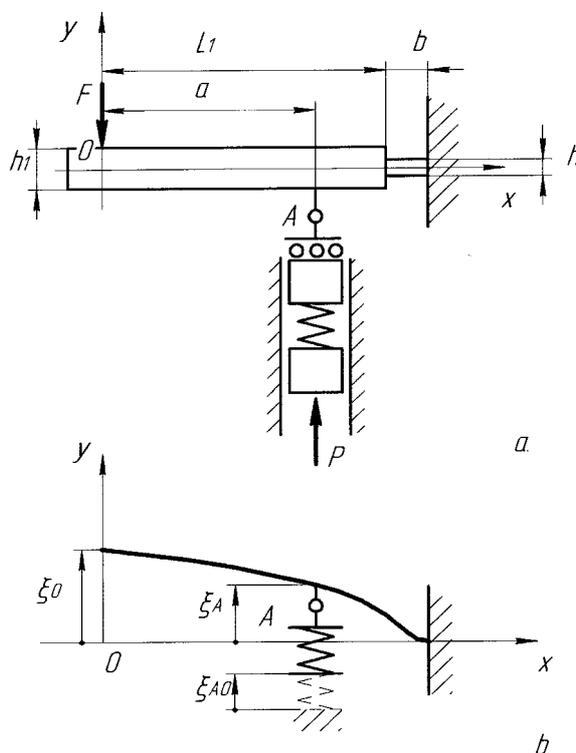


Рис. 5.2. Расчетная схема мультиплексной системы: а – схема действия сил; б – схема перемещений

Для идеальной схемы с абсолютно жестким рычагом, когда упругий шарнир представляется в виде идеального шарнира в месте заделки, коэффициент мультиплекции 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.b), 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 мультиплекции должна находиться вблизи упругого шарнира. Найдем перемещение в точке А, приложив к ней единичную силу $\bar{1}$, направленную вверх:

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

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, определяется 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 $\xi_0 = f(F, P)$:

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

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 параметры $d_{33} = 330 \cdot 10^{-12}$ Кл/Н, $s_{33}^E = 1,7 \cdot 10^{-12}$ м²/Н. На пьезопривод подается напряжение $U = 300$ 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 $0,04 \leq a \leq 0,05$ 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%.

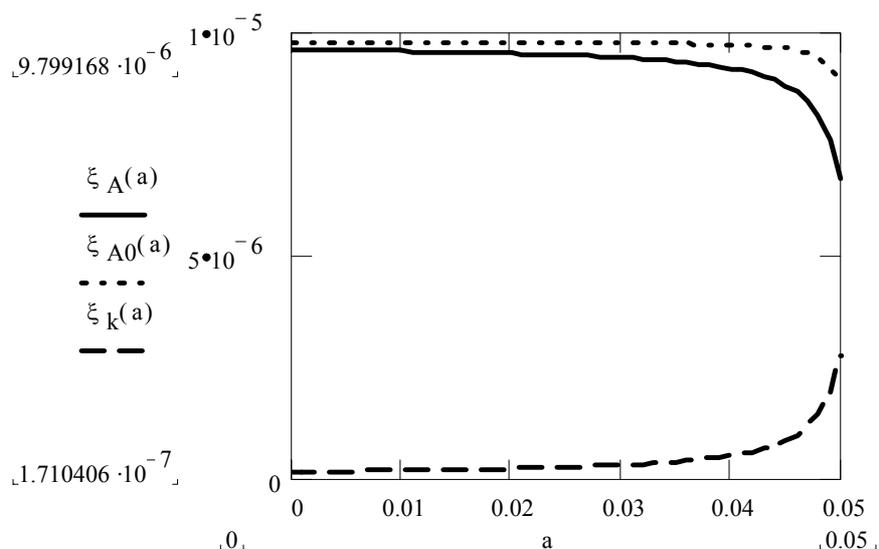


Рис. 5.3 . Зависимости перемещения точки А с учетом контактных деформаций ξ_A , перемещения точки А без учета контактных деформаций ξ_{A0} и контактных деформаций ξ_K от расстояния a (все переменные в метрах)

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 стальных 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.

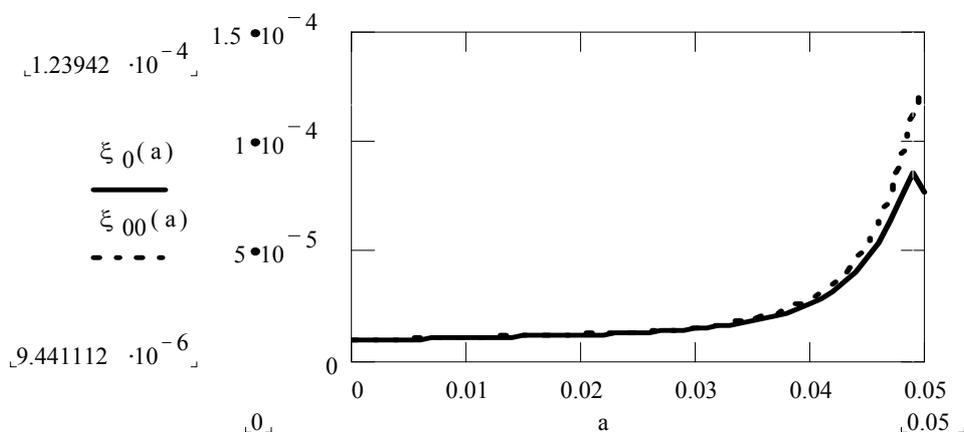


Рис. 5.4. Зависимости перемещения точки 0 с учетом контактных деформаций ξ_0 и перемещения точки 0 без учета контактных деформаций ξ_{00} перемещений точки 0 от расстояния a (все параметры в метрах)

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 $\xi_{00}(a)$.

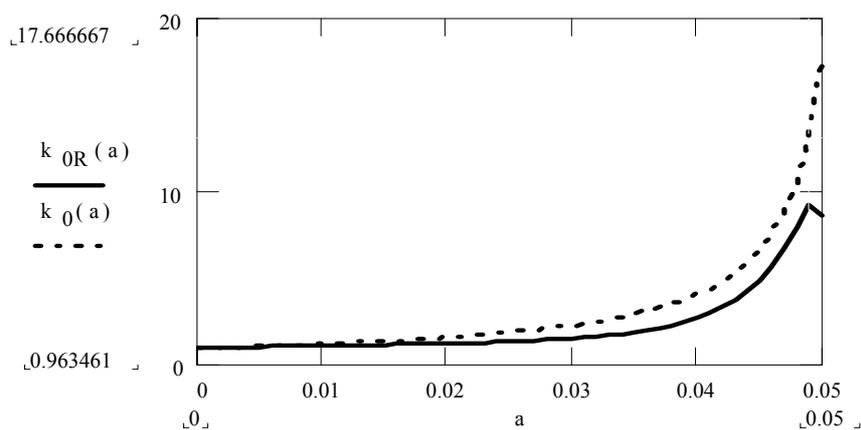


Рис. 5.5. Зависимости действительного коэффициента мультиплекции k_{0R} и идеального коэффициента мультиплекции k_0 от расстояния a (м)

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.

