

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Государственное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Владимирский государственный университет  
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»

**В.В. КОЗЫРЕВ**

**КОНСТРУКЦИИ, ТЕОРИЯ И МЕТОДИКА  
ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ИССЛЕДОВАНИЯ  
ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ ВИНТ – ГАЙКА  
С РЕЗЬБОВЫМИ РОЛИКАМИ  
И МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ НА ИХ БАЗЕ**

Монография



Владимир 2011

УДК 621.833.61  
ББК 34.445.58  
К59

Рецензенты

Доктор технических наук, профессор  
зав. кафедрой основ конструирования деталей  
и узлов машин Московского государственного технического университета  
им. Н.Э. Баумана  
*О.А. Ряховский*

Доктор технических наук, профессор главный конструктор направления  
ОАО «Всероссийского научно-исследовательского института «Сигнал»»  
*Б.В. Новосёлов*

Доктор технических наук, профессор, заслуженный изобретатель РФ  
зав. кафедрой технологии машиностроения  
Ковровской государственной технологической  
академии им. В.А. Дегтярева  
*Ю.З. Житников*

Печатается по решению редакционного совета  
Владимирского государственного университета

**Козырев, В.В.**

К59 Конструкции, теория и методика проектирования и исследования планетарных передач винт – гайка с резьбовыми роликами и мехатронных модулей на их базе : монография / В.В. Козырев ; Владим. гос. ун-т. – Владимир : Изд-во Владим. гос. ун-та, 2011 – 238 с. – ISBN 978-5-9984-0108-4.

Содержит описание конструкций, теории и методики проектирования и исследования планетарных передач с резьбовыми роликами, относящихся к передачам винт – гайка качения и предназначенных для преобразования вращательного движения в поступательное, и мехатронных модулей на их базе.

Предназначена для инженеров-конструкторов и исследователей, разрабатывающих передачи винт – гайка, приводы и мехатронные модули на базе этих передач. Может быть полезна студентам, изучающим курсы «Основы конструирования и детали машин», «Прикладная механика» и подобные курсы.

Табл. 20. Ил. 144. Библиогр.: 61 назв.

ISBN 978-5-9984-0108-4

УДК 621.833.61

ББК 34.445.58

© Владимирский государственный университет, 2011

© Козырев В.В., 2011

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>ОБ АВТОРЕ</b> .....	7
<b>ПРЕДИСЛОВИЕ</b> .....	11
<b>Глава 1. ОБЗОР РАЗРАБОТОК ПО ПЕРЕДАЧАМ ВИНТ – ГАЙКА. ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ ПЕРЕДАЧ</b> .....	12
1.1. Конструкции известных передач винт – гайка .....	12
1.2. Анализ характеристик известных передач винт – гайка качения и требований, предъявляемых к передаче в составе привода .....	23
1.3. Обзор известных методик проектирования роликовинтовых передач .....	25
1.4. Направления исследований по роликовинтовым передачам .....	26
<b>Глава 2. РАЗРАБОТКА НОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ ВИНТ – ГАЙКА С РЕЗЬБОВЫМИ РОЛИКАМИ И ПРИВОДОВ НА ИХ БАЗЕ</b> .....	28
2.1. Анализ кинематики планетарных передач винт – гайка с резьбовыми роликами .....	28
2.2. Определение числа роликов по условиям сборки .....	33
2.3. Новые конструкции планетарных передач винт – гайка с резьбовыми роликами .....	34
2.4. Конструкции электроприводов на базе планетарных передач винт – гайка с резьбовыми роликами .....	48
<b>Глава 3. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЕРЕДАЧ</b> .....	55
3.1. Геометрические характеристики резьбы .....	55
3.1.1. Методика расчета геометрических характеристик резьбы РВП3К .....	56
3.1.2. Методика расчета геометрических характеристик резьбы РВП3К .....	60
3.2. Коэффициент полезного действия РВП3К .....	65
3.3. Момент инерции .....	67
3.4. Грузоподъемность, долговечность и жесткость .....	68
3.4.1. Определение статической и динамической грузоподъемности контактов резьбы и зависимости упругих сил от контактных деформаций .....	68

3.4.2. Определение жесткости в точках контактов резьбы и жесткости тел винта, роликов и гаек .....	75
3.4.3. Ориентировочная оценка статической грузоподъемности, долговечности и жесткости передачи .....	76
3.4.4. Методика расчета сил в зависимости от упругих деформаций в точках контактов резьбовых сопряжений на основе плоской модели передачи.....	78
3.4.5 Методика расчета сил в зависимости от упругих деформаций в точках контактов резьбовых и зубчатых сопряжений на основе пространственной модели передачи.....	81
3.5. Классы точности передач .....	85
<b>Глава 4. СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПЕРЕДАЧ ВИНТ – ГАЙКА РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ .....</b>	<b>87</b>
4.1. Передаточное отношение.....	87
4.2. Динамическая грузоподъемность .....	87
4.3. Статическая грузоподъемность .....	91
4.4. Жесткость .....	94
4.5. Коэффициент полезного действия .....	94
4.6. Момент инерции .....	95
4.7. Кинематическая точность .....	95
4.8. Сравнение функциональной взаимозаменяемости РВПЗК и РВПСР .....	96
4.8.1. Результаты математического моделирования основных характеристик РВПСР .....	97
4.8.2. Результаты математического моделирования основных характеристик РВПЗК.....	99
4.8.3. Анализ результатов моделирования.....	177
4.9. Миниатюризация .....	102
<b>Глава 5. СОГЛАСОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧ ВИНТ – ГАЙКА И ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ .....</b>	<b>105</b>
5.1. Анализ соответствия параметров электродвигателей и передач винт – гайка .....	105
5.2. Выбор передаточного отношения .....	114
5.3. Методика предварительного проектирования электромеханического привода с передачей винт – гайка .....	117
<b>Глава 6. ПЕРЕДАЧА ВИНТ – ГАЙКА КАК ДИНАМИЧЕСКОЕ ЗВЕНО МЕХАТРОННОГО МОДУЛЯ.....</b>	<b>120</b>

6.1. Математическое моделирование мехатронного модуля с шаговым электродвигателем .....	120
6.1.1. Математическая модель микропроцессорной системы управления.....	120
6.1.2. Математическая модель шагового электродвигателя.....	123
6.1.3. Математическая модель исполнительного механизма на базе РВПЗК.....	125
6.1.4. Результаты моделирования мехатронного модуля с шаговым электродвигателем.....	129
6.2. Математическое моделирование мехатронного модуля с вентильным электродвигателем.....	130
6.2.1. Математическая модель вентильного электродвигателя.....	130
6.2.2. Математическая модель исполнительного механизма тормоза на базе РВПЗК.....	131
6.2.3. Результаты моделирования силовой части мехатронного модуля с вентильным электродвигателем.....	135
6.3. Математическое моделирование мехатронного модуля с двигателем постоянного тока в составе стабилизатора .....	138
6.4. Математическое моделирование мехатронного модуля в составе ортопедического аппарата автоматизированного остеосинтеза .....	146

**Глава 7. РЕАЛИЗАЦИЯ РАЗРАБОТОК  
ПО ПЛАНЕТАРНЫМ ПЕРЕДАЧАМ ВИНТ – ГАЙКА  
С РЕЗЬБОВЫМИ РОЛИКАМИ  
И ПРИВОДАМ НА ИХ БАЗЕ .....**

7.1. Планетарные передачи винт – гайка с резьбовыми роликами типа SR и приводы на их базе .....	156
7.2. Планетарные передачи винт – гайка с резьбовыми роликами типа ЗК и приводы на их базе .....	159
7.3. Автономный ортопедический аппарат автоматизированного остеосинтеза .....	163

**Глава 8. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ ВИНТ – ГАЙКА С РЕЗЬБОВЫМИ РОЛИКАМИ И ПРИВОДОВ НА ИХ БАЗЕ .....**

8.1. Экспериментальные исследования РВП SR 48×8 .....	170
---	-----

8.2. Экспериментальные исследования РВПЗК 21,6×0,1 в составе мехатронного модуля с шаговым электродвигателем.....	176
8.2.1. Исследование влияния геометрических погрешностей резьбовых поверхностей деталей и поверхностей зубчатых венцов на кинематическую погрешность.....	176
8.2.2. Исследования осевой жесткости и мертвого хода ..	188
8.2.3. Исследования привода на базе РВПЗК 21,6×0,1 и шагового электродвигателя .....	191
8.3. Экспериментальные исследования актуаторов на базе РВПЗК 30×0,25 и РВПЗК 30×0,4.....	194
8.3.1. Описание актуаторов и их системы управления.....	194
8.3.2. Ресурсные испытания актуаторов и исследования их жесткости, КПД и самоторможения .....	176
8.3.3. Исследования точности актуатора на базе РВПЗК 30×0,25 без обратной связи системы управления по положению .....	208
8.3.4. Исследования точности актуатора на базе РВПЗК 30×0,4 с обратной связью системы управления по положению.....	209
8.3.5. Сравнение основных характеристик актуатора ВлГУ на базе РВПЗК 30×0,25 для радиотелескопа РТ-70 и итальянского актуатора <i>Sardinia Radio Telescope (SRT)</i> для радиотелескопа <i>SRT</i> .....	211
8.4. Экспериментальные исследования РВПЗК 52×1 в составе электромеханических приводов для станков электрохимической обработки лопаток турбин .....	213
8.5. Экспериментальные исследования долговечности и прочности при перегрузках исполнительного механизма на базе РВПЗК 66×6 .....	217
8.6. Экспериментальные исследования мехатронного модуля на базе РВПЗК 12,6×0,1 в составе ортопедического аппарата автоматизированного остеосинтеза.....	225
8.6.1. Экспериментальные исследования КПД РВПЗК 12,6×0,1 .....	225
8.6.2. Испытания автономного ортопедического аппарата автоматизированного остеосинтеза .....	227
<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....</b>	<b>232</b>
<b>ПОСЛЕСЛОВИЕ.....</b>	<b>233</b>
<b>БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....</b>	<b>234</b>

## ОБ АВТОРЕ

**Вячеслав Васильевич Козырев** родился в 1938 г. в Ленинграде, в 1961 г. окончил с отличием Ленинградский политехнический институт – доктор технических наук, профессор, был заведующим кафедрой теоретической и прикладной механики Владимирского государственного университета, действительный член Академии инженерных наук, заслуженный деятель науки РФ. Его основные труды посвящены разработке теории, методике проектирования, исследованию и внедрению в производство роликвинтовых механизмов и мехатронных модулей на их базе.

С использованием изобретенных Вячеславом Васильевичем роликвинтовых механизмов были решены научно-технические задачи создания приводов с шаговыми двигателями высокой разрешающей способности для оптикомеханических систем, автоматизации работы ортопедического аппарата профессора Г.А. Илизарова, привода станка для электрохимической обработки, электромеханического привода тормоза автомобиля, привода радиотелескопа, электромеханического привода танкового стабилизатора, мехатронных модулей для нанотехнологического оборудования. Под научным руководством Вячеслава Васильевича выполнены десятки хозяйственных договоров с ведущими предприятиями страны: ВНИИ «Сигнал», НПО «Астрофизика», НИИ «Микроэлектроника», НПО «Энергомаш», Красногорский механический завод, НПО «Радуга», НИИ физических проблем им. Лукина, ОАО «АвтоВАЗ», ИПМашРАН, ОАО «КБСМ». Вячеслав Васильевич являлся научным руководителем межвузовских программ «Перспективные технологии» по разделам: «Мехатроника» и «Транспорт», госконтракта по наноиндустрии и программы сотрудничества Минвуза и ОАО «АвтоВАЗ».

Вячеслав Васильевич опубликовал 130 научных работ, в том числе 30 авторских свидетельств и патентов на конструкции роликвинтовых механизмов.

Идеи Вячеслава Васильевича продолжают развивать его ученики.

***Олег Анатольевич Ряховский***

*Доктор технических наук, профессор  
зав. кафедрой «Основы конструирования деталей  
и узлов машин» Московского государственного  
технического университета им. Н.Э. Баумана*



В 2004 г. во Владимире в свет вышло учебное пособие Вячеслава Васильевича Козырева «Конструкции роликвинтовых передач и методика их проектирования», которое он презентовал автору этих строк с подписью: «Глубокоуважаемому Борису Васильевичу, учителю и коллеге по разработке приводов на базе роликвинтовых передач, от автора. В. Козырев 04.02.2005 г.». Эта подпись объективно отражает наши отношения, начавшиеся в начале 70-х гг. XX века.

В эти годы возникло тесное сотрудничество, которое было весьма и весьма плодотворным: десятки общих статей, изобретений, разработок вышли в свет. Один за другим защищались кандидаты и доктора технических наук.

И вот в этих условиях проявился характер Вячеслава Васильевича. При своей скромности, даже некоторой замкнутости, он желал, а главное, заслуживал быть лидером по определенному направлению работ, но почему-то сначала ему не давали возможности возглавить работы по разработке и внедрению роликвинтовых передач (передачи винт – гайка с длинными резьбовыми роликами).

Со временем Вячеслав Васильевич все-таки возглавил работы по приводам на базе роликвинтовых передач и тогда проявилась вторая важная черта его характера – доводить все до практической реализации. Многие совместные проекты были воплощены «в металле» и прошли широкий цикл всесторонних испытаний. К ним, прежде всего, нужно отнести привод вертикального наведения для комплекса «Штурм-С» и привод вертикального наведения танкового стабилизатора. Одна из совместных разработок удостоена в 2000 г. диплома и медали ВВЦ. Вячеслав Васильевич особенно остро понимал важность практического воплощения своих идей. Это ярко проявилось при защите им докторской диссертации, когда он разложил перед членами Ученого совета десятки своих изобретений «в металле». Все понимали какой ценой нервных и организационных встрясок все это для него обошлось, были задействованы предприятия Тольятти, Санкт-Петербурга, Владимира и других городов. В результате защита прошла блестяще.

В деловых, научных, житейских отношениях с коллегами, студентами он был всегда вежлив, добр, выдержан, а иногда даже излишне доверчив.

Ему много раз приходилось обращаться в различные инстанции с предложениями, найти возможность профинансировать определенную разработку и внедрение в производство его новых идей. Получал положительные визы департаментов, «Рособоронэкспорта», финансовых групп и искренне надеялся на их реализацию, но увы! Дальше виз дело не двигалось. И приходилось ему вести копеечные небольшие хоздоговорные работы, порой чуть ли не убыточные для всего коллектива. При обсуждении совместных работ Вячеслав Васильевич всегда раскрывался полностью со своим научным и техническим заделом, с возможностями коллектива. Это правдолюбство, порой, приносило ему отрицательные последствия – в наш суровый век, когда коммерческая тайна стала даже превыше государственной. В результате производственная деятельность мало поднимала финансовый достаток семьи ученого дополнительно к куцему профессорскому жалованию. Хотелось бы, чтобы в памяти коллег остались прежде всего научные и технические разработки Вячеслава Васильевича. Их много, они полезны и, главное, нужны.

***Борис Васильевич Новосёлов***

*Главный конструктор направления*

*ОАО «ВНИИ “Сигнал”»*

*доктор технических наук, профессор,*

*заслуженный изобретатель РФ,*

*заслуженный конструктор РФ*



Мне в жизни выпало огромное счастье работать в одной дружной команде с Вячеславом Васильевичем ровно двенадцать лет. Впервые увидев его в далеком 1997 г., сразу понял, что это человек дела, я застал его в компьютерном классе, как теперь знаю, над разработкой САПР роликотвинтовых передач... И чем дальше я был знаком с ним, тем все более тонкие грани открывались мне в этом неутомимом человеке – честность, открытость всему новому, безукоризненная репутация настоящего Ученого... Вячеслав Васильевич был моим научным руководителем в работе над кандидатской диссертацией, а после успешной защиты Вячеслав Василье-

вич стал для меня просто Учителем – Учителем с большой буквы. За эти двенадцать лет он воспитал во мне преданного делу человека, творческую и инициативную личность.

Много случалось за прошедшие годы. Были взлеты и падения, радости и разочарования, но даже во время неудач Вячеслав Васильевич не терял присутствия духа и преодолевал многочисленные препятствия. В монографии, которую Вы сейчас держите в руках, отражен практически весь жизненный путь Вячеслава Васильевича Козырева. Это не пустые слова. Для него жизнью была сама НАУКА! Наука была для него все!

Я безгранично рад тому, что жизнь позволила мне стать его учеником. Я искренне убежден в том, что его научные труды принесут пользу не одному поколению настоящих ученых.