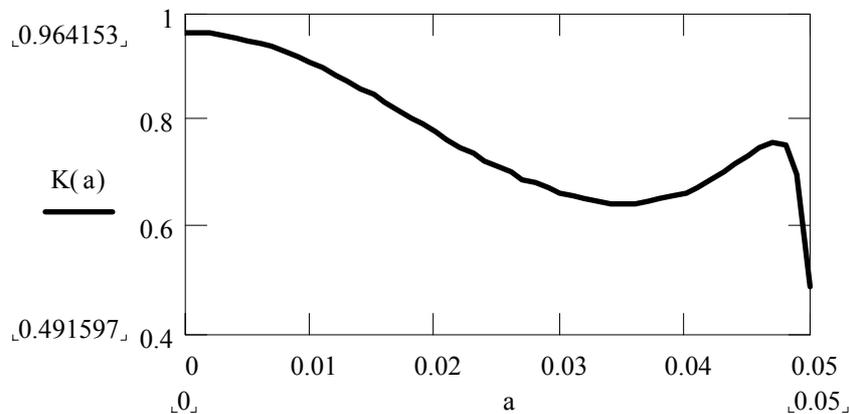


Рис. 5.6. Зависимость коэффициента эффективности мультиплекции K от расстояния a (м)

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.

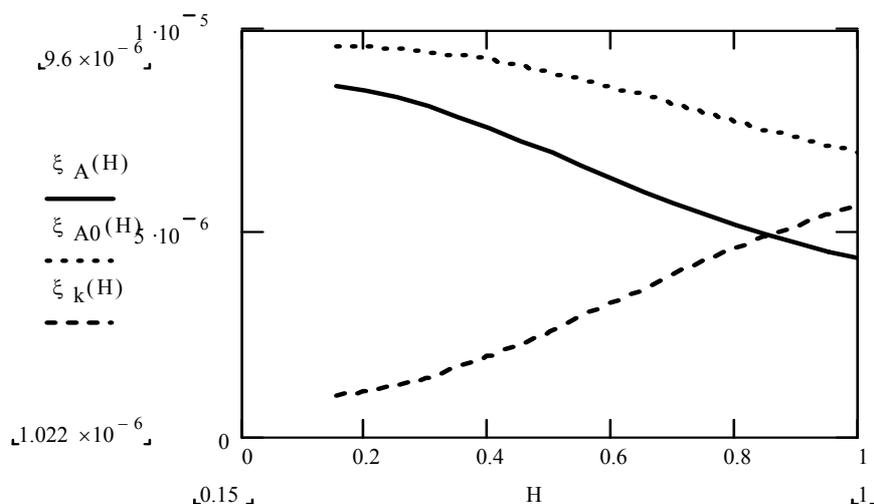


Рис.5.7. Зависимости перемещения точки А с учетом контактных деформаций ξ_A , без учета контактных деформаций ξ_{A0} и контактных деформаций вставки рычага и наконечника ξ_K от параметра H (перемещения и деформации в метрах)

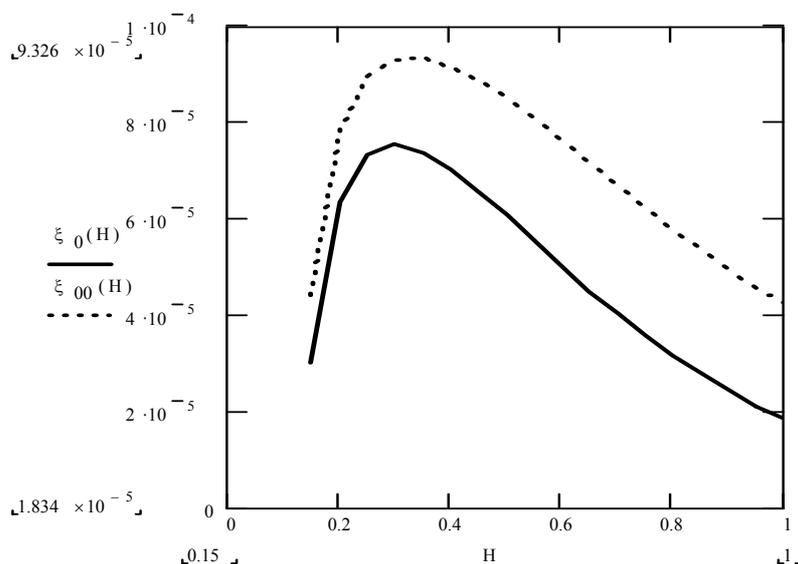


Рис. 5.8. Зависимости перемещений точки 0 с учетом контактных деформаций ξ_0 и без учета контактных деформаций ξ_{00} от параметра H (перемещения в метрах)

Рассматривая перемещение точки 0 во всем диапазоне $0 \leq H \leq 1$, можно сделать вывод, 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 $H = 0,3$.

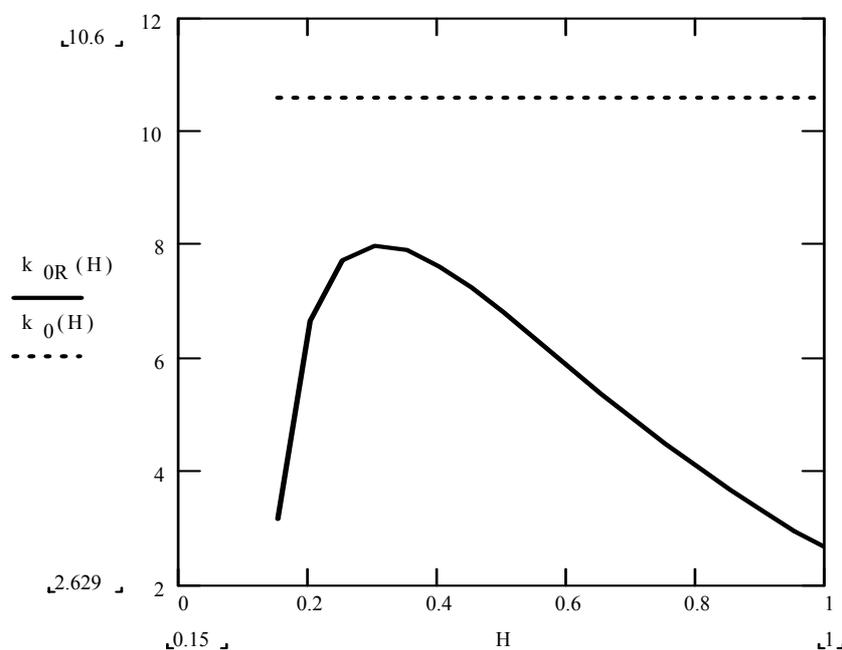


Рис. 5.9. Зависимости действительного коэффициента мультиплекции k_{0R} и идеального коэффициента мультиплекции k_0 от параметра H

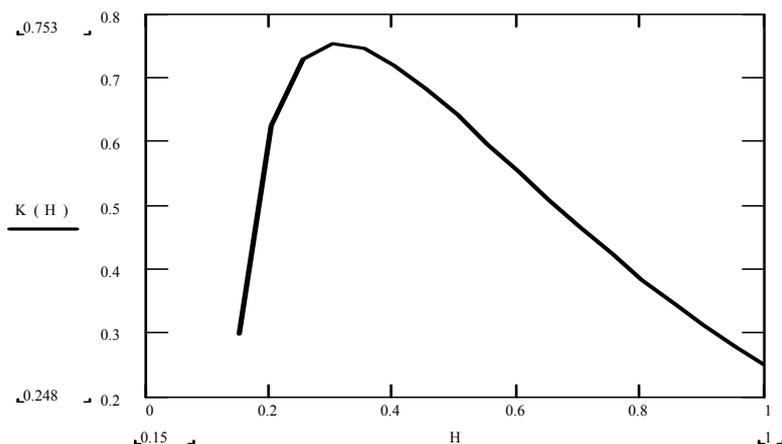


Рис. 5.10. Зависимость коэффициента эффективности мультиплекции K от параметра H

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 приложении 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 H 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.

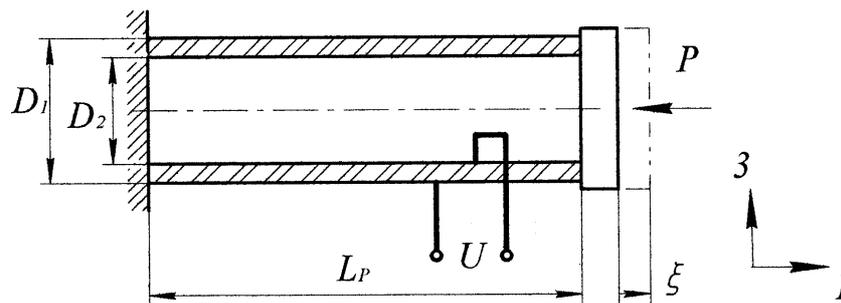


Рис.5. Расчетная схема трубчатого пьезопривода

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 $h_p = L_p$. 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 пьезопровода 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 пьезопровода (5.10) при отсутствии стягивающей шпильки и трубчатого пьезопровода (5.24), можно сделать вывод, 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: $L_p = 5,6 \cdot 10^{-2} \text{ м}$, $D_1 = 1,0 \cdot 10^{-2} \text{ м}$, $D_2 = 0,9 \cdot 10^{-2} \text{ м}$, $h_p = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $s_{11}^E = 1,4 \cdot 10^{-11} \text{ м}^2 \text{ Н}^{-1}$, $d_{31} = 1,5 \cdot 10^{-10} \text{ КН}^{-1}$ (для пьезокерамики марки ЦТС 19), $P = 100 \text{ Н}$, при подаче напряжения $U = 300 \text{ В}$ перемещение торца пьезопреобразователя $\xi = -2,7 \cdot 10^{-7} \text{ м}$ – оно отрицательно, т.е. пьезопреобразователь сократился под действием внешней силы. При ее отсутствии максимальное перемещение $\xi_{\max} = 5,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}$, а при зафиксированном торце максимальная сила преобразователя $P_{\max} = 96 \text{ Н}$, жесткость привода $c_A = 1,9 \cdot 10^7 \text{ Н/м}$. Максимальное механическое напряжение $T_{1\max} = 6,4 \cdot 10^6 \text{ Па}$.

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 $P = 100 \text{ Н}$ 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.

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.

Глава 6. РАСЧЕТЫ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МОДУЛЕЙ С БИМОРФНЫМИ ПЬЕЗОПРИВОДАМИ

6.1. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДЕФОРМАЦИЙ И МЕХАНИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ В ПОПЕРЕЧНОМ СЕЧЕНИИ БПП

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.

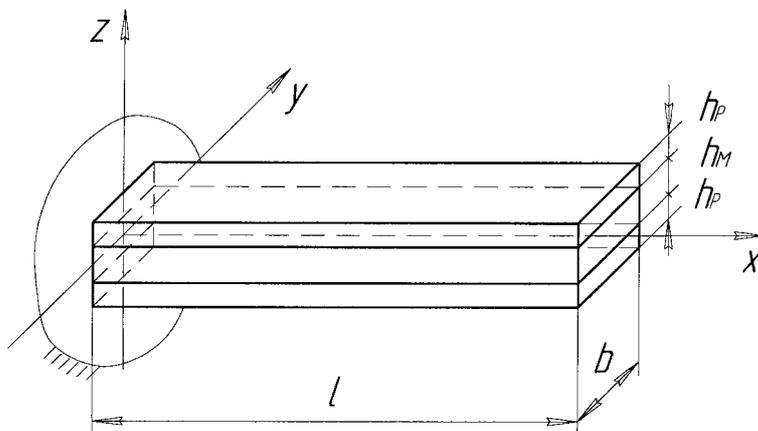


Рис. 6.1. Биморфный пьезопреобразователь.

Определим зависимость деформаций и механических напряжений от электрического напряжения U . Т.к. 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.

Т.к. 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 :

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

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

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

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 $h_M/2 \leq z \leq h_p + h_M/2$,

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

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

Эпюры распределения деформаций и напряжений по сечению, полученные, исходя из формул (6.17)-(6.19), показаны на рис. 6.2 б, е. 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 с, а эпюра упругих деформаций, возникающих от взаимодействия склеенных частей (рис. 6.2 d), получится как разность эпюр на рис.6.2 b и на рис.6.2 с.