***Олег Владимирович Федотов***

*Кандидат технических наук, доцент кафедры  
теоретической и прикладной механики  
Владимирского государственного университета*

## ПРЕДИСЛОВИЕ

В технической литературе подробно освещаются конструкции и методики проектирования передач, преобразующих входное вращательное движение в выходное вращательное движение с другими скоростями и крутящими моментами: зубчатых, червячных, ременных, цепных и др. Однако во многих приводах машин и оборудования используется преобразование вращательного движения в поступательное. Это относится к таким распространенным приводам, как приводы подач станков и роботов, измерительных машин, сканирующих столиков, регулировки клапанов и задвижек, различных мехатронных устройств и т.д. Требуемые линейные перемещения – от миллиметров до десятков метров, усилия – от единиц ньютонов до тысяч килоньютонов. Допуски на кинематические погрешности могут выражаться единицами микрометров, а требуемая разрешающая способность шагового привода ограничиваться сотыми долями микрометров.

Для преобразования вращательного движения в поступательное наиболее широко используются передачи винт – гайка. Передачи винт – гайка являются изделиями общемашиностроительного применения, и качество их выполнения непосредственно сказывается на качестве машин и оборудования, в состав которых они входят. Однако литературы по конструкциям современных передач винт – гайка, методике их проектирования и областям применения явно недостаточно. Предлагаемая монография призвана в определенной степени восполнить этот пробел.

Изложенный материал основывается на более чем тридцатилетнем опыте деятельности автора по разработке, проектированию, исследованию и реализации планетарных передач винт – гайка с резьбовыми роликами, а также приводов и мехатронных модулей на их базе.

# Глава 1. ОБЗОР РАЗРАБОТОК ПО ПЕРЕДАЧАМ ВИНТ – ГАЙКА. ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ ПЕРЕДАЧ

## 1.1. Конструкции известных передач винт – гайка

Рассмотрим наиболее известные конструкции передач винт – гайка, получившие практическое применение.

Для преобразования вращательного движения в поступательное со времен Архимеда и по настоящее время применяется передача винт – гайка скольжения (рис. 1.1) [1]. Передача позволяет получать высокие осевые усилия, имеет простую и компактную конструкцию. Основные недостатки – низкий КПД и быстрый износ при работе. Главным направлением устранения этих недостатков являются разработка и применение конструкций передач винт – гайка с промежуточными телами качения.

С 20 – 30-х гг. прошлого столетия в промышленности стали применять шариковинтовые передачи [1, 2]. Шариковинтовая передача состоит из винта, шариков и гайки (рис. 1.2). Поскольку при вращении винта или гайки окружная скорость центра шариков вдвое меньше окружной скорости точки контакта шарика с вращающейся деталью, то для предотвращения выкатывания шариков из гайки применяется механизм 4 возврата шариков по каналу, соединяющему начало и конец каждого витка или первый и последний виток гайки.

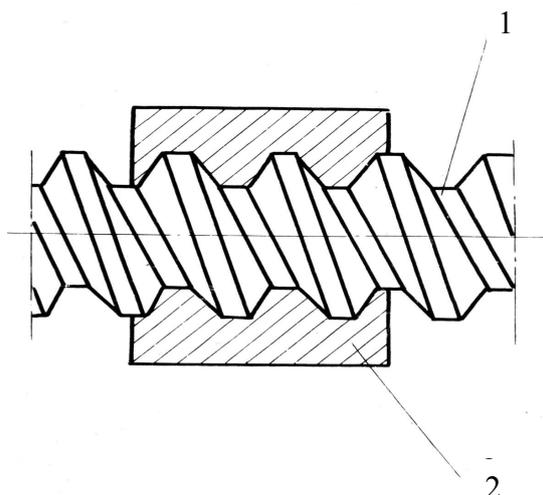


Рис. 1.1. Передача винт – гайка скольжения: 1 – винт; 2 – гайка

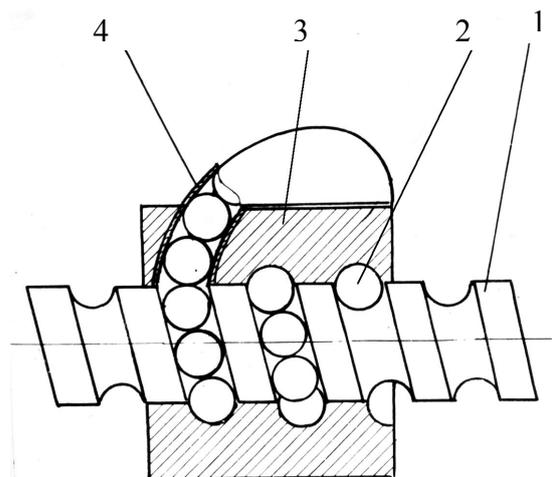


Рис. 1.2. Шариковинтовая передача:  
1 – винт; 2 – шарики; 3 – гайка;  
4 – механизм возврата

Достоинства шариковинтовой передачи – высокие КПД, точность и долговечность. Однако постоянно растущие требования к передачам винт – гайка мехатронных модулей выявили определенные ограничения шариковинтовых передач, в частности, по редукации, предельной скорости, жесткости, долговечности и грузоподъемности. В связи с этим в качестве альтернативы шариковинтовым передачам стали появляться другие виды передач винт – гайка.

В середине 40-х гг. появились несоосные передачи (рис. 1.3) [3, 4, 5]. Несоосная (эксцентриковая) передача состоит из винта и сопряженной с ним гайки, у которой средний диаметр резьбы больше среднего диаметра резьбы винта. Передача установлена на подшипниках 2 в корпусе 4. Оси винта и гайки не совпадают. Если обе оси неподвижны, а углы подъема резьб на винте и гайке неодинаковы, то при вращении винта гайка вращается в подшипниках и одновременно вместе с корпусом перемещается в осевом направлении. Описание различных конструкций несоосных передач дано в работе [5]. Основным недостатком несоосной передачи – неуравновешенность момента пары сил в резьбовом сопряжении. Этот момент изгибает винт и дополнительно нагружает подшипники. Ввиду малой несущей способности и малой жесткости несоосные передачи не получили широкого применения.

Известны конструкции передач винт – гайка, которые отличаются от шариковинтовых передач использованием гладких роликов в качестве промежуточных тел качения. Но такие конструкции также не получили широкого применения.

Отличительная особенность рассматриваемых передач с резьбовыми роликами – использование резьбовых роликов в качестве промежуточных тел качения, которые расположены в пространстве между винтом и гайкой или установлены в водиле. Резьбовой ролик с треугольной резьбой выпуклого профиля (рис. 1.4) при угле профиля  $2\alpha = \pi/2$  имеет с винтом или гайкой сопряжение, аналогичное сопряжению с винтом или гайкой шариков, диаметр  $D$  которых на 40 % больше среднего диаметра резьбы роликов, а число равно числу витков резьбы ролика.

Название «Планетарные передачи винт – гайка с резьбовыми роликами» отражает структуру этих передач и является полным названием. Однако для краткости их называют также роликовинтовыми передачами (РВП). РВП, так же как и шариковинтовые (ШВП), относятся к многопо-

точным передачам, в резьбовых сопряжениях которых усилие передается через большое число параллельно нагруженных точек контактов.

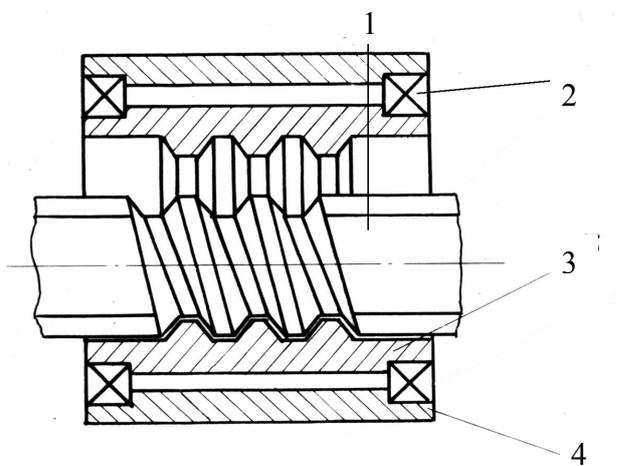


Рис. 1.3. Несоосная передача: 1 – винт; 2 – подшипники; 3 – гайка; 4 – корпус

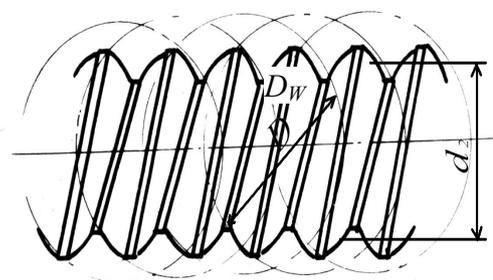


Рис. 1.4. Резьбовой ролик:  $d_2$  – средний диаметр резьбы;  $D_w$  – приведенный диаметр резьбы

Известны РВП с резьбовыми роликами, установленными в водиле на подшипниках. В передаче на рис. 1.5 [6] в водиле 1 на подшипниках 4 установлены резьбовые ролики. Резьбовые ролики сопрягаются с гайкой-штоком 3. При вращении водила ролики совершают планетарное движение и перемещают закрепленную от вращения гайку-шток в осевом направлении.

В РВП на рис. 1.6 [7] винт сопрягается с резьбовыми роликами, установленными в водиле 3 на подшипниках 4. При вращении винта в закрепленном от вращения водиле водило перемещается в осевом направлении. На рис. 1.7 показана передача, отличающаяся от передачи на рис. 1.6 тем, что водило непосредственно фиксирует оси резьбовых роликов 2 только в окружном направлении. Осевая нагрузка передается не через индивидуальные подшипники роликов, а через конические кольца 5, охватывающие все ролики и установленные на подшипниках 4 в водиле 3.

В патенте США [8], заявленном 13.06.84 г., представлена конструкция передачи (рис. 1.8), в которой винт сопрягается с роликами, имеющими кольцевую нарезку. Ролики установлены в неподвижном водиле 3 и сопрягаются с гайкой 4, имеющей кольцевую нарезку. Гайка установлена в корпусе 5 на подшипниках 6. Такая конструкция была разработана нами еще в 1975 г. Возможность реализации такой конструкции и ее нецелесообразность из-за отсутствия преимуществ по кинематическим и прочност-

ным характеристикам перед известными передачами типа SR была описана в статье [9] в 1983 г. до подачи заявки США.

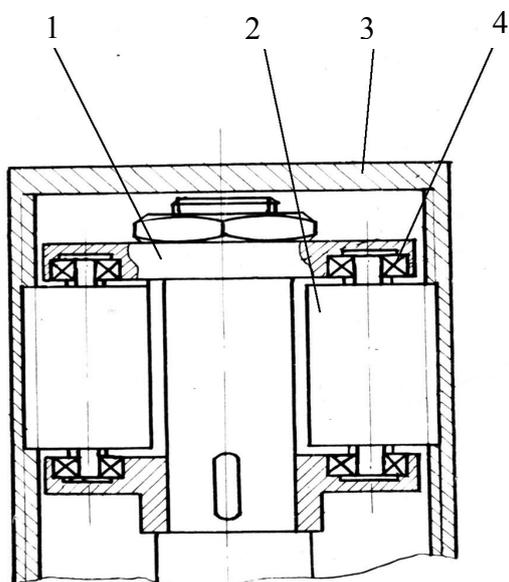


Рис. 1.5. Передача водило с резьбовыми роликами – гайка-шток: 1 – водило; 2 – резьбовые ролики; – гайка-шток; 4 – подшипники

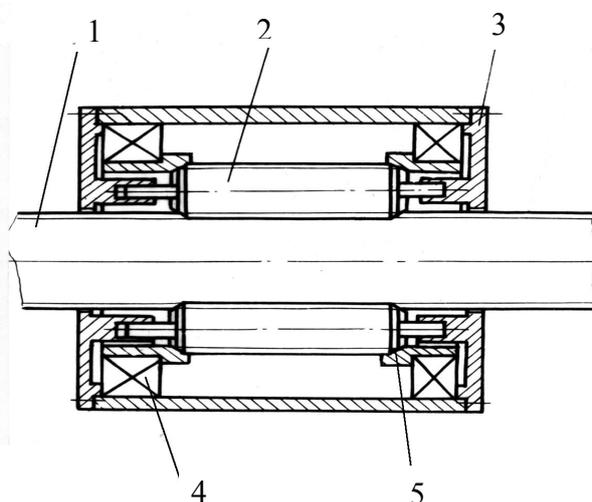


Рис. 1.7. Передача винт – водило с резьбовыми роликами – конические кольца: 1 – винт; 2 – резьбовые ролики; 3 – водило; 4 – подшипники; 5 – конические кольца

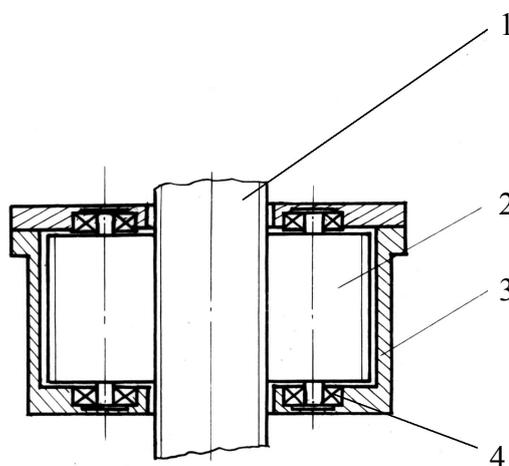


Рис. 1.6. Передача винт – водило с резьбовыми роликами: 1 – винт; 2 – резьбовые ролики; 3 – водило; 4 – подшипники

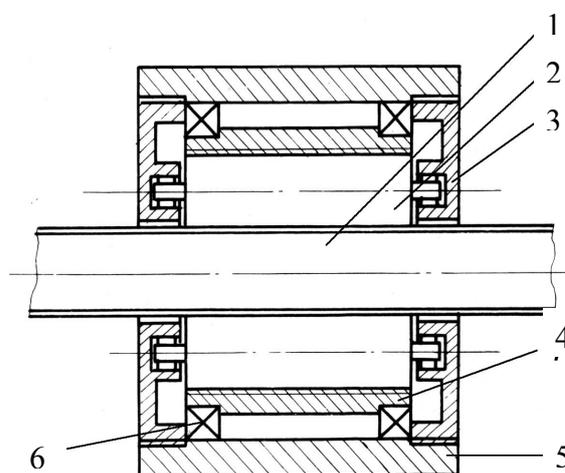


Рис. 1.8. Передача винт – неподвижное водило с резьбовыми роликами с кольцевой нарезкой – гайка с кольцевой нарезкой: 1 – винт; 2 – резьбовые ролики; 3 – водило; 4 – гайка; 5 – корпус; 6 – подшипники

Существенным недостатком передач с резьбовыми роликами и водилом является зависимость грузоподъемности и жесткости передачи от грузоподъемности и жесткости подшипников. С увеличением грузоподъемности и жесткости передач растут габаритные размеры подшипников, а вместе с ними габаритные размеры передачи. Поэтому можно считать, что среди известных передач наряду с шариковинтовыми наиболее перспективными для практического применения являются планетарные передачи винт – гайка с резьбовыми роликами (рис. 1.9).

РВПСР (рис. 1.9 – 1.12) [1, 10 – 12], изобретенная Страндгренем в 1950 г. и выпускаемая рядом зарубежных фирм серийно, в том числе фирмой «SKF», напоминает по конструкции роликовые подшипники и состоит из винта и гайки с многозаходной треугольной резьбой линейчатого профиля и резьбовых роликов-сателлитов с однозаходной треугольной резьбой выпуклого профиля. Длина роликов соответствует длине гайки. Для предотвращения выкатывания роликов из гайки углы подъема резьбы на гайке и роликах выполняются одинаковыми. Для предотвращения проскальзывания роликов вдоль витков резьбы гайки и обеспечения положения осей роликов параллельно оси винта на концах роликов устроены зубчатые венцы 4, входящие в зацепление с зубчатыми венцами 5 гайки. Цапфы роликов установлены в сепараторах 6. Поскольку угол подъема резьбы роликов отличается от угла подъема резьбы винта, то при вращении винта резьбовые ролики катятся по резьбе винта и гайки, совершая планетарное движение, и вместе с гайкой перемещаются в осевом направлении относительно винта.

Ролики могут проскальзывать вдоль витков резьбы винта. При проскальзывании роликов передача работает как обычная передача винт – гайка скольжения, где роль гайки выполняет блок роликов. В передачах для перемещения грузов при допущении зазоров в резьбе гайки выполняются цельными, неразрезными (см. рис. 1.9 – 1.11). Для выборки зазоров в резьбе гайки выполняют из двух половин (см. рис. 1.10). При поджатии в осевом направлении гаек 3 выбирается зазор не только в резьбовом сопряжении гаек 3 с роликами 2, но и за счет радиального смещения ролика 2 к винту 1 выбирается зазор в резьбовом сопряжении ролика с винтом. На рис. 1.12 представлены детали передачи.