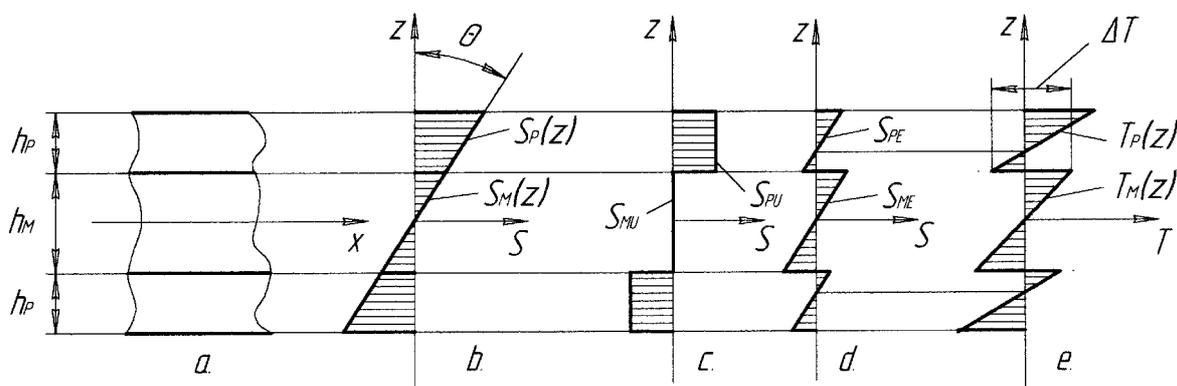


Рис. 6.2. Эпюры распределения деформаций и механических напряжений по поперечному сечению БПП, а - участок БПП, б - эпюра деформаций БПП, с - эпюра деформаций, возникающих на свободных ПКП от действия электрического напряжения, d - эпюра чисто упругих деформаций БПП, е - эпюра механических напряжений БПП

Очевидно, что координата z , в которой $T_p(z)=0$ и $S_{PE}(z)=0$ одинакова (рис.6.2 е и рис.6.2 d). 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 параметрами 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 относительно 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, то 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 БПП

Как было показано выше, нейтральная линия БПП при отсутствии внешних сил имеет постоянную кривизну, поэтому она имеет форму 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

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

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 «-», т.к. 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. Таким 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.

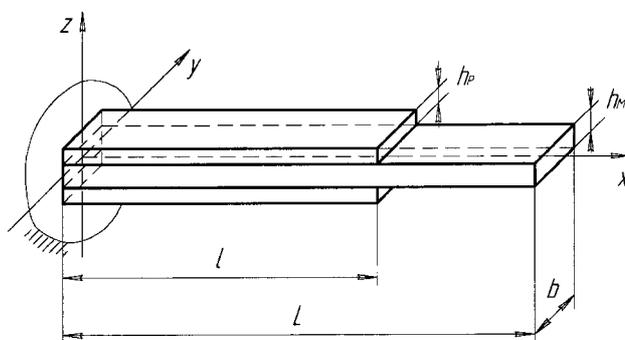


Рис. 6.3. Расчетная схема БПП с выпуском рессоры

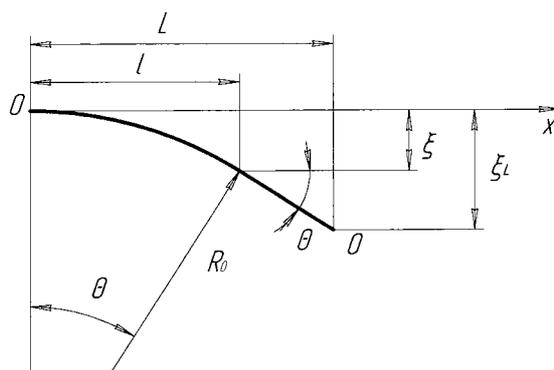


Рис.6.4. Положение нейтральной линии БПП с выпуском рессоры при подаче электрического напряжения

Т.к. 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, $\theta = 0,087^0$, 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 $J_M = \frac{bh_M^3}{12}$, $J_P^* = J_P + \frac{(h_M + h_P)^2}{4} \Omega_P$, $J_P = \frac{bh_P^3}{12}$, $\Omega_P = bh_P$.

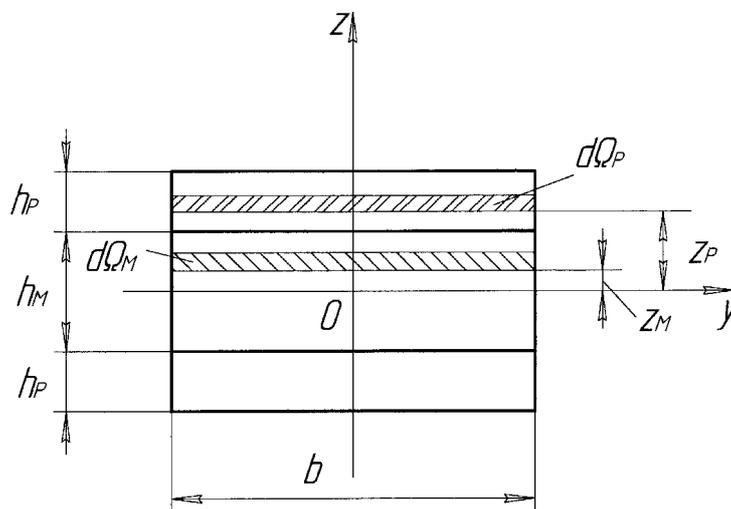


Рис. 6.5. Поперечное сечение трехслойного композита БПП

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 окружности). Такая форма изгиба характерна для консольно заземленной балки, на свободный конец которой действует сосредоточенный изгибающий момент (рис. 6.6). Определим углы поворота сечений и перемещения такой балки при действии момента M_E .

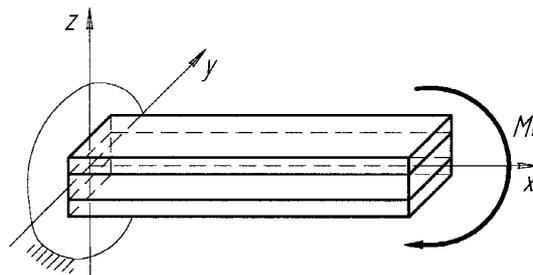


Рис. 6.6. БПП под действием сосредоточенного изгибающего момента, приложенного на свободном конце

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 $D_1 = -\frac{\lambda_B M_E x^2}{2}$, 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, то 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), то 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).

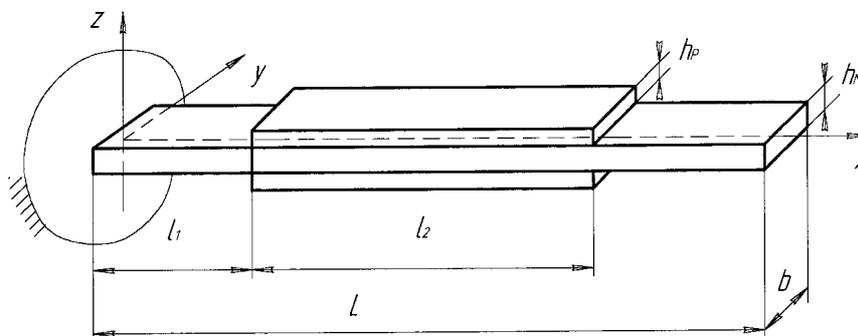


Рис. 6.7. БПП с двумя выпусками рессоры

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 b).