Другая конструкция, предложенная Страндгренем в 1950 г. [10], показана на рис. 1.13. Эта конструкция отличалась тем, что длина резьбы на винте равна длине резьбы коротких роликов, а длина внутренней резьбы ходовой гайки превышает длину резьбы роликов на величину максимального осевого перемещения выходного звена передачи. К недостаткам этой

конструкции можно отнести, во-первых, возможность нарушения постоянства передаточного отношения при проскальзывании резьб ролика по резьбе гайки, во-вторых, технологическую сложность изготовления длинной внутренней резьбы гайки, в-третьих, ограничение грузоподъемности и жесткости передачи грузоподъемностью и жесткостью внешнего резьбового сопряжения винта с короткими роликами, как в передаче типа SR, в-четвертых, ограничение грузоподъемности и жесткости передачи грузоподъемностью и жесткостью тела винта, в особенности при реализации высокой редукции, когда средний диаметр резьбы винта становится равным среднему диаметру резьбы ролика или в несколько раз меньшим. В связи с указанными недостатками предложенная конструкция не нашла применения в промышленности.

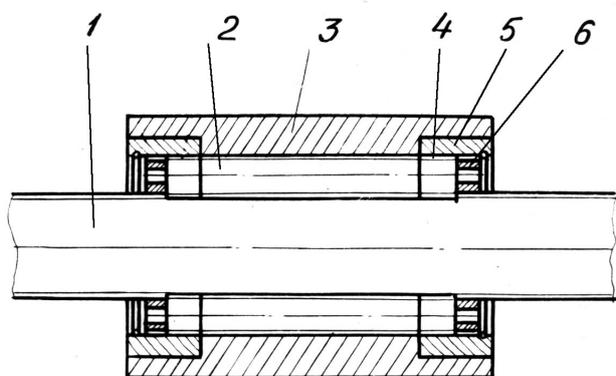


Рис. 1.9. Планетарная передача винт – гайка с резьбовыми роликами типа SR: 1 – винт; 2 – резьбовые ролики; 3 – гайка; 4 – зубчатые венцы ролика; 5 – зубчатые венцы гайки; 6 – сепаратор

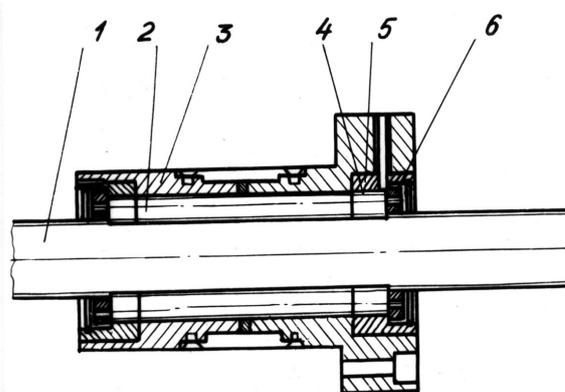


Рис. 1.10. Передача винт – гайка с резьбовыми роликами типа SR с двумя полугайками с выборкой зазора: 1 – винт; 2 – резьбовые ролики; 3 – гайка; 4, 5 – зубчатые венцы; 6 – сепаратор

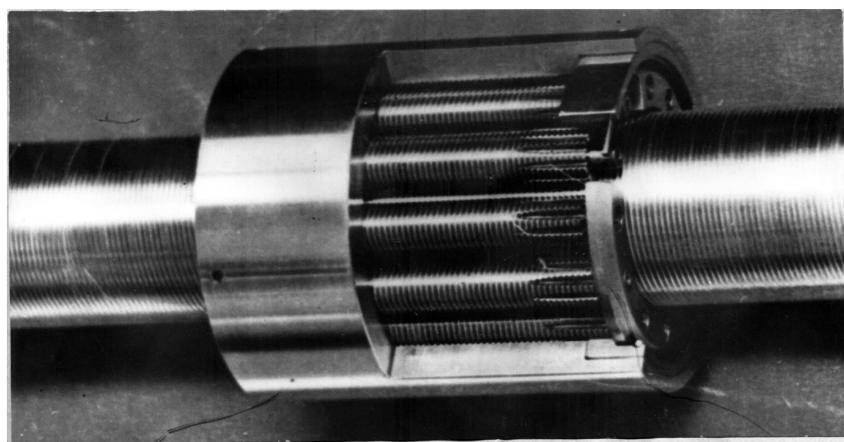


Рис. 1.11. Планетарная передача винт – гайка с резьбовыми роликами типа SR

В ЭНИМС (г. Москва) Л.В. Марголиным была разработана РВП (рис. 1.14) [13], в которой для предотвращения проскальзывания роликов вдоль витков резьбы гайки в отличие от РВП типа SR вместо связи в виде зубчатых зацеплений роликов с гайкой устроены ограничители осевого перемещения роликов относительно гайки в виде буртов 4 с коническими фасками на гайках, в которые упираются конические фаски 5 роликов. Поскольку проскальзывание роликов вдоль витков гайки сопровождается осевым перемещением роликов, то ограничители осевого перемещения роликов предотвращают их проскальзывание вдоль витков гайки. Выполнение данного осевого ограничения роликов проще, чем нарезка зубчатых венцов. Но при такой конструкции передачи для обеспечения положения осей роликов параллельно оси винта необходимо выполнять пространственный сепаратор, т.е. кольца сепараторов на концах роликов связывать между собой жестко, например стержнями. Передача с ограничителями осевого перемещения роликов при работе склонна к заклиниванию и поэтому не получила практического применения.

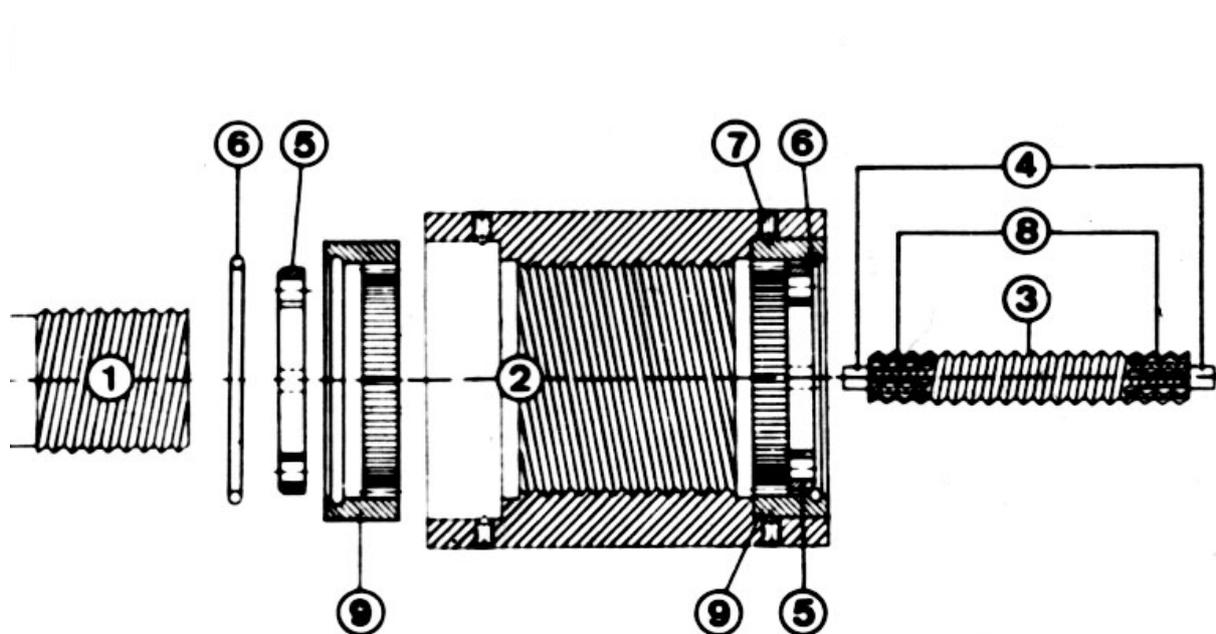


Рис. 1.12. Детали передачи РВП SR: 1 – винт; 2 – гайка; 3 – резьбовой ролик; 4 – цапфы ролика; 5 – сепаратор; 6 – запорное кольцо; 7 – стопорный винт; 8 – зубчатые венцы ролика; 9 – зубчатый венец гайки

Кроме РВП типа SR (см. рис. 1.9 – 1.12), зарубежными фирмами выпускаются серийно РВП типа SV [11]. Передача типа SV показана на рис. 1.15, 1.16).

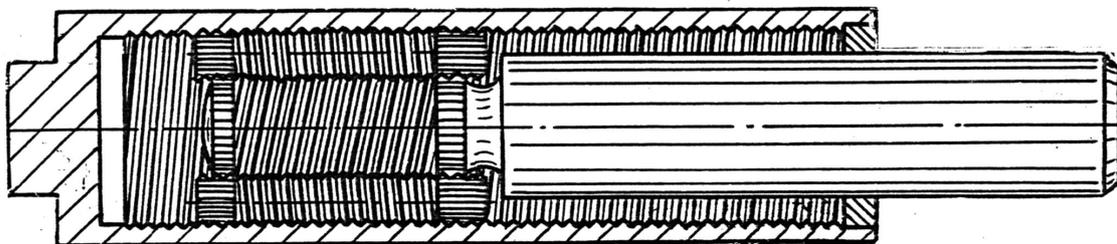


Рис. 1.13. Передача Страндгрена (вторая конструкция) с осевым перемещением гайки относительно блока роликов и винта

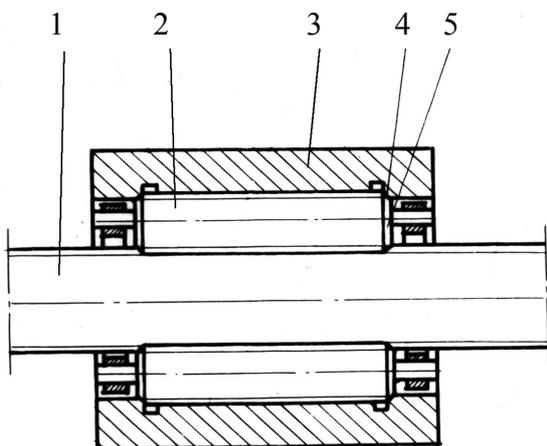


Рис. 1.14. Планетарная передача с резьбовыми роликами с осевыми ограничителями осевого перемещения роликов относительно гайки: 1 – винт; 2 – резьбовые ролики; 3 – гайка; 4 – буртики с коническими фасками на гайке; 5 – конические фаски роликов

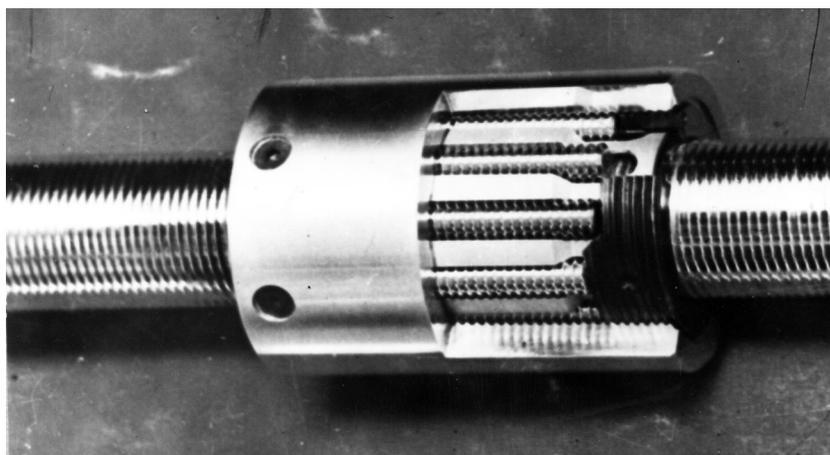


Рис. 1.15. Планетарная передача винт – гайка с резьбовыми роликами типа SV

Передача состоит из винта 1 с одно- или двухзаходной резьбой линейчатого профиля и гайки 2 соответственно с одно- или двухзаходной треугольной резьбой линейчатого профиля. Направление резьбы на винте и гайке одинаково. В пространстве между винтом и гайкой расположены резьбовые ролики 3 с кольцевой треугольной резьбой выпуклого профиля. Для обеспечения одинакового расстояния между резьбовыми роликами и предотвращения перекоса их осей относительно оси винта ролики установлены в сепараторе 4.

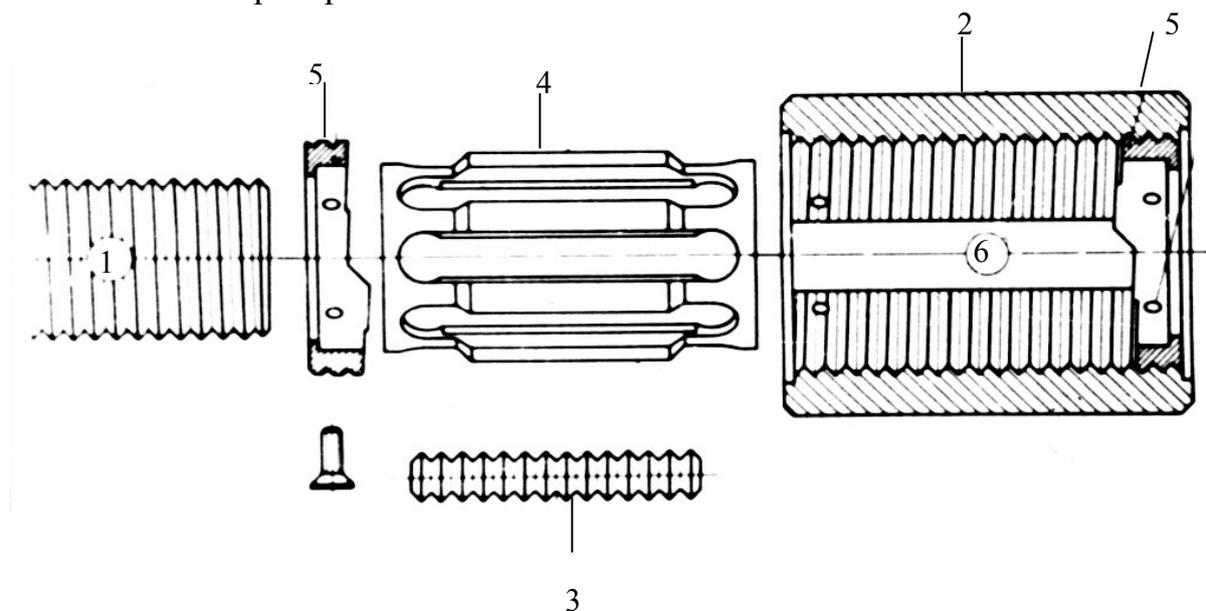


Рис. 1.16. Детали передачи RBPSV: 1 – винт; 2 – гайка; 3 – резьбовой ролик; 4 – сепаратор; 5 – кулачок; 6 – продольный паз

При вращении винта относительно закрепленной от вращения гайки или при вращении гайки относительно закрепленного от вращения винта резьбовые ролики катятся по резьбовым поверхностям винта и гайки и совершают планетарное вращение. При движении ролики смещаются в осевом направлении относительно гайки, и для их возврата применяется специальный механизм. Механизм возврата состоит из кулачка 5, в который упираются ролики при перемещении на ход резьбы, и продольного паза 6 в гайке, в котором ролики под действием кулачка смещаются в радиальном направлении, выходят из зацепления с резьбой винта и перемещаются по пазу в осевом направлении назад. Механизм возврата усложняет конструкцию и снижает предельную частоту вращения винта. Однако передача RBPSR обеспечивает более высокую редукцию (перемещение гайки за оборот винта составляет 1 или 2 мм), чем передача RBPSV.

В РВП (см. рис. 1.9 – 1.12, 1.14) возможно случайное проскальзывание роликов вдоль витков резьбы винта с изменением передаточного отношения, т.е. эти передачи имеют две степени свободы. Для обеспечения одной степени свободы необходимо наложить дополнительные связи на сопряжение роликов с винтом. Дополнительные связи в виде зубчатых зацеплений использованы в конструкции передачи на рис. 1.17 [14]. В этой конструкции на базе передачи, показанной на рис. 1.10, цапфы роликов 2 установлены в водиле 8, жестко связанном с зубчатым колесом 9. Блок зубчатых колес 10 и 11, имеющий возможность вращения относительно своей неподвижной оси, находится в зацеплении, с одной стороны, с зубчатым колесом 9 водила, а с другой – с зубчатым колесом 12 корпуса гайки. Если винт закрепить от вращения, то при вращении гайки угловая скорость роликов будет вполне определенной (в отличие от конструкции на рис. 1.10).

Угловая скорость роликов определяется отношением чисел зубьев колес 9, 10, 11, 12. При специально рассчитанном соотношении диаметров колес мгновенная ось вращения роликов будет смещена относительно точек контакта ролика с винтом. В результате создается заданное стабильное скольжение роликов вдоль витков резьбы винта с одновременным осевым перемещением роликов относительно винта.

Передача, изображенная на рис. 1.17, при угле подъема резьбы на роликах, равном по величине и противоположном по знаку углу подъема резьбы на винте, дает возможность получить весьма высокую редукцию при больших длинах перемещения гайки. Ее недостаток – в повышенных радиальных габаритных размерах, усложненной конструкции, повышенной циклической погрешности, определяемой набором зубчатых колес, а также в увеличенных потерях на трение скольжения в сопряжении водила с цапфами роликов и на трение скольжения роликов вдоль витков резьбы винта.