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

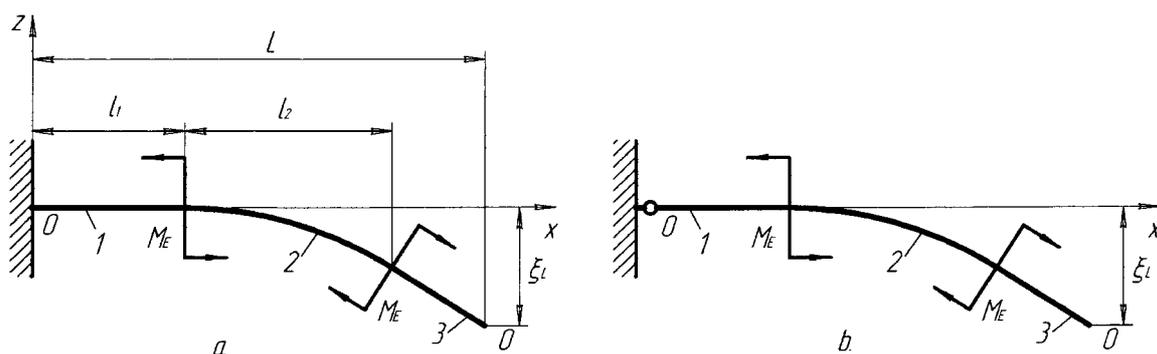


Рис. 6.8. Изгиб нейтральной линии БПП с двумя выпусками рессоры, а - при фиксации БПП заделкой, б - при фиксации БПП упругим шарниром

Таким образом, применяя формулу (6.38) и разработанный метод, можно представить упругую систему, в которую входит БПП, как чисто механическую 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 $c = \frac{P}{\xi_{LP}}$.

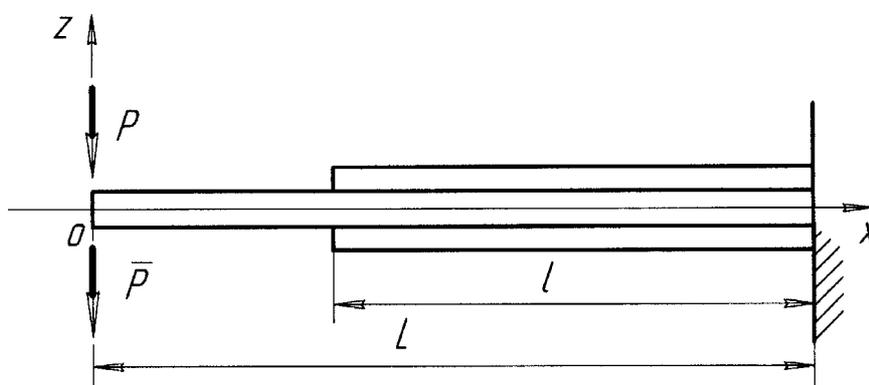


Рис. 6.9. Расчетная схема для определения жесткости БПП.

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 .

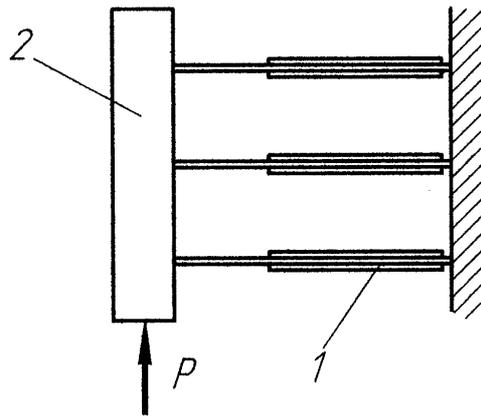


Рис. 6.10. Активный упругий параллелограмм

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

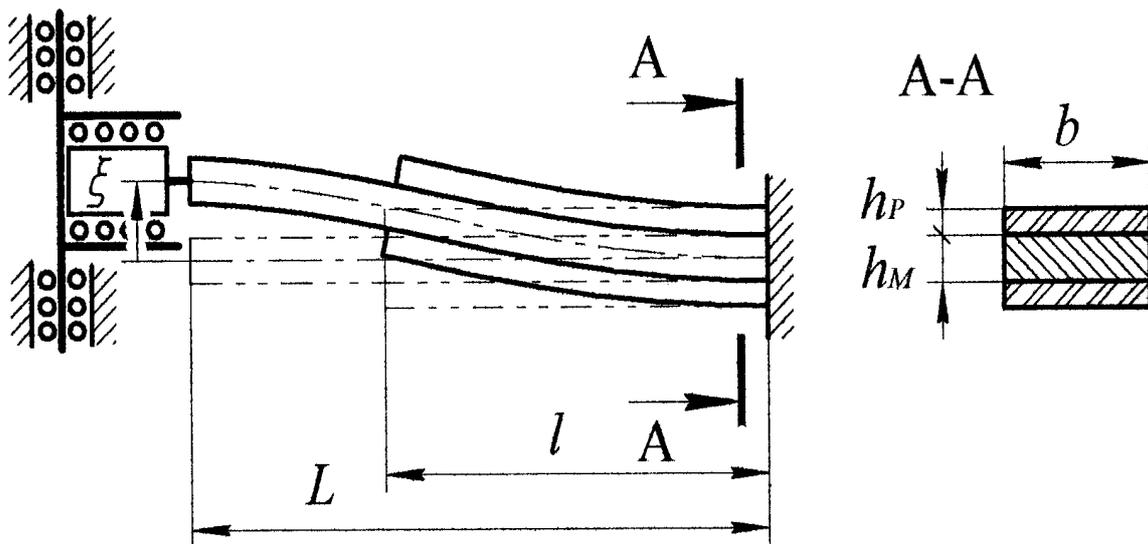


Рис. 6.11. Расчетная схема активного упругого параллелограмма

Воспользовавшись заменой напряжения эквивалентным моментом M_E , расчетную схему рессоры с БПП можно представить следующим образом (рис. 6.12).

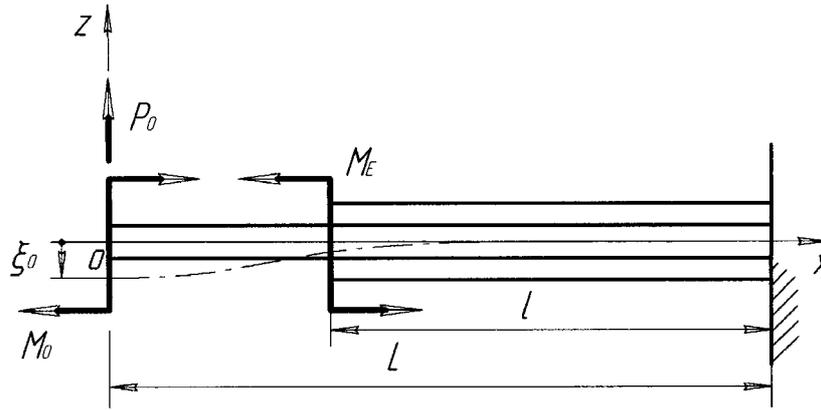


Рис. 6.12. Расчетная схема рессоры активного упругого параллелограмма

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 , т.к. 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

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

Т.к. в заделке у платформы в точке 0 $\theta_0 = 0$, то реактивный момент

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

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

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

Учитывая формулу (6.42), найдем

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

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

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

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 рессоры в платформе, поэтому угол поворота сечения $\theta_0 = 0$ не зависимо 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 $\xi_{0E} = 0$.

Т.к. 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

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

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, то 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).

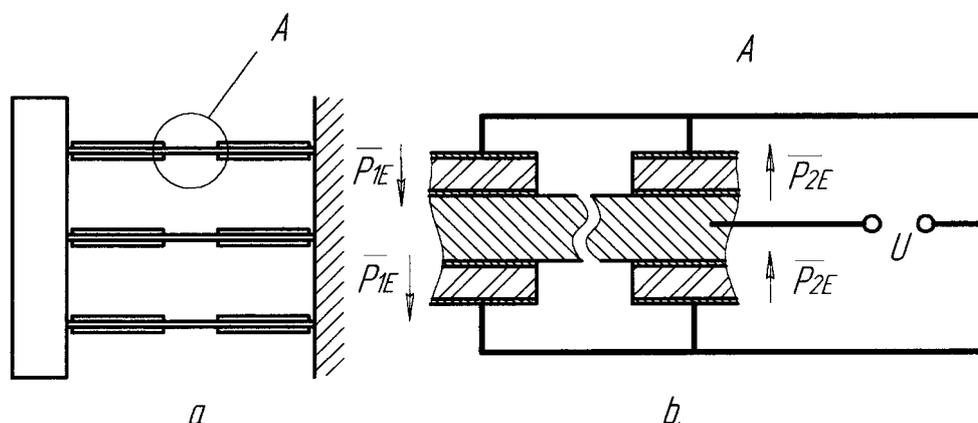


Рис. 6.13. АУП с рессорами, содержащими по два БПП на каждой

Для определения перемещения платформы такого АУП рассмотрим две рессоры с БПП, имеющие одинаковую длину $L/2$ и несвязанные 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, т.к. 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

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

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.

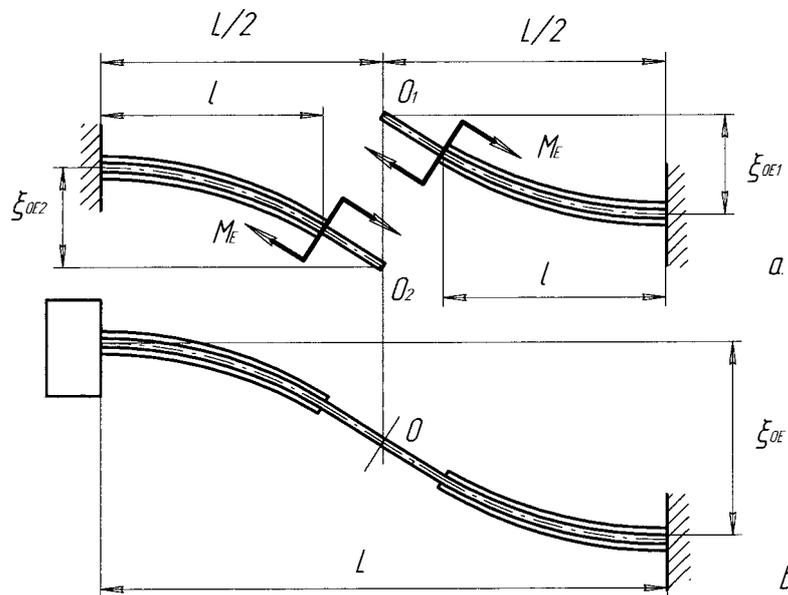


Рис. 6.14. Расчетная схема рессоры с двумя БПП, а - рессоры с одним БПП и свободным концом, б - рессора с двумя БПП

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 отрабатывает ступенчатое воздействие (например, скачкообразная подача напряжения) за период времени, приблизительно равный τ . Постоянную времени можно найти по формуле

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

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 расположенные 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.

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 пьезоприводы, 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, с).

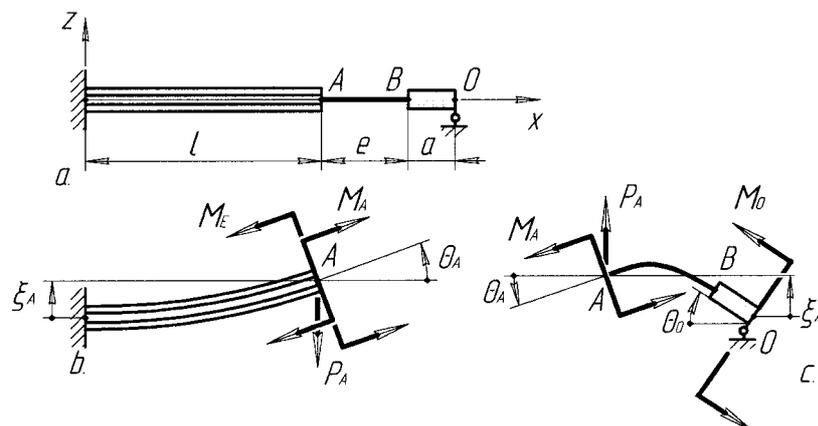


Рис.7.1.Расчетная схема двухкоординатного сканера: а – общая схема, б – схема рессоры с БПП, с – схема половины зеркала с упругим стержнем

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 А со стороны отброшенной части системы. Перемещение точки А 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:

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

Т.к. 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, т.к.