Известны конструкции РВП с короткими ступенчатыми роликами (рис. 1.18) [15]. Эти передачи обеспечивают получение весьма высокой редукции. Однако при возможном проскальзывании роликов вдоль витков резьбы винта резко изменяется передаточное отношение.

Для больших длин перемещения разработана червячно-реечная пе-

редача [16]. В червячно-реечной передаче с резьбовыми роликами (рис. 1.19) гайка с углом подъема резьбы, равным углу подъема резьбы роликов, выполнена в виде половины гайки 3, расположенной по одну сторону осевого сечения, и поджата к половине гайки 4, расположенной по другую сторону осевого сечения и имеющей угол подъема резьбы, отличающийся от угла подъема резьбы роликов. Зубчатые венцы 5 резьбовых роликов входят в зацепление с зубчатыми венцами 6 винта и с зубчатыми полувенцами 7 полугайки. Цапфы на концах роликов установлены в сепараторах 8. Если закрепить на станине по одной линии несколько полугаек 4, то получим рейку. На этой рейке с помощью прижимных планок 9 подвижно устанавливается блок винта с роликами и полугайки 3. При вращении винта этот блок перемещается вдоль рейки – полугайки 4.

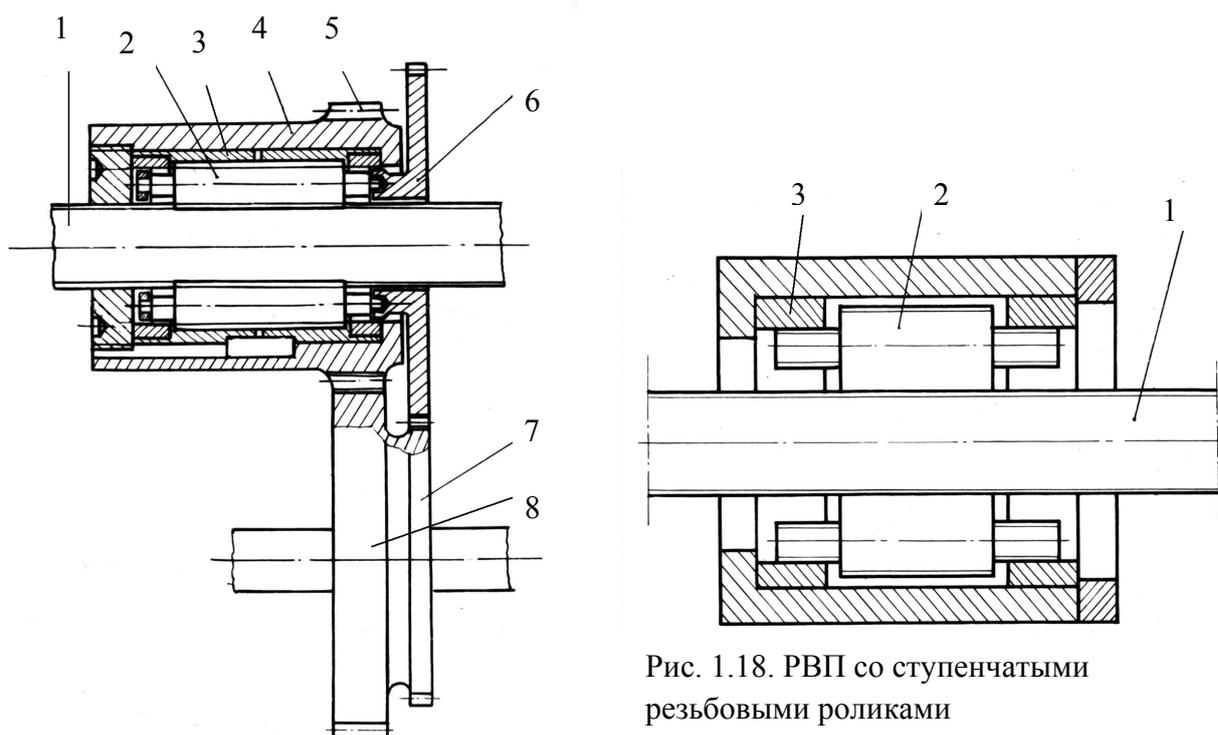


Рис. 1.18. РВП со ступенчатыми резьбовыми роликами

Рис. 1.17. РВП с дополнительными связями в виде зубчатых зацеплений: 1 – винт; 2 – ролик; 3 – гайка; 4 – корпус гайки; 5 – зубчатый венец корпуса; 6 – водило с зубчатым венцом; 7, 8 – венцы блока зубчатых колес

В рассмотренной конструкции из-за погрешностей положения осей роликов в сепараторе, зазоров между цапфами роликов и отверстиями под эти цапфы, зазоров в зубчатых зацеплениях вход зубчатых венцов роликов в зацепление с зубчатым полувенцом полугаек сопровождается ударами, что нарушает плавность работы передачи и снижает ее долговечность.

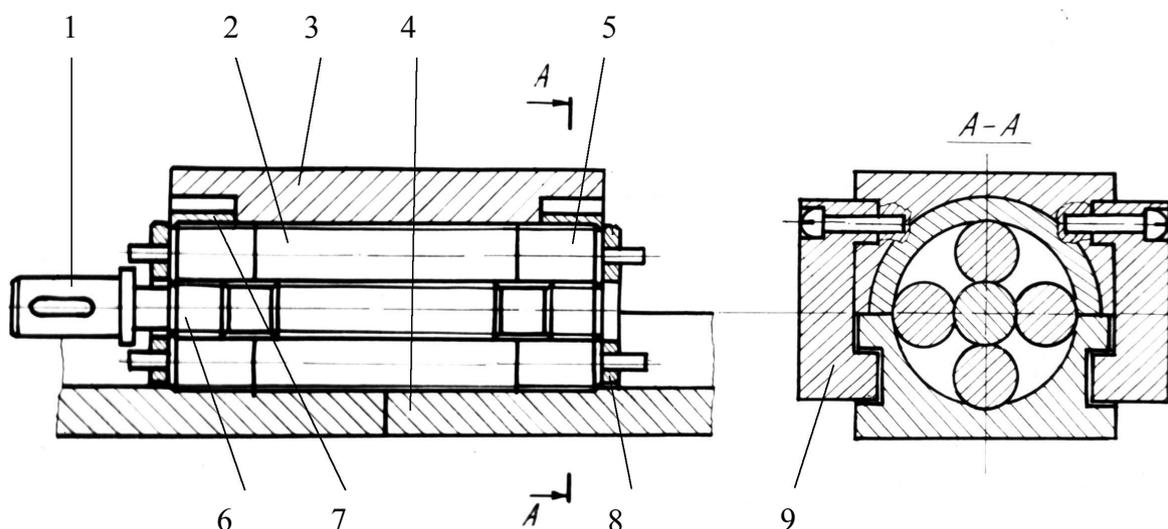


Рис. 1.19. Червячно-реечная передача с резьбовыми роликами: 1 – винт; 2 – резьбовые ролики; 3 – полугайка опорная; 4 – полугайка-рейка; 5 – зубчатые венцы роликов; 6 – зубчатые венцы винта; 7 – полувенцы; 8 – сепараторы; 9 – прижимные планки

## 1.2. Анализ характеристик известных передач винт – гайка качения и требований, предъявляемых к передаче в составе привода

Основные показатели качества передач винт – гайка как составной части привода:

- а) диапазон выбора передаточного отношения;
- б) предельная частота вращения винта;
- в) статическая грузоподъемность;
- г) динамическая грузоподъемность и долговечность;
- д) приведенный момент инерции;
- е) жесткость;
- ж) кинематическая точность;
- з) силы трения и КПД.

Для оценки уровня качества известных передач винт – гайка качения целесообразно принять в качестве базового изделия широко применяемую ШВП.

Диапазон выбора стабильного передаточного отношения ШВП узок. Обычно величины перемещения гаек за оборот винта составляют 5, 10, 20 мм. Для возможности выбора оптимального передаточного отношения необходимо расширение этого диапазона. Известные РВП с заданным скольжением роликов вдоль витков резьбы винта обеспечивают расширение диапазона выбора передаточного отношения, но отличаются дополнительным трением скольжения, низким КПД, низкой плавностью работы.

Высокая предельная частота вращения винта РВП по сравнению с ШВП позволяет повысить производительность машин и оборудования на базе РВП.

Статическая и динамическая грузоподъемность РВП выше, чем у ШВП, но увеличение нагрузок, скоростей и ускорений проектируемых машин и оборудования требует дальнейшего повышения статической и динамической грузоподъемности передач.

Приведенные моменты инерции ШВП и РВП SR (РВП SV) при одинаковых диаметрах винтов практически не отличаются. При одинаковой грузоподъемности приведенный момент инерции РВП SR и РВП SV меньше приведенного момента инерции ШВП. Стремление уменьшить время разгона и торможения привода требует дальнейшего уменьшения приведенного момента инерции передач, в особенности в приводах с малоинерционными двигателями.

Жесткость РВП выше жесткости ШВП, но требования к передаче как динамическому звену следящего привода обуславливают поиск новых возможностей повышения жесткости и снижения момента инерции передач.

При одинаковых классах точности резьбы кинематические точности ШВП и РВП практически не отличаются. Недостаток ШВП – в возникновении импульсов при входе шариков в канал возврата и выходе из него. При этом может нарушаться плавность работы передачи. Для получения высокой разрешающей способности, чувствительности приводов линейных перемещений необходима разработка передач с высокой редукцией и плавностью работы.

РВП, так же как и ШВП, относятся к передачам смешанного трения: трения качения и трения скольжения.

КПД РВП без натяга гаек и при малой нагрузке ниже, чем КПД ШВП. Однако при натяге или значительной нагрузке в ШВП без сепараторных шариков возникает существенное трение в точках контакта сосед-

них шариков из-за разных направлений окружных скоростей соседних шариков в точках контактов, а также существенное трение в канале возврата шариков. Кроме этого при значительной нагрузке на ШВП пятна контактов в резьбовых сопряжениях из-за более тесного контакта и из-за меньшего числа точек контактов получают большими по размеру, чем в роликвинтовых передачах, что ведет к увеличению момента сил трения [17]. Поэтому при натяге или существенной нагрузке различие КПД ШВП и РВП уменьшается. Снижение энергозатрат и повышение плавности работы побуждают к поискам путей уменьшения сил трения в передачах.

Таким образом, требования к передачам в составе привода оказываются существенно выше, чем возможности ШВП, РВPSR и РВPSV.

### **1.3. Обзор известных методик проектирования роликвинтовых передач**

Планетарная передача винт – гайка с резьбовыми роликами (см. рис. 1.9 – 1.11) была изобретена в 1950 г. Страндгреном [10]. Дальнейшее совершенствование этой конструкции проводилось во Франции, США, Швейцарии, ФРГ [7, 11, 12, 14].

В нашей стране РВП впервые были рассмотрены в работах Д.Н. Решетова [1], Б.И. Павлова [2], Л.В. Марголина [12]. Марголиным были рассмотрены конструкция и кинематика передач SR [12]. В работах Д.В. Бушенина [5, 18, 19] рассмотрена методика проектирования несоосных передач. В работе Б.К. Попова [20] изложена методика расчета геометрических характеристик, кинематики и КПД РВП. В работах Б.В. Новоселова [19] рассмотрена проблема разработки методики проектирования новых конструкций передач винт – гайка как динамических звеньев следящего привода.

Волжским автомобильным заводом в 1986 г. была закуплена лицензия на производство РВPSR у швейцарской фирмы «*Precision Drive Systems SA*» и с 1988 г. налажен серийный выпуск этих передач.

В нашей стране разработкой и исследованием роликвинтовых передач занимались коллективы Владимирского государственного университета под руководством автора В.В. Козырева и профессора В.В. Морозова, а также коллектив кафедры «Детали машин» МГТУ им. Н.Э. Баумана под руководством профессора О.А. Ряховского.

В настоящее время во ВлГУ работу двух коллективов возглавил профессор В.В. Морозов.

#### 1.4. Направления исследований по роликовинтовым передачам

Как показывает отечественный и зарубежный опыт, в частности таких передовых в техническом отношении стран, как Япония, в последнее время основным направлением повышения качества продукции стало повышение качества комплектующих изделий [21]. Передачи винт – гайка, являющиеся сборочными единицами общемашиностроительного применения, оказывают существенное влияние на качество продукции, в состав которой они входят. Для повышения технического уровня и сокращения сроков проектирования машин и оборудования необходимо иметь готовые конструктивно-технологические решения передач, отвечающих различным эксплуатационным требованиям, т.е. необходимо разработать унифицированный набор передач винт – гайка. Такой набор должен быть ограниченным, но удовлетворяющим достаточно широкому диапазону требований. Разработка унифицированного набора – одна из основ для применения модульного проектирования машин и оборудования.

Такие преимущества РВП, как высокая несущая способность и жесткость при большой кинематической точности, могут быть реализованы лишь при достаточно равномерном распределении нагрузки в передаче по точкам контактов резьбовых сопряжений. Равномерность распределения нагрузки по точкам контактов зависит от точности изготовления сопряженной резьбы, параметров передачи, внешней нагрузки и величины натяга. Без учета действительного взаимодействия роликов с винтом и гайкой невозможно достаточно точно определить значения статической и динамической грузоподъемности, жесткости, кинематической точности, а также выбрать экономически оправданные допуски на изготовление резьбы или обосновать в соответствующих случаях необходимость селективной подборки сопряженных резьбовых деталей. Требуется установить зависимости между функциональными, эксплуатационными характеристиками передач и допусками на изготовление резьбы деталей передачи.

Поскольку механическая передача в составе привода в значительной мере определяет его весогабаритные, точностные и экономические показатели, то требования к характеристикам роликовинтовых передач зависят от требований к приводу. В связи с этим необходима методика расчета передачи винт – гайка (в том числе РВП) как динамического звена следящего привода.

Работоспособность изделий с оптимальными и стабильными (в за-

данных пределах) эксплуатационными показателями гарантируется при обеспечении функциональной взаимозаменяемости этих изделий [22]. Под функциональной взаимозаменяемостью роликвинтовых передач следует понимать свойство этих передач выполнять заданные функции в составе привода при условии изготовления их по определенной конструктивной схеме с определенными параметрами и определенными допусками.

Разработка САПР РВП может обеспечить сокращение сроков проектирования и повышение качества проектов.

Таким образом, необходимость существенного повышения показателей качества РВП в соответствии с конкретными требованиями к передаче в составе привода и с учетом технологически оправданных допусков на изготовление передачи требует сосредоточить усилия на основном, по мнению автора, направлении разработок – автоматизированном проектировании исполнительных механизмов на основе унифицированного набора передач винт – гайка в соответствии с требованиями к передаче в составе привода и при обеспечении функциональной взаимозаменяемости передач.

Новыми элементами методики проектирования роликвинтовых передач являются:

- а) разработка эффективных конструкций и систематизация РВП;
- б) сравнительная оценка характеристик различных конструкций передач, определение рациональных областей применения конструкций и выбор унифицированного набора передач;
- в) разработка методики расчета функциональных характеристик передачи в зависимости от параметров передачи и степени распределения нагрузки по точкам контактов резьбовых сопряжений;
- г) разработка методики расчета распределения нагрузки по точкам контактов резьбовых сопряжений в зависимости от допусков на изготовление резьбы, параметров передачи, внешней нагрузки и величины натяга;
- д) разработка параметрических рядов передач различных конструкций и методики оптимального сочетания передачи с электродвигателем;
- е) разработка методики расчета передачи как динамического звена следящего привода;
- ж) автоматизация на ЭВМ формализованных этапов проектирования.

## **Глава 2. РАЗРАБОТКА НОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ ВИНТ – ГАЙКА С РЕЗЬБОВЫМИ РОЛИКАМИ И ПРИВОДОВ НА ИХ БАЗЕ**

Как отмечалось в разд. 1.3, уровень требований к передачам в составе привода постоянно растет. В частности, требуются высокая редукция (перемещение гайки 0,1 мм и менее за оборот винта), возможно, большие грузоподъемность и долговечность, меньший момент инерции, повышенная жесткость и кинематическая точность. Требованиям улучшения отдельных показателей могут удовлетворять новые специальные конструкции роликвинтовых передач (РВП). Специализация назначения таких передач обеспечивает их высокую эффективность в определенных областях применения.

Таким образом, новые конструкции не противопоставляются известным, а дополняют и расширяют возможности роликвинтовых передач в целом.