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

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 .

$$\begin{cases} -\frac{1}{2} \lambda_e e (e A_0 - 2) M_A + \left(1 - \frac{1}{2} \lambda_e e^2 B_0 \right) \theta_B = -\frac{1}{2} \lambda_B l \frac{2e+2a+l}{e+a} M_A + \lambda_B l M_E + \frac{1}{2} \lambda_B l^2 \frac{1}{\lambda_{ep} e(e+a)} \theta_B \\ \frac{1}{6} \lambda_e e^2 (2e A_0 - 3) M_A + \left(\frac{1}{3} \lambda_e e^3 B_0 - a - e \right) \theta_B = -\frac{1}{6} \lambda_B l^2 \frac{3e+3a+2l}{e+a} M_A + \frac{1}{2} \lambda_B l^2 M_E + \frac{1}{3} \lambda_B l^3 \frac{1}{\lambda_{ep} e(e+a)} \theta_B \end{cases} \quad (7.13)$$

Эта система имеет решение при $\forall d_e$ кроме случая $d_e = 0$, т.к. 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 символического процессора программы MathCad-2000. Приведем ниже только численные значения θ_B для частного случая ($a = 0$), т.к. 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.

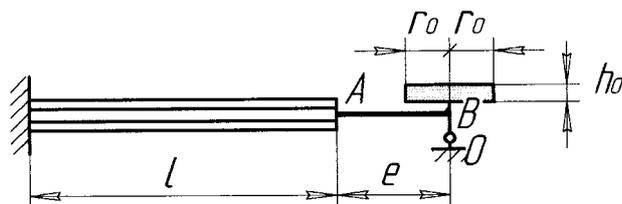


Рис.7.2. Расчетная схема сканера при $a = 0$

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 ($\theta_{1_{0_0}}$ - 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).

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.

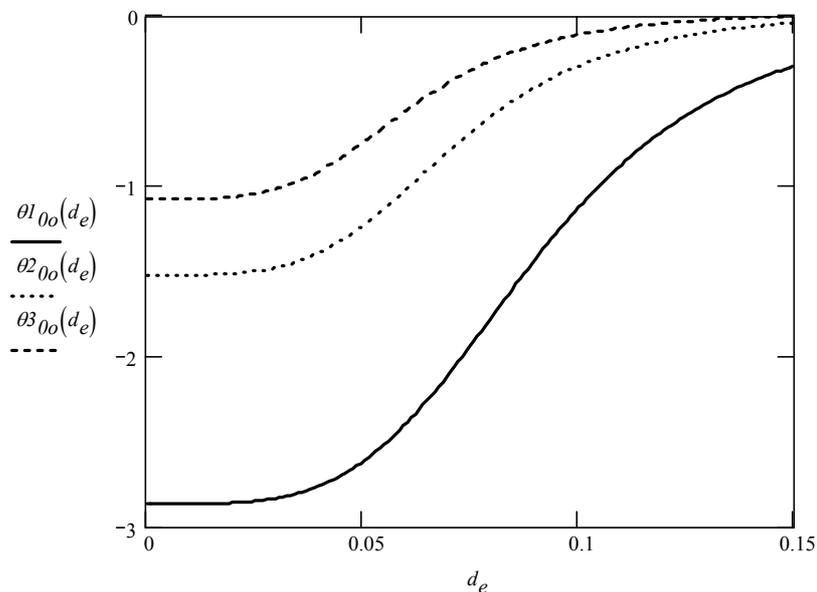


Рис. 7.3. Зависимость угла поворота зеркала θ_0 (в градусах) от относительного диаметра упругого стержня d_e при трех значениях его длины e ($\theta_{1_{0o}}$ - при $e = 5,0 \cdot 10^{-3}$ м, $\theta_{2_{0o}}$ - при $e = 10,0 \cdot 10^{-3}$ м, $\theta_{3_{0o}}$ - при $e = 15,0 \cdot 10^{-3}$ м)

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 $\theta_0 = -2,9^\circ$) 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 $\theta_0 = \frac{\xi_A}{e} = -0,037 = -2,1^\circ$. 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).

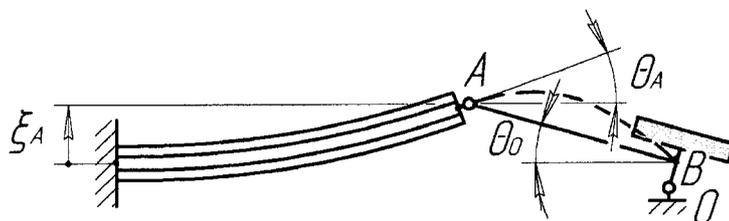


Рис. 7.4. Схема упругой системы сканера с шарниром в точке А

Полученный в данном численном примере диапазон амплитудных значений угла от 1° до 3° 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 максимальные 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, т.к. 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, приравнявая 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.

Из графиков видно, что значения собственных частот f_1, f_2, f_3 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, т.к. данная модель не отражает физические процессы, происходящие в упругой системе, у которой жесткость сечения упругих стержней сравнима с жесткостью сечения рессоры с БПП.

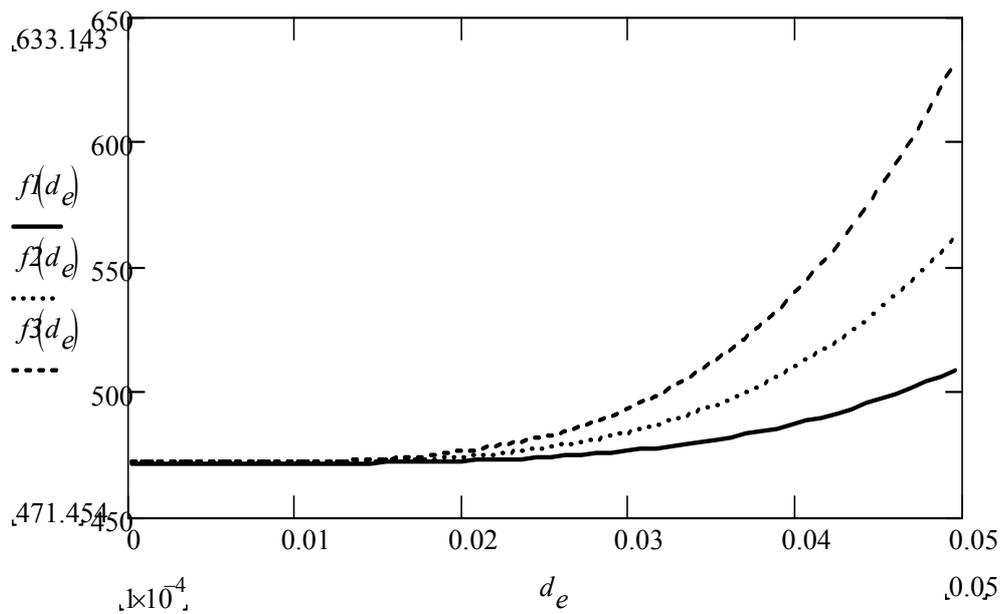


Рис. 7.5. Зависимость собственной частоты f (в Гц) от относительного диаметра упругого стержня d_e при трех значениях его длины e ($f1$ - при $e = 5,0 \cdot 10^{-3}$ м, $f2$ - при $e = 10,0 \cdot 10^{-3}$ м, $f3$ - при $e = 15,0 \cdot 10^{-3}$ м)

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 небольшое

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).