Одним из главных достоинств разработанных автором роликвинтовых передач является широкий диапазон выбора передаточного отношения, определяемый параметрами не зубчатого зацепления, как, например, в передачах, представленных на рис. 1.14, а параметрами резьбового сопряжения. Резьбовое сопряжение по сравнению с зубчатым обеспечивает более высокую плавность, что связано, во-первых, с точечным сопряжением резьб при высоком значении осевого коэффициента перекрытия, и, во-вторых, с существенно меньшими значениями погрешностей изготовления резьбовых поверхностей по сравнению с зубчатыми поверхностями. Плавность работы новых конструкций передач в сочетании с их высокой редукцией определяет высокую разрешающую способность приводов линейного перемещения на базе этих передач. Возможности расширения диапазона выбора передаточного отношения роликвинтовых передач за счет соответствующего выбора параметров резьбовых сопряжений следуют из анализа кинематики роликвинтовых передач.

### **2.1. Анализ кинематики планетарных передач винт – гайка с резьбовыми роликами**

На рис. 2.1 представлена кинематическая схема РВП, обозначим:  $d_1, d_2, d_3$  – средние диаметры резьб винта, ролика, гайки;  $P$  – шаг резьбы;

$z_1, z_2, z_3$  – числа заходов резьб на винте, ролике, гайке (правая резьба принимается со знаком “+”, а левая – со знаком “-“);  $\omega_1$  – угловая скорость винта.

Определим величину осевого перемещения  $S$  выходного звена за один оборот винта.

Ролик в общем случае совершает сложное планетарное движение в торцевой плоскости (вращается относительно собственной оси и вместе с этой осью совершает переносное вращение относительно оси винта) и перемещается в осевом направлении. Для сведения расчета кинематики планетарного механизма к расчету кинематики механизма с неподвижными осями колес применяют так называемый метод остановки водила (остановки переносного вращения оси ролика). Для этого всему механизму условно придается вращение с угловой скоростью, равной по величине угловой скорости переносного вращения ролика, но в противоположном направлении.

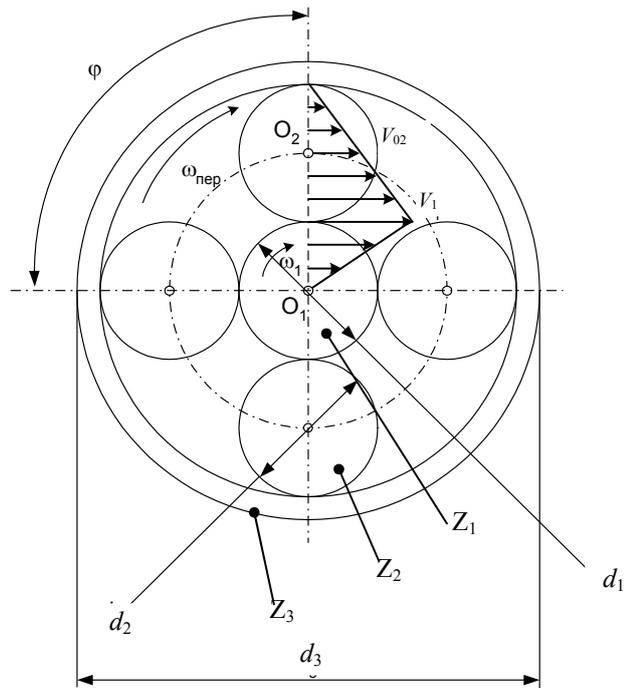


Рис. 2.1. Кинематическая схема РВП

Окружная скорость точки контакта винта

$$V_1 = \omega_1 d_1 / 2.$$

Скорость оси ролика в переносном вращении

$$V_{02} = V_1 / 2 = \omega_1 d_1 / 4.$$

Тогда угловая скорость переносного вращения оси ролика

$$\omega_{\text{пер}} = \frac{2V_{02}}{d_1 + d_2} = \frac{\omega_1 k}{2(k+1)},$$

где  $k = d_1 / d_2$ .

При остановленном переносном вращении оси ролика угловая скорость каждого звена определяется как разность действительной угловой скорости этого звена и угловой скорости переносного вращения оси ролика:

обращенная угловая скорость вращения винта

$$\omega_1^0 = \omega_1 - \omega_{\text{пер}} = \omega_1 \left[ 1 - \frac{k}{2(k+1)} \right];$$

обращенная угловая скорость гайки

$$\omega_3^0 = 0 - \omega_{2\text{пер}} = -\frac{\omega_1}{2} \frac{k}{k+1}.$$

Отношение обращенной относительной угловой скорости ролика и обращенной угловой скорости винта обратно пропорционально отношению их средних диаметров резьб. Отсюда обращенная относительная угловая скорость ролика

$$\omega_2^0 = -\omega_1^0 \frac{d_1}{d_2} = -\omega_1 k \left[ 1 - \frac{k}{2(k+1)} \right].$$

Обозначим винтовые параметры резьб:

для винта  $p_1 = \frac{z_1 P}{2\pi}$ ; для ролика  $p_2 = \frac{z_2 P}{2\pi}$ ; для гайки  $p_3 = \frac{z_3 P}{2\pi}$ .

Винтовой параметр характеризует величину осевого смещения точки на винтовой линии при повороте радиуса-вектора в торцевой плоскости на один радиан. Учитывая, что угловые скорости радиусов-векторов точек контактов противоположны направлению угловых скоростей соответствующих звеньев, запишем:

осевая скорость ролика относительно винта

$$V_{21} = p_2(-\omega_2^0) - p_1(-\omega_1^0) = \frac{P\omega_1}{2\pi} \frac{k+2}{2(k+1)} (z_1 + kz_2);$$

осевая скорость гайки относительно ролика

$$V_{32} = p_3(-\omega_3^0) - p_2(-\omega_2^0) = \frac{P\omega_1}{2\pi} \frac{k}{2(k+1)} [z_3 - z_2(k+2)].$$

Если в выражениях линейных скоростей подставить  $\omega_1 = \frac{2\pi}{T_1}$ , где  $T_1$  –

время полного оборота винта, то получим

$$V_{21} T_1 = \frac{P 2\pi}{2\pi} \frac{k+2}{2(k+1)} (z_1 + kz_2)$$

или осевое перемещение ролика относительно винта за оборот винта

$$S_{21} = \frac{P}{2} \frac{k+2}{k+1} (z_1 + kz_2);$$

$$V_{32}T_1 = \frac{P2\pi}{2\pi} \frac{k}{2(k+1)} [z_3 - z_2(k+2)], \quad (2.1)$$

или осевое перемещение гайки относительно ролика за оборот винта

$$S_{32} = \frac{P}{2} \frac{k}{k+1} [z_3 - z_2(k+2)]. \quad (2.2)$$

Перемещение гайки относительно винта  $S_{31} = S_{21} + S_{32}$ .

Анализ последнего выражения показывает, что осевое перемещение гайки за оборот винта можно получить тремя способами.

Первый способ реализован в известных планетарных передачах винт – гайка с резьбовыми роликами типа SR (см. рис. 1.9 – 1.10). В этих передачах при  $z_3/z_2 = d_3/d_2$  получаем  $S_{32} = 0$ , а  $S = S_{21}$ , что совпадает с известным выражением [12] для величины осевого перемещения гайки (винта) относительно винта (гайки) за оборот винта (гайки) передач типа SR. Характерным для этого типа передач является то, что при вращении винта блок ходовой гайки с роликами перемещается в осевом направлении относительно винта.

Второй способ получения осевого перемещения может быть реализован в нетрадиционных передачах, отличающихся от широко известных передач типа SR, в частности во втором варианте конструкции передачи, предложенной Страндгреном (см. рис. 1.11) [10]. В этих нетрадиционных передачах при  $z_1/z_2 = -d_1/d_2$  имеем  $S_{21} = 0$ , а  $S = S_{32}$ . Характерным для этого типа передач является то, что при вращении винта ходовая гайка перемещается в осевом направлении относительно блока винта с роликами.

Третий способ получения осевого перемещения может быть реализован как сочетание первых двух способов. В этом случае при вращении винта перемещаются в осевом направлении ходовая гайка относительно роликов, а ролики – относительно винта.

Для анализа кинематических возможностей планетарных передач винт – гайка с резьбовыми роликами, показанных на рис. 1.9 – 1.11, представим их в виде эквивалентных кинематических схем (рис. 2.2), состоящих из последовательно соединенных планетарного зубчатого редуктора по схеме  $2K - h$  и передачи винт – гайка с перемещением гайки за один оборот винта на величину  $(z_1 + z_2k)P$  для первого способа получения осевого перемещения и на величину  $[z_3 - z_2(k+2)]P$  для второго способа [23]. Минимальные величины этих перемещений равны  $P$ .

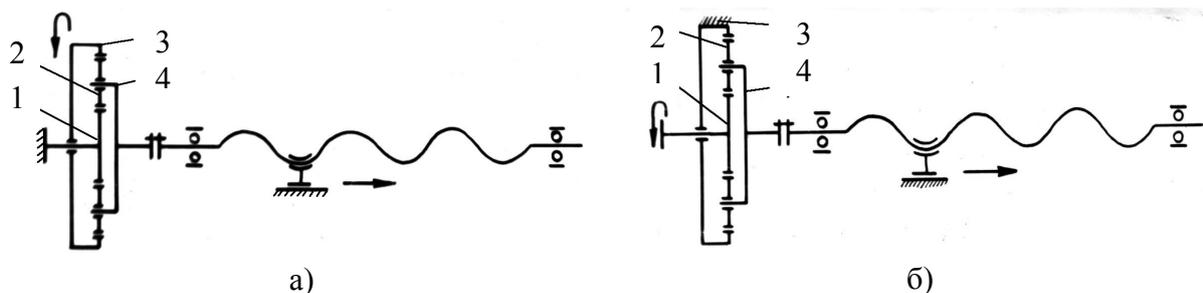


Рис. 2.2. Эквивалентные схемы РВП, соответствующие первому способу (а) и второму способу (б) получения осевого перемещения: 1 – солнечное колесо; 2 – сателлиты; 3 – коронное колесо; 4 – водило

При первом способе согласно формуле (2.1) планетарный зубчатый редуктор эквивалентной схемы (см. рис. 2.2, а), состоящий из солнечного колеса 1, сателлитов 2, коронного колеса 3 и водила 4, имеет передаточное отношение

$$u_1 = \left[ \frac{1}{2} \frac{k+2}{k+1} \right]^{-1} = 1 + \frac{d_1}{d_3},$$

т.е. ведущим будет коронное колесо с диаметром  $d_3$ , заторможенным – колесо 1 с диаметром  $d_1$ , а ведомым – водило 4 [23]. Поскольку диаметр солнечного колеса (винта) меньше диаметра коронного колеса (гайки), то передаточное отношение редуктора  $u_1 < 2$ , т.е. для роликовинтовой передачи типа SR величина перемещения гайки за оборот винта  $S_{21} > 0,5P$ .

При втором способе согласно формуле (2.2) планетарный зубчатый редуктор эквивалентной схемы имеет передаточное отношение

$$u_2 = \left[ \frac{1}{2} \frac{k}{k+1} \right]^{-1} = 1 + \frac{d_3}{d_1},$$

т.е. ведущим будет колесо 1, заторможенным – колесо 3, а ведомым – водило 4 [23] (см. рис. 2.2, б). Здесь передаточное отношение ограничивается условиями соседства трех сателлитов:  $u_2 \leq 10$ , т.е. у нетрадиционной роликовинтовой передачи величина перемещения гайки за оборот винта  $S_{32} \geq 0,1P$ .

Таким образом, нетрадиционные планетарные передачи винт – гайка с резьбовыми роликами обладают более широкими возможностями по увеличению редукции (передаточного отношения), чем традиционные планетарные передачи винт – гайка с резьбовыми роликами типа SR.

Поскольку РВП типа SR имеют две степени свободы, то возможное проскальзывание роликов вдоль витков резьбы винта в общем случае

нарушает постоянство передаточного отношения. Для обеспечения постоянства передаточного отношения в передачах с двумя степенями свободы параметры передач выбирают из условия равенства перемещения гайки за оборот винта как при качении роликов (2.1), так и при их неподвижном положении относительно гайки [12]:

$$\frac{P}{2} \frac{k+2}{k+1} (z_1 + kz_2) = z_1 P. \quad (2.3)$$

После упрощения (2.3) получим

$$z_1 = z_2 (k + 2). \quad (2.4)$$

Для предотвращения выкатывания коротких роликов из гайки необходимо выполнение условия  $S_{32} = 0$ , т.е. из (2.2)

$$z_3 = z_2 (k + 2). \quad (2.5)$$

С учетом (2.4) и (2.5) условием обеспечения постоянства передаточного отношения РВП типа SR является равенство чисел заходов резьбы на винте и гайке  $z_1 = z_3$  при одинаковом направлении резьб винта, роликов и гайки [12]. Кроме того, из (2.4) и (2.5) при  $k \geq 1$  следует  $z_1 = z_3 \geq 3$ , т.е.  $S_1 \geq 3P$ .

Последнее условие еще более ограничивает возможности увеличения редукции в РВП типа SR. В связи с этим нетрадиционные РВП, выполненные в соответствии со вторым способом получения осевого перемещения и обладающие значительно более широким диапазоном выбора передаточного отношения, представляются перспективными.

## 2.2. Определение числа роликов по условиям сборки

Очевидным условием симметричного размещения роликов в пространстве между винтом и гайкой является кратность чисел заходов резьб  $z_1$  и  $z_3$  числу роликов  $n_p$ :

$$\frac{z_1}{n_p} = \text{Ц} \quad \text{и} \quad \frac{z_3}{n_p} = \text{Ц},$$

где Ц – любое целое число.

Условие, которому должны удовлетворять числа заходов резьб в зависимости от  $n_p$ , рассмотрено в работе [12]. Обозначим через  $\varphi$  центральный угол между осями соседних роликов (см. рис. 2.1). Осевой сдвиг односторонних профилей резьбы винта, сопряженных с первым и вторым роликами, равен  $Pz_1 \frac{\varphi}{2\pi}$ . Осевой сдвиг односторонних профилей резьбы гайки,

сопряженных с первым и вторым роликами, равен  $Pz_3 \frac{\Phi}{2\pi}$ . Для расположения ролика между винтом и гайкой необходимо, чтобы разность этих сдвигов была кратна шагу резьбы

$$Pz_1 \frac{\Phi}{2\pi} - Pz_3 \frac{\Phi}{2\pi} = P\text{Ц}.$$

$$\text{Отсюда } n_p = \frac{2\pi}{\Phi} = \frac{z_1 - z_3}{\text{Ц}}.$$

Последнее выражение соответствует известному условию симметричного расположения сателлитов планетарных зубчатых передач по схеме  $2K - h$  [1].

Условие соседства также соответствует аналогичному условию планетарных зубчатых передач  $n_p < \frac{\pi}{\arcsin\left(\frac{d_2 + P}{d_1 + d_2}\right)}$ .

В РВП типа SR при  $z_1 = z_3$  получаем вырожденное решение, означающее возможность размещения в пространстве между винтом и гайкой любого числа роликов, ограниченного только условием соседства.

### 2.3. Новые конструкции планетарных передач винт – гайка с резьбовыми роликами

Рассмотрим сначала конструкцию, выполненную в соответствии с первым способом получения осевого перемещения и представляющую собой усовершенствование традиционных передач, а затем новые нетрадиционные передачи.

Для повышения долговечности и жесткости РВП типа SR (или SV) нами разработана конструкция, в которой в качестве опор вместо стандартных подшипников используются опорные гайки (рис. 2.3) [24].

Передача (см. рис. 2.3, а) состоит из винта с двумя участками резьбы, резьбовых роликов, ходовой 3 и опорной 4 гаек. Углы подъема резьбы гаек равны углам подъема резьбы роликов. На опорном участке винта, соответствующем опорной гайке 4, угол подъема резьбы равен по величине и противоположен по направлению углу подъема резьбы роликов. Сопряжение роликов как с опорной гайкой, так и с опорным участком винта, является полюсным.

Для предотвращения проскальзывания роликов вдоль витков резьбы опорной гайки и опорного участка винта на резьбовые сопряжения роликов с гайкой и винтом накладываются дополнительные связи. Дополнительные связи могут быть выполнены в виде зубчатых зацеплений (см. рис. 2.3, а) подобно тому, как это выполнено в сопряжении ролика и ходовой гайки известной передачи (см. рис. 1.9) или в виде осевых ограничителей резьбовых роликов (см. рис. 2.3, б), подобных осевым ограничителям роликов передачи (см. рис. 1.12).

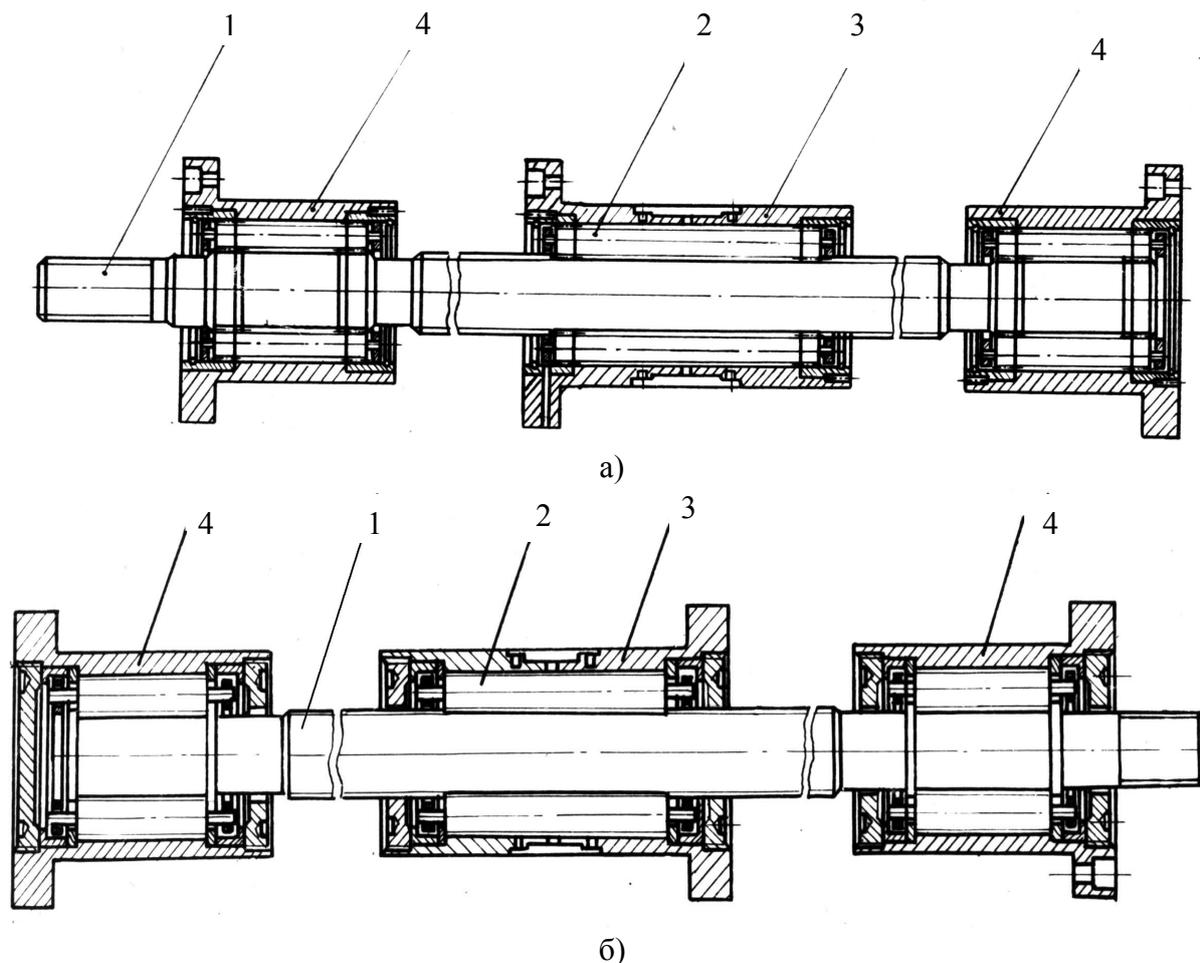


Рис. 2.3. Передачи с короткими резьбовыми роликами с опорными гайками, имеющими дополнительные связи: а – в виде зубчатых зацеплений опорных участков винта с роликами; б – в виде осевых ограничителей роликов; 1 – винт; 2 – резьбовой ролик; 3 – ходовая гайка; 4 – опорная гайка

При вращении винта ролики совершают планетарное движение и катятся по резьбовым поверхностям опорного участка винта и опорной гайки. При этом осевого движения опорной гайки относительно опорного участка винта не происходит. Гайки 3 и 4 выполняются одинаковыми. Две

опорные гайки могут применяться для двухстороннего закрепления концов винта с предварительным растяжением винта.

Качественный скачок в улучшении комплекса таких характеристик, как диапазон выбора стабильного передаточного отношения, статическая и динамическая грузоподъемность и долговечность, жесткость, приведенный момент инерции обеспечивают разработанные в ВлГУ нетрадиционные планетарные передачи винт – гайка с резьбовыми роликами, соответствующие второму способу получения осевого перемещения в передаче.

В 1976 г. автором была предложена планетарная передача винт – гайка с резьбовыми роликами (рис. 2.4, 2.5, 2.6) в трех вариантах, соответствующих второму способу получения осевого перемещения, в которых ходовая гайка выполнена с традиционно короткой длиной резьбы, а ролики – с нетрадиционной длиной резьбы, превышающей длину резьбы ходовой гайки на величину ее максимального осевого перемещения. Длина резьбы винта выполнена равной длине резьбы ролика. Поскольку длина внешнего резьбового сопряжения винта с роликом в несколько раз превышает длину внутреннего сопряжения ролика с гайкой, то грузоподъемность и жесткость резьбового сопряжения винта и ролика нашей конструкции по сравнению со второй конструкцией Страндгрена в меньшей степени ограничивают грузоподъемность и жесткость передачи в целом.

Первая заявка на авторское свидетельство по передачам с такими длинными резьбовыми роликами была подана автором в 1976 г. на первый вариант конструкции, изображенный на рис. 2.4 (заявка № 2382157/28 от 07.07.76 г.). Отличительной особенностью этой конструкции является передача осевого усилия от ходовой гайки через ролики и винт на стандартные опорные подшипники, в которых установлен винт. Во втором варианте (см. рис. 2.5) осевое усилие от ходовой гайки передается через блок длинных роликов и винта на опорные кольца с внутренней конической поверхностью. Недостаток первых двух вариантов – в ограничении грузоподъемности и жесткости передачи соответственно грузоподъемностью и жесткостью винта с опорным подшипником и конического сопряжения концов роликов с опорным кольцом.

В третьем, наиболее совершенном варианте (см. рис. 2.6) осевая нагрузка с ходовой гайки передается через блок винта с длинными резьбовыми роликами на опорную гайку. Несмотря на то что при высокой редукции средний диаметр резьбы винта равен или в несколько раз меньше среднего диаметра резьбы роликов, грузоподъемность и жесткость нашей конструкции в отличие от второй конструкции Страндгрена и от первого

варианта (см. рис. 2.4) не ограничивается грузоподъемностью и жесткостью тела винта.

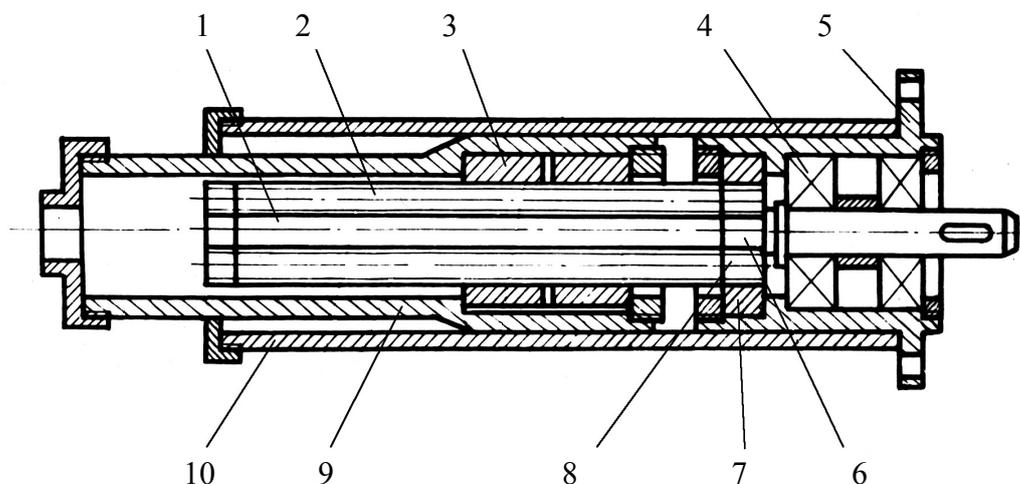


Рис. 2.4. Планетарная передача с длинными резьбовыми роликами и стандартными подшипниками: 1 – винт; 2 – резьбовые ролики; 3 – гайка; 4 – опорный подшипник; 5 – корпус; 6 – зубчатый венец винта; 7 – зубчатый венец корпуса; 8 – зубчатый венец ролика; 9 – шток; 10 – направляющая

Предложенная автором конструкция получила название планетарной передачи винт – гайка с резьбовыми роликами типа ЗК (РВПЗК) для отличия от традиционных планетарных передач винт – гайка с резьбовыми роликами типа SR или SV (РВПСР или РВПСВ). Если провести аналогию с планетарными зубчатыми передачами типа ЗК, то винт РВПЗК соответствует солнечному колесу, ролики – планетарным колесам, опорная гайка – неподвижному коронному колесу, а ходовая гайка – подвижному коронному колесу.

РВПЗК (см. рис. 2.6) [23, 25 – 29] состоит из винта, резьбовых роликов-сателлитов, ходовой и опорной гаек. Для предотвращения выкатывания роликов из опорных гаек угол подъема резьбы на роликах равен по величине и направлению углу подъема резьбы на опорных гайках. Для предотвращения выкатывания винта из набора роликов угол подъема резьбы на винте равен по величине, но противоположен по направлению углу подъема резьбы на роликах. Для предотвращения проскальзывания роликов по виткам резьб винта и опорных гаек зубчатые венцы 5 на концах роликов входят в зацепление с зубчатыми венцами 6 винта и зубчатыми венцами 7 опорных гаек. Ходовая гайка закреплена от вращения, и угол подъема ее резьбы отличается от угла подъема резьбы роликов. При вращении

винта резьбовые ролики катятся по резьбам винта и гаек, совершая планетарное движение, и приводят в движение в осевом направлении ходовую гайку. Гайки могут быть выполнены из двух половин для выборки зазора в передаче. Длина максимального перемещения ходовой гайки ограничивается предельным отношением длины ролика (или винта) к его диаметру. Это отношение из технологических соображений целесообразно принимать не более 30 [11].

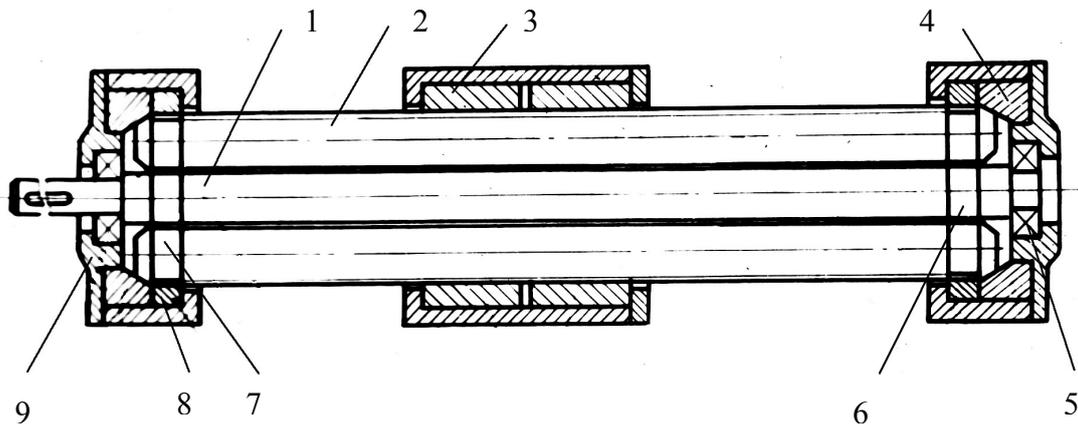


Рис. 2.5. Планетарная передача с длинными резьбовыми роликами и опорными кольцами: 1 – винт; 2 – резьбовые ролики; 3 – гайка; 4 – опорное кольцо; 5 – подшипник; 6 – зубчатый венец винта; 7 – зубчатый венец ролика; 8 – зубчатый венец корпуса; 9 – корпус опорный

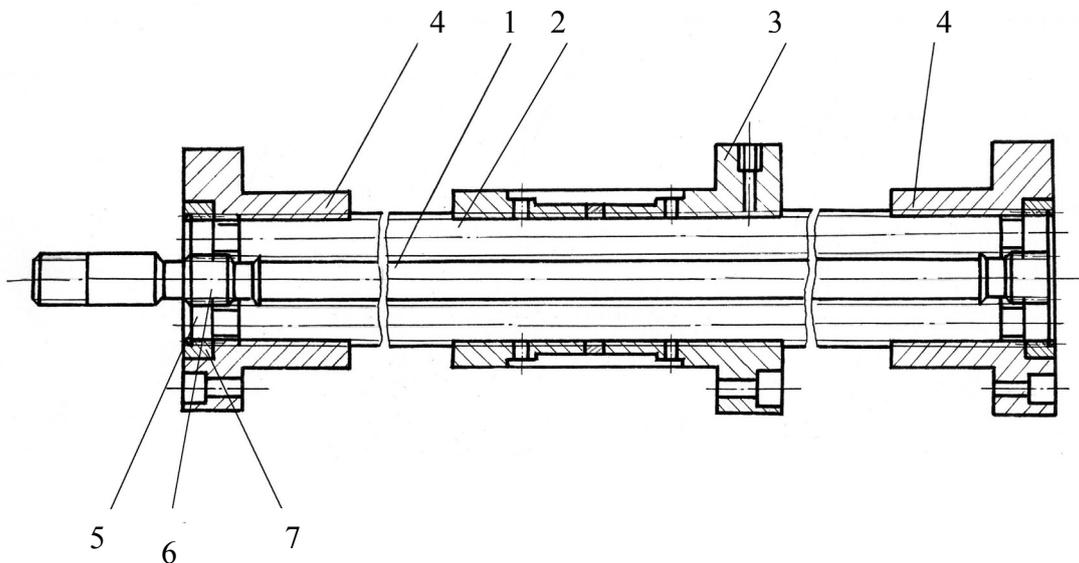


Рис. 2.6. Планетарная передача с длинными резьбовыми роликами и опорными гайками: 1 – винт; 2 – резьбовые ролики; 3 – ходовая гайка; 4 – опорная гайка; 5 – зубчатые венцы роликов; 6 – зубчатые венцы винта; 7 – зубчатые венцы опорных гаек

Высокую редукцию передачи можно получить при минимальном, но отличном от нуля значении величины в квадратных скобках выражения (2.1), то есть при

$$z_3 = z_2(k + 2) + 1, \text{ или } z_3 = z_2(k + 2) - 1.$$

С учетом того, что число заходов резьб на опорной гайке

$$z_{30} = z_2(k + 2),$$

условие высокой редукции

$$z_3 = z_{30} + 1, \tag{2.6}$$

или

$$z_3 = z_{30} - 1. \tag{2.7}$$

Однако ограничением при получении высокой редукции является условие сборки, то есть условие размещения роликов одновременно в ходовой и опорной гайках:

$$(z_3 - z_1) / E = n_p, \tag{2.8}$$

$$(z_{30} - z_1) / E_0 = n_{p0}, \tag{2.9}$$

при  $n_p = n_{p0}$ , где  $z_1$  – число заходов резьб (с учетом знака);  $E, E_0$  – целые числа;  $n_p$  – число роликов.

Если принять число заходов резьб на ходовом участке винта  $z_1 = -1$ , то максимальное число роликов в ходовой гайке (2.8)  $n_p = (z_3 + 1) / E$  или при  $E = 1$   $n_p = z_3 + 1$ .

С учетом выражений (2.6) и (2.7)  $n_p = z_{30}$  или  $n_p = z_{30} + 2$ .

Снять ограничение на повышение редукции в РВПЗК по условию размещения роликов в опорной гайке (2.9) можно, выполнив опорный участок винта цилиндрическим с диаметром цилиндрической поверхности, не превышающим внутренний диаметр резьбы ходового участка винта, а резьбу каждого опорного участка  $i$ -го длинного ролика сместить в осевом направлении относительно резьбы на его ходовом участке на величину

$$\Delta P_i = P(z_{30} - z_3)(i - 1), \quad i = 1, 2, \dots, n_p.$$

[Положительное решение по заявке № 2006103056 на патент РФ].

Минимальное перемещение ходовой гайки за оборот винта

$$S = \frac{P}{2} \frac{k}{k + 1}.$$

Например, при  $k = 1, z_{30} = 3, z_3 = 2, n_p = 3$ .

Получаем  $\Delta P_1 = 0; \Delta P_2 = P/3; \Delta P_3 = 2P/3; S = P/4$ .

РВПЗК с осевым сдвигом резьбы на ходовом и опорном участках ро-

ликов с цилиндрическими поверхностями на опорном участке винта (рис. 2.7) состоит из винта с ходовым участком резьбы 1 и опорным катком 2, длинных резьбовых роликов с ходовым участком резьбы 3, опорным участком резьбы 4 и опорным катком 5, ходовой гайки 6, опорной гайки 7. Резьбы на опорных участках роликов сдвинуты в осевом направлении относительно резьб на ходовых участках роликов. Катки, сконструированные на опорных участках роликов, сопряжены с катком, расположенном на опорном участке винта. Наружный диаметр цилиндрических поверхностей катков соответственно равен среднему диаметру резьбы ролика. Ходовая гайка выполнена совместно со штоком 8, а опорная гайка установлена в корпусе 9, являющемся направляющей для штока 8. Для предотвращения выкатывания роликов с винта и опорных гаек угол подъема резьбы на ходовых участках роликов равен по величине и противоположен по направлению углу подъема резьбы на ходовом участке винта, а угол подъема резьбы на опорной гайке равен по величине и направлению углу подъема резьбы опорного участка ролика. Для предотвращения проскальзывания сопряженных резьб на концах длинных резьбовых роликов устроены зубчатые венцы 10, входящие в зацепление с зубчатыми венцами винта 11 и зубчатым венцом 12 опорной гайки.