* * *

Представленные материалы показывают, что сложные электромеханические системы с биморфными пьезоэлектрическими приводами могут быть спроектированы и рассчитаны по методикам, принятым в точном машиностроении, с использованием эквивалентных моментов, заменяющих действие обратного пьезоэффекта. Аналитические методы исследования сравнительно простых упругих систем приводят к большим математическим выражениям, которые трудно анализировать. Поэтому приведенные в книге численно-аналитические методы, примененные для расчета СМП, позволяют быстро определить оптимальные параметры систем, при которых перемещения выходного звена максимальны.

При проектировании СМП с пьезоэлектрическими приводами важно иметь в виду, что пьезоэлектрические константы, приводимые в справочниках, могут иметь разброс до 20%, поэтому повышением точности расчетов увлекаться не стоит.

Заключение

Рассмотренные в настоящем учебном пособии СМП находят в настоящий момент все большее применение. Цель автора – обратить внимание студентов и аспирантов, занимающихся мехатроникой и робототехникой, на эту перспективную область науки, стимулировать их активную самостоятельную работу в изучении и освоении микромеханики. Ведущие компании мира вкладывают в исследования и разработку этих систем огромные средства и привлекают лучшие интеллектуальные ресурсы, о чем можно судить по возрастающему количеству патентов и публикаций в научно-технической литературе в последнее время. Нерешенных проблем в этой области много. К ним относятся вопросы технологии производства микродеталей и сборки микроустройств, вопросы обеспечения надежными источниками питания, вопросы совершенствования приводов и систем управления.

Тульский мастер Левша из повести Лескова сумел починить и подковать стальную блоху, по сути дела механическую игрушку, которая могла танцевать, если ее завести. Времена изменились, микромеханические системы скоро войдут в нашу повседневную жизнь. Поэтому отечественным ученым, инженерам-практикам и менеджерам важно не опоздать и не отстать в этой области науки и техники.

Список литературы

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. Балкаров 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.: Высш. шк. 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. Джагупов 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 от 12.2001.

12. Ерофеев А.А., Ерофеев С.А., Смирнов А.Б. Патент PCT № WO0030186. Vibration Actuator. От 05.2000.
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. Катус П.Г., Катус 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 от 04.2000.
21. Патент США № US6402734 от 06.2002.
22. Патент Японии № JP1134797 от 12.1999.
23. Подураев Ю.В. Основы мехатроники: Учебное пособие. – М.: МГТУ «СТАНКИН», 2000. – 80 с.
24. Попечителей Е.П. Инженерно-психологические аспекты синтеза отображения информации: Уч. пособие – Л.: ЛЭТИ, 1991.
25. Поспелов В.И., Войнов В.В. Перспективы применения микроробототехнических систем // Мехатроника, автоматизация, управление. 2002. №5. С. 35 – 40.

26. Прецизионные пьезомикроманипуляторы для миниатюрных устройств / А.А. Ерофеев., Т.А. Поплевкин, М.А. Салтхуциашвилли 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.elpapiezo.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 научного центра Competence Center. http://www.europractice.rl.ac.uk/cc4/cc4_web.htm
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.: СПбГТУ. 1995. – 32 с.
46. Смирнов А.Б. Сканирующие устройства с пьезоприводом // Формирование технической политики инновационных наукоемких технологий: М-лы научно-практ. конф. – СПб.: Изд-во СПбГТУ. 2001. С. 175 – 177.
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.

52. D.Bosch, B.Heimhofer, G.Muck, H.Seidel, U.Thumer and W.Welser, "A silicon microvalve with combined electromagnetic/electrostatic actuation", *Sensors and Actuators*, A37–38, 684–692 (1992).
53. D.J.Harrison, K.Seiler, A.Manz and Z.Fan, "Chemical analysis and electrophoresis systems integrated on glass and silicon chips", *Tech. Dig. IEEE Solid-State Sensors and Actuators Workshop*, 110–113 (1992).
54. J. Kelly Lee. Piezoelectric bimorph optical beam scanners: analysis and construction.//*Applied optics*. 1979. Vol. 18, № 4, pp. 454–459.
55. J.G.Smits, "Piezoelectric micropump with three valves working peristaltically", *Sensors and Actuators*, A21–23, 203-206 (1990).
56. J.H.Jerman, "Semiconductor microactuators", U.S. Patent 5069419 (1991).
57. K.Yanagisawa, H.Kuwano and A.Tapo, "An electromagneticall driven microvalve", *Tech. Dig. Transducers'93*, 102-105 (1993).
58. M.A.Huff, J.R.Gilbert and M.A.Schmidt, "Flow characteristics of a pressure-balanced microvalve", *Tech, Dig. of Transducers'93*, 98–101 (1993).
59. M.Esashi, "Integrated microflow control systems", *Sensors and Actuators*, A21-23, 161-167 (1990).
60. M.J.Zdeblick and J.B.Angell, "A microminiature electric-to-fluidic valve", *Tech. Dig. Transducers'87*, 827–829 (1987).
61. P.W.Barth, "Siliconmicrovalves for gas flow control", *Tech. Dig. Transducers'95*, V.2, 276-279 (1995).
62. S.F.Bart, L.S.Tavrow, M.Mehregany and J.H.Larig, "Microfabricated electrohydrodynamic pumps", *Sensors and Actuators*, A21–23, 193–197 (1990).
63. S.Shoji, M.Esashi and M.marsuo, "Prototype miniature blood gas analyzer fabricated on a silicon wafer", *Sensors and Actuators*, 14, 101–107 (1988).
64. T.Ohnstein, T.Fukiura, J.Ridley and U.Bonne, "Micromachined silicon microvalve", *Proc. IEEE-MEMS Workshop*, 95–98 (1990).

65. Weight Associative Rule Processor WARP 1.1 SGS-Thompson
Microelectronics Group of Companies Milan (Italy). 1994. P. 1 – 16.

СМИРНОВ Аркадий Борисович

**МЕХАТРОНИКА И РОБОТОТЕХНИКА.
СИСТЕМЫ МИКРОПЕРЕМЕЩЕНИЙ С
ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКИМИ ПРИВОДАМИ**

Учебное пособие

Лицензия ЛР № от

Подписано в печать

Формат

Печать офсетная

Усл. печ. л.

Уч.-изд. л.

Тираж 100 экз.

Заказ

Отпечатано с готового оригинал-макета, представленного автором,
в типографии Издательства СПбГПУ

195251, Санкт-Петербург, Политехническая, 29