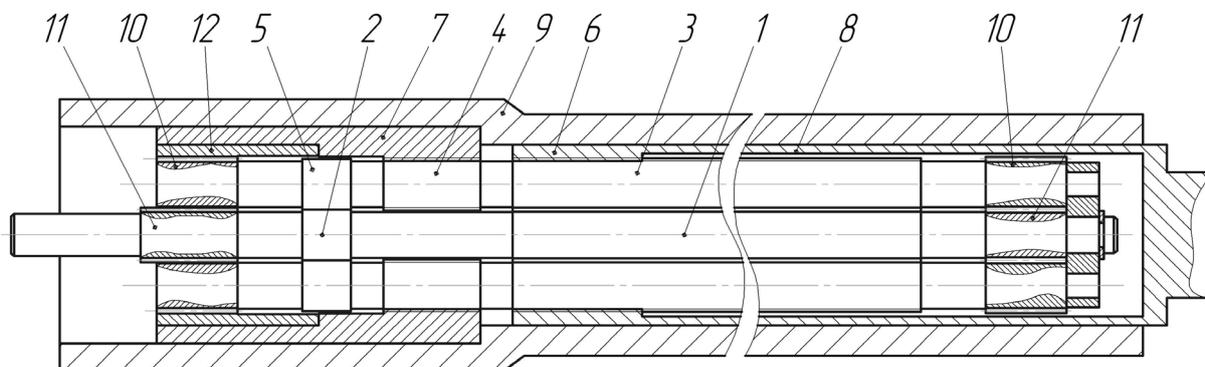


Рис. 2.7. РВПЗК с осевым сдвигом резьбы на ходовом и опорном участках роликов с цилиндрическими поверхностями на опорном участке винта: 1 – ходовой участок резьбы винта; 2 – опорный каток винта; 3 – ходовой участок резьбы ролика; 4 – опорный участок резьбы ролика; 5 – опорный каток ролика; 6 – ходовая гайка; 7 – опорная гайка; 8 – шток; 9 – корпус; 10 – зубчатые венцы роликов; 11 – зубчатые венцы винта; 12 – зубчатый венец опорной гайки

При вращении винта 1 резьбовые ролики 3 совершают планетарное движение и обкатываются по резьбам ходового участка винта 1, каткам

винта 2, резьбам ходовой 6 и опорной 7 гаек, а ходовая гайка, закрепленная от вращения, получает осевое перемещение относительно опорной гайки.

На рис. 2.8 представлен второй конструктивный вариант РВПЗК с осевым сдвигом резьбы на ходовом и опорном участках ролика. Передача состоит из винта с цилиндрическим участком 1, втулки 2 на цилиндрическом участке винта для снижения потерь на трение, опорного участка 3 резьбы винта, роликов с резьбой на опорных участках 4, сдвинутой в осевом направлении относительно резьбы на ходовых участках 5, ходовой гайки 6, опорной гайки 7, совмещенной со штоком 8, корпуса 9, зубчатых венцов 10 на концах роликов, входящих в зацепление с зубчатыми венцами 11 винта и зубчатыми венцами 12 опорной гайки.

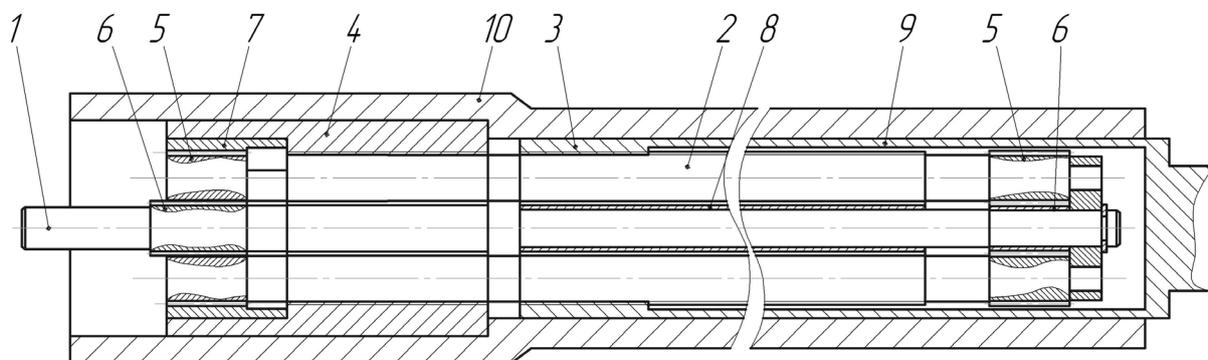


Рис. 2.8. РВПЗК с осевым сдвигом резьбы на ходовом и опорном участках роликов с цилиндрическими поверхностями на ходовом участке винта: 1 – цилиндрический участок винта; 2 – втулка на цилиндрическом участке винта; 3 – опорный участок резьбы винта; 4 – опорный участок резьбы ролика; 5 – ходовой участок резьбы ролика; 6 – ходовая гайка; 7 – опорная гайка; 8 – шток; 9 – корпус; 10 – зубчатые венцы роликов; 11 – зубчатые венцы винта; 12 – зубчатый венец опорной гайки

Передачи, представленные на рис. 2.7 и 2.8, обеспечивают более высокую редукцию, чем передача – на рис. 2.6, при обеспечении технологичности изготовления. Недостатком передач с осевым сдвигом резьб на ходовом и опорном участках ролика является некоторое снижение их грузоподъемности и жесткости из-за уменьшения длины резьбовых сопряжений винта с роликами.

На рис. 2.9 представлена РВПЗК, обладающая такой же редукцией, как и РВПЗК на рис. 2.7 и 2.8 при сохранении высокой грузоподъемности и жесткости.

Это достигается тем, что ролики выполнены с разными числами заходов резьб на ходовом и опорном участках и сопряжены с винтом с соот-

ветствующими числами заходов резьб на его ходовом и опорном участках при условии сборки

$$\frac{(z_3 - z_1)}{E} = \frac{(z_{30} - z_{10})}{E_0} = n_p,$$

где  $n_p$  – число роликов,  $z_1, z_{10}, z_3, z_{30}$  – числа заходов резьб на ходовом и опорном участках винта и ходовой и опорной гайках,  $E, E_0$  – целые числа.

В вышерассмотренных передачах для синхронизации вращения роликов относительно винта и опорных гаек применяются зубчатые зацепления. Однако для синхронизации могут применяться резьбовые сопряжения с повышенным углом подъема резьбы, обеспечивающим значительную величину касательной составляющей нормальной силы в резьбовом сопряжении.

Передача с разными числами заходов резьбы на ходовом и опорном участках может быть выполнена в четырех конструктивных вариантах (Патент РФ № 2292502):

а) опора передачи – в виде опорной гайки на одном из концов передачи, а на концах винта, длинных роликов и опорных гаек выполнены зубчатые венцы;

б) опора передачи – в виде двух опорных полугаек на обоих концах передачи, ходовая гайка – в виде двух полугаек при проточках между ходовым и опорными участками резьбы роликов с шириной, превышающей ширину ходовой полугайки, и с глубиной ниже глубины впадин резьбы, а на концах винта, длинных роликов и опорных гаек выполнены зубчатые венцы;

в) опора передачи – в виде двух опорных полугаек на обоих концах передачи, ходовая гайка – в виде двух полугаек при проточках между ходовым и опорными участками резьбы роликов с шириной, превышающей ширину ходовой полугайки, и с глубиной ниже глубины впадин резьбы, а на концах винта, длинных роликов и опорных гаек выполнена дополнительная резьба с углом подъема, превышающим угол подъема резьбы на ходовом и опорном участках;

г) опора передачи – в виде двух опорных полугаек на обоих концах передачи, ходовая гайка – в виде двух полугаек при проточках между ходовым и опорными участками резьбы роликов с шириной, превышающей ширину ходовой полугайки, и с глубиной ниже глубины впадин резьбы, а опорные участки резьбы винта, роликов и опорных гаек выполнены с ве-

личинами углов подъема и профиля резьб, предотвращающими заклинивание передачи.

Например, при  $z_{10} = -3$ ,  $z_{30} = 9$ ,  $z_1 = -1$ ,  $z_3 = 2$  число роликов  $n_p = 3$  и условие сборки выполняется, а величина перемещения ходовой гайки за оборот винта

$$S = \frac{1}{2} \frac{k}{k+1} (z_3 - z_2(k+2))P \text{ при } k=1, z_2=1 \text{ равна } S = -\frac{1}{4}P.$$

Или при  $z_{10} = -5$ ,  $z_{30} = 15$ ,  $z_1 = -1$ ,  $z_3 = 4$  число роликов  $n_p = 5$  и условие сборки выполняется, а величина перемещения ходовой гайки за оборот винта при  $k=1$ ,  $z_2=1$   $S = \frac{1}{4}P$ .

На чертежах (рис. 2.9 – 2.12) представлены общие виды четырех вариантов конструкции передачи.

На рис. 2.9 показана РВПЗК, состоящая из винта с опорным участком 1 и ходовым участком 2, резьбовых роликов с опорным участком 3 и ходовым участком 4, опорной гайки 5, которая для создания натяга может состоять из двух полугаек, и ходовой гайки 6, которая для создания натяга может состоять из двух полугаек, зубчатых венцов 7 винта, зубчатых венцов 8 роликов и зубчатого венца 9 опорной гайки, сепаратора 10.

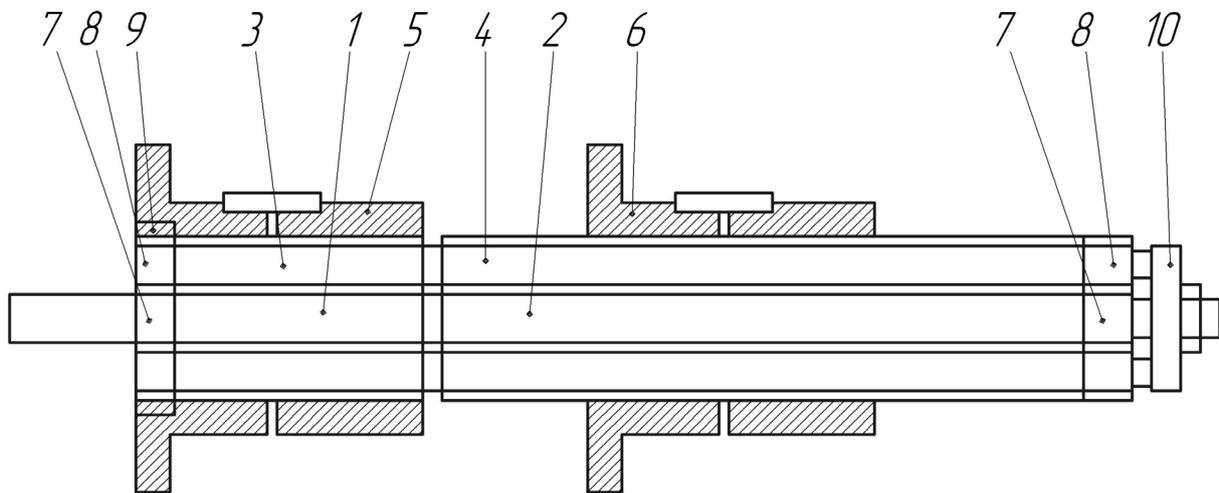


Рис. 2.9. Передача с разными числами заходов резьбы на ходовом и опорном участках роликов и с зубчатыми синхронизаторами при одной опорной гайке: 1 – опорный участок винта; 2 – ходовой участок винта; 3 – опорный участок резьбовых роликов; 4 – ходовой участок резьбовых роликов; 5 – опорная гайка; 6 – ходовая гайка; 7 – зубчатые венцы винта; 8 – зубчатые венцы роликов; 9 – зубчатый венец опорной гайки; 10 – сепаратор

Число заходов резьбы на опорном участке 1 винта отличается от числа заходов резьбы на ходовом участке 2 винта, а число заходов резьбы

на опорном участке 3 ролика отличается от числа заходов резьбы на ходовом участке 4 ролика. Резьба пересекает зубчатые венцы роликов. Если максимальная длина перемещения ходовой гайки не превышает ее ширины, то сепаратор может быть исключен.

При сборке передачи на блок винта с роликами навинчивается ходовая гайка со стороны ходовых участков роликов. Опорная гайка (без своего зубчатого венца) навинчивается со стороны опорных участков роликов, а затем устанавливается венец в опорной гайке.

На рис. 2.10 показана передача, состоящая из винта с двумя опорными участками 1 на его концах и ходовым участком 2, резьбовых роликов с двумя опорными участками 3 на их концах и ходовым участком 4, опорной гайки 5 из двух полу гаек, ходовой гайки 6 из двух полу гаек, зубчатых венцов 7 винта, зубчатых венцов 8 роликов и зубчатых венцов 9 опорных гаек, двух проточек 11 с шириной, превышающей ширину одной ходовой полу гайки, и с глубиной ниже глубины впадины резьбы.

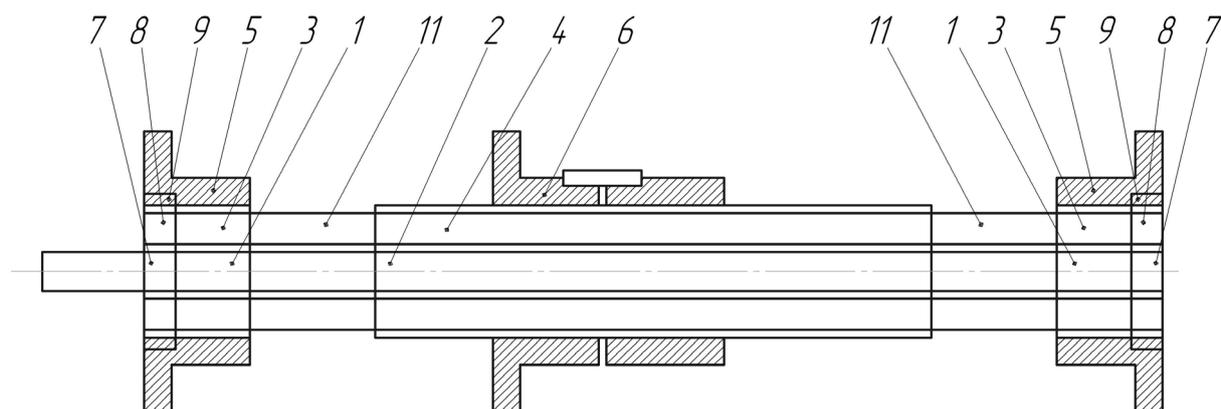


Рис. 2.10. Передача с разными числами заходов резьбы на ходовом и опорном участках роликов и с зубчатыми синхронизаторами при двух опорных гайках: 1 – опорные участки винта; 2 – ходовой участок винта; 3 – опорные участки резьбовых роликов; 4 – ходовые участки резьбовых роликов; 5 – опорные гайки; 6 – ходовая гайка; 7 – зубчатые венцы винта; 8 – зубчатые венцы роликов; 9 – зубчатые венцы опорных гаек; 11 – проточки

Число заходов резьбы на опорных участках 1 винта отличается от числа заходов резьбы на ходовом участке 2 винта, а число заходов резьбы на опорных участках 3 ролика отличается от числа заходов резьбы на ходовом участке 4 ролика. Резьба пересекает зубчатые венцы роликов.

При сборке передачи длинные резьбовые ролики равномерно располагаются своими проточками в ходовых полу гайках. Внутри между роликами вставляется винт. Ходовые полу гайки навинчиваются на ходовые

участки роликов. Затем опорные полугайки навинчиваются на опорные участки роликов, после чего в опорные гайки устанавливаются зубчатые венцы.

На рис. 2.11 показана передача, состоящая из винта с двумя опорными участками 1 на его концах и ходовым участком 2, резьбовых роликов с двумя опорными участками 3 на их концах и ходовым участком 4, опорной гайки 5 из двух полугаек, ходовой гайки 6 из двух полугаек, дополнительной резьбы 12 на концах винта, дополнительной резьбы 13 на концах роликов и дополнительных полугаек 14, жестко связанных с опорными полугайками, проточек 11 шириной, превышающей ширину одной ходовой полугайки, и глубиной ниже глубины впадины резьбы.

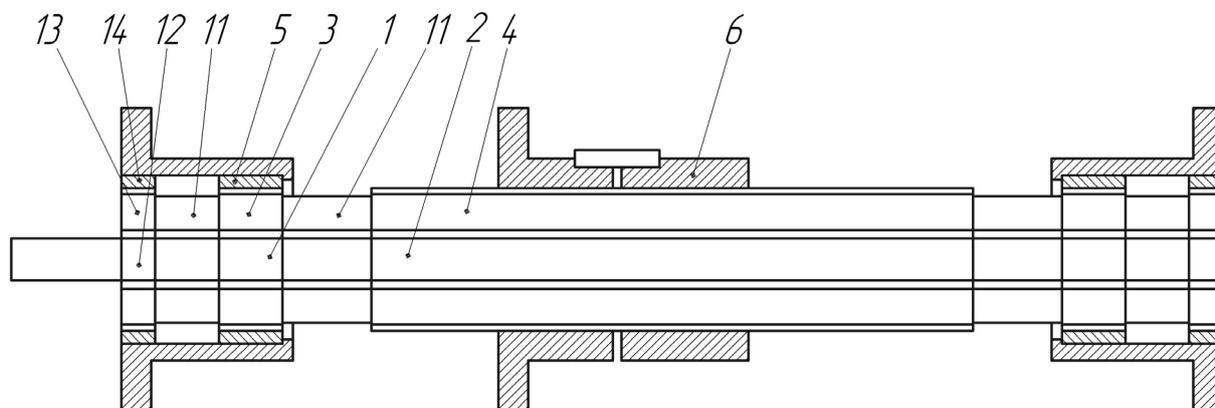


Рис. 2.11. Передача с разными числами заходов резьбы на ходовом и опорном участках роликов и с резьбовыми синхронизаторами при двух опорных гайках: 1 – опорные участки винта; 2 – ходовой участок винта; 3 – опорные участки резьбовых роликов; 4 – ходовые участки резьбовых роликов; 5 – опорные гайки; 6 – ходовая гайка; 11 – проточки; 12 – дополнительные резьбы винта; 13 – дополнительные резьбы роликов; 14 – дополнительные полугайки

Число заходов резьбы на опорных участках 1 винта отличается от числа заходов резьбы на ходовом участке 2 винта, а число заходов резьбы на опорных участках 3 ролика отличается от числа заходов резьбы на ходовом участке 4 ролика.

Угол подъема резьбы дополнительной полугайки равен углу подъема дополнительной резьбы на концах роликов. Угол подъема дополнительной резьбы на концах винта равен по величине и противоположен по направлению углу подъема дополнительной резьбы на концах роликов. Угол подъема дополнительных резьб превышает углы подъема резьб на ходовых и опорных участках.

При сборке передачи длинные резьбовые ролики равномерно распо-

лагаются своими проточками в ходовых и опорных полугайках. Внутри между роликами вставляется винт. Ходовые полугайки навинчиваются на ходовые участки роликов, опорные полугайки – на опорные участки роликов, дополнительные полугайки – на дополнительные резьбовые участки на концах роликов.

На рис. 2.12 показана передача, состоящая из винта с двумя опорными участками 1 на его концах и ходовым участком 2, резьбовых роликов с двумя опорными участками 3 на их концах и ходовым участком 4, опорной гайки 5 из двух полугаек, ходовой гайки 6 из двух полугаек, проточек 11 с шириной, превышающей ширину одной ходовой полугайки, и с глубиной ниже глубины впадины резьбы.

Число заходов резьбы на опорных участках 1 винта отличается от числа заходов резьбы на ходовом участке 2 винта, а число заходов резьбы на опорных участках 3 ролика отличается от числа заходов резьбы на ходовом участке 4 ролика.

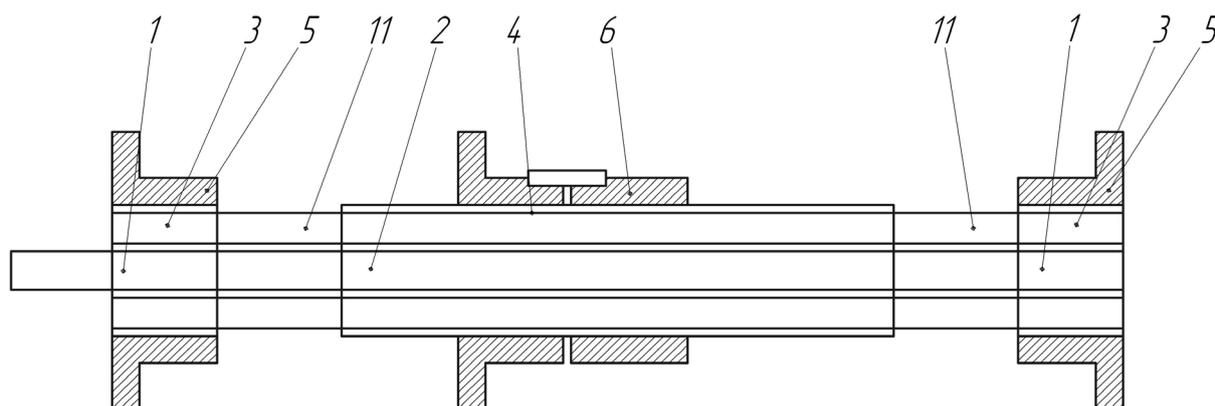


Рис. 2.12. Передача с разными числами заходов резьбы на ходовом и опорном участках роликов при двух опорных гайках – резьбовых синхронизаторах: 1 – опорные участки винта; 2 – ходовой участок винта; 3 – опорные участки резьбовых роликов; 4 – ходовые участки резьбовых роликов; 5 – опорные гайки; 6 – ходовая гайка; 11 – проточки

Опорные участки резьбы винта, роликов и опорных гаек выполнены с величинами углов подъема и профиля резьбы, предотвращающими заклинивание передачи.

При сборке передачи длинные резьбовые ролики равномерно располагаются своими проточками в ходовых полугайках. Внутри между роликами вставляется винт. Ходовые полугайки навинчиваются на ходовые участки роликов. Опорные полугайки навинчиваются на опорные участки роликов.

Использование резьбовых участков с повышенными углами подъема резьб в качестве синхронизаторов вращения роликов относительно винта и опорных гаек вместо синхронизаторов в виде зубчатых венцов увеличивает число точек контактов, воспринимающих осевую нагрузку, а точечное сопряжение резьбовых поверхностей по сравнению с эвольвентным зубчатым зацеплением увеличивает плавность работы передачи. Поэтому передачи с резьбовыми синхронизаторами представляются перспективными.

Более широкие возможности увеличения редукции имеет разработанная автором в 1985 г. РВПЗК с длинными ступенчатыми роликами, показанная на рис. 2.13 [30]. В отличие от передач с длинными бесступенчатыми роликами в передачах с длинными ступенчатыми роликами разность углов подъема резьб ходовой гайки и роликов получается за счет изменения средних диаметров резьб ходовой гайки и роликов на ходовом участке по сравнению с соответствующими диаметрами резьб опорной гайки и роликов на опорном участке. Числа заходов на опорной и ходовой гайках выполняются одинаковыми. При этом чем меньше разность средних диаметров резьб на опорном и ходовом участках ролика, тем выше редукция передачи.

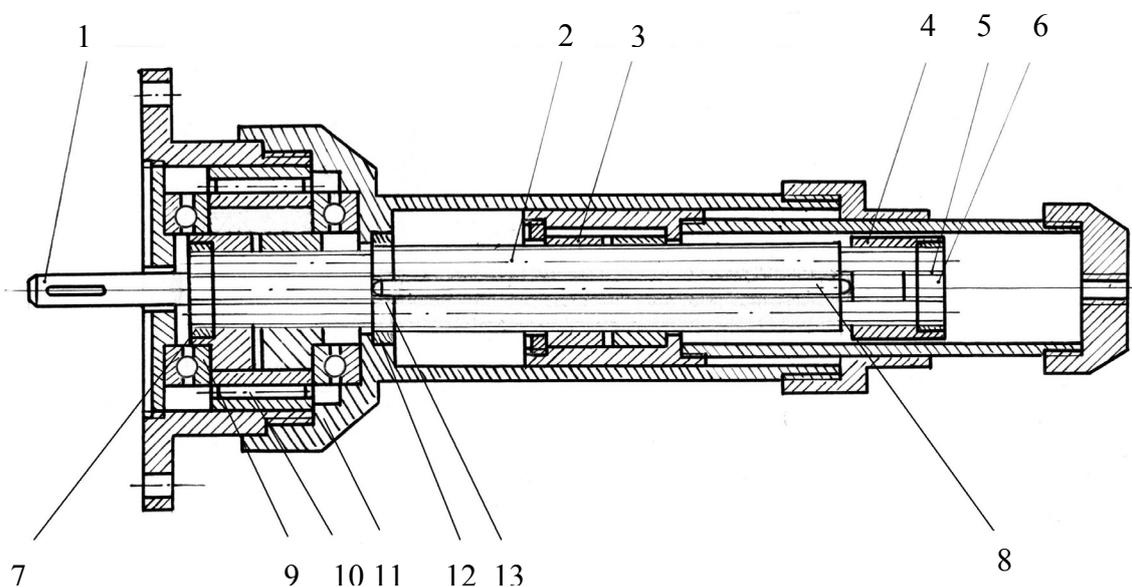


Рис. 2.13. Передача с длинными ступенчатыми роликами: 1 – винт; 2 – резьбовые ролики; 3 – ходовая гайка; 4 – опорная гайка; 5 – зубчатые венцы опорных участков роликов; 6 – зубчатые венцы винта; 7 – зубчатые венцы опорных гаек; 8 – гладкий валик; 9, 10 – подшипники; 11 – корпус; 12 – зубчатые венцы корпуса; 13 – зубчатые венцы ходовых участков роликов

РВПЗК с длинными ступенчатыми резьбовыми роликами (см. рис. 2.13) состоит из винта, длинных ступенчатых резьбовых роликов, ходовой и опорной гайк. Длинные ступенчатые ролики выполнены разного диаметра на ходовом и опорном участках и сопряжены с опорными участками винта и с ходовой и опорной гайками. Зубчатые венцы 5 роликов входят в зацепление с зубчатыми венцами 6 винта и зубчатыми венцами 7 опорных гайк. Ходовой участок ролика находится в сопряжении с гладким валиком 8, сферические торцы которого подвижно сопряжены с торцами опорных участков винта. Опорная гайка установлена на подшипниках 9 и 10 в корпусе 11. Зубчатые венцы 13 роликов входят в зацепление с зубчатыми венцами 12 корпуса передачи. При вращении центрального винта ролики совершают планетарное движение и катятся по резьбовым поверхностям винта и гайк 3 и 4. При этом ходовая гайка 3, зафиксированная от вращения, получает осевое перемещение. Нагрузка от ходовой гайки на корпус 11 передается через ролики 2, вращающуюся опорную гайку 4 и подшипники 9. Валик воспринимает только радиальные нагрузки от роликов. Валик может жестко соединять два опорных участка винта, но при этом он выполняется с радиальным зазором по отношению к ходовым участкам роликов.

Если принять  $P = 0,5$  мм, то за оборот винта стабильное перемещение ходовой гайки составит примерно 10 мкм.

Однако из-за усложненной конструкции, повышенных потерь на трение и повышенных циклических погрешностей РВПЗК со ступенчатыми роликами не получила широкого применения.

#### **2.4. Конструкции электроприводов на базе планетарных передач винт – гайка с резьбовыми роликами**

Соединение электродвигателя с РВП может быть выполнено по различным конструктивным схемам. Применяются следующие:

- а) соединение вала электродвигателя с винтом роликовинтовой передачи через промежуточный зубчатый или червячный редуктор или через промежуточную ременную передачу;
- б) соединение вала электродвигателя непосредственно с винтом РВП;
- в) встраивание РВП в электродвигатель.

Различают одноканальные приводы на базе РВП с одной степенью свободы и двухканальные приводы на базе дифференциальных РВП.

Промежуточный редуктор служит для согласования силовых и кинематических параметров электродвигателя и рабочего органа.

Применение промежуточного редуктора повышает массу и габаритные размеры привода, снижает надежность и кинематическую точность, повышает стоимость привода. Поэтому целесообразно применение конструкций с соединением электродвигателя и передачи винт – гайка без промежуточного редуктора. При этом функции промежуточного редуктора могут выполняться или электродвигателем, или передачей винт – гайка, или распределяться между электродвигателем и передачей винт – гайка.

На рис. 2.14 показана конструкция электропривода с встроенной РВПISR. Электропривод состоит из винта, резьбовых роликов, гаек, установленных в корпусах 4, которые закреплены с двух сторон в роторе 5 электродвигателя и опираются через подшипники 6 на корпус 7. В корпусе 7 закреплен статор 8. С помощью крышек 9 осуществляются выборка зазоров и натяг в резьбовых сопряжениях роликов с гайкой и винтом. При вращении ротора гайка вращается вместе с роликами, а винт получает осевое перемещение. Конструкция отличается простотой, компактностью и высокой надежностью и обеспечивает получение линейных скоростей винта до 1 м и выше [31].

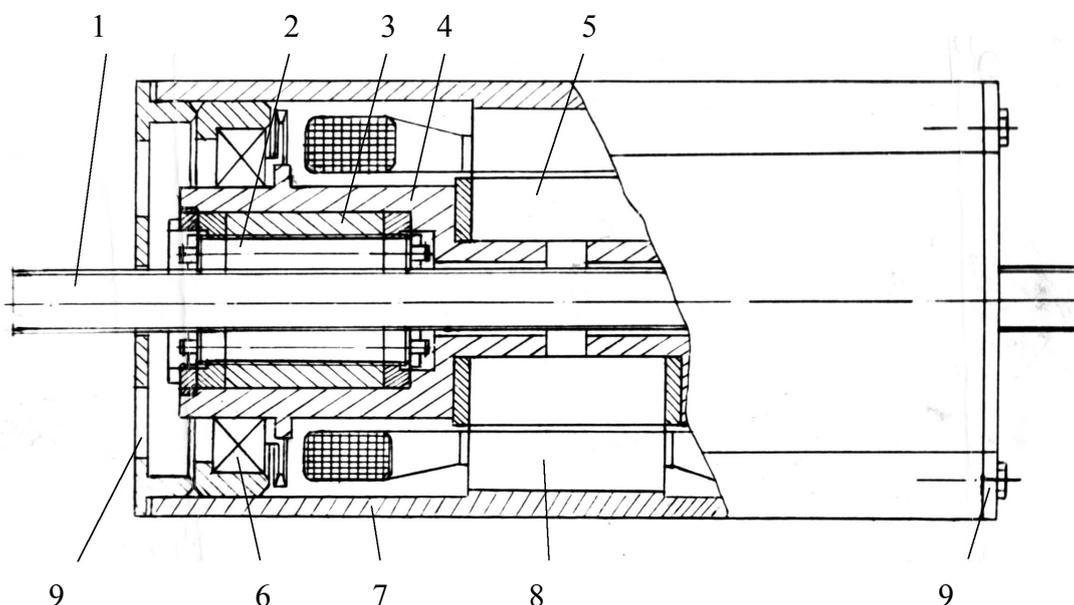


Рис. 2.14. Электропривод со встроенной РВПISR: 1 – винт; 2 – резьбовые ролики; 3 – гайка; 4 – корпус передачи; 5 – ротор электродвигателя; 6 – подшипники; 7 – корпус привода; 8 – статор электродвигателя; 9 – крышка

Конструкция электропривода на базе РВПЗК (рис. 2.15) обеспечивает простоту и компактность привода. Электропривод состоит из винта, длинных резьбовых роликов, ходовой 3 и опорной 4 гаек. На винте непосредственно закреплен ротор электродвигателя, а на опорной гайке 4 – статор электродвигателя [32].

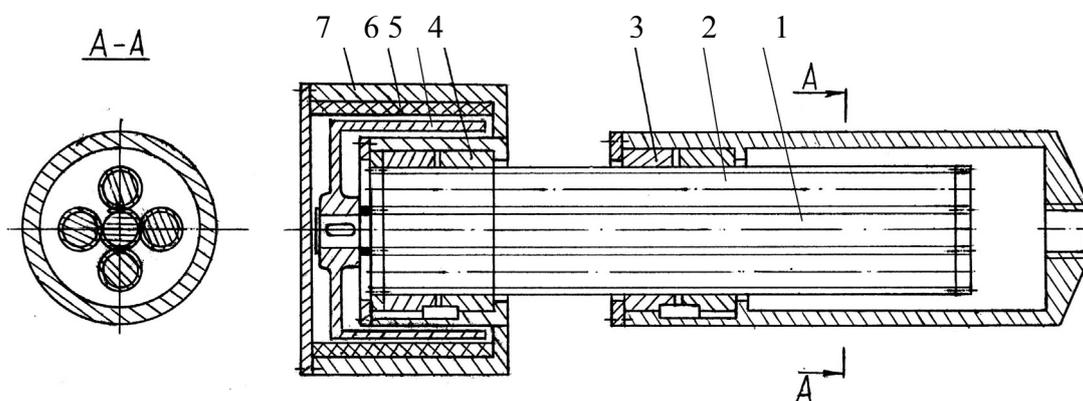


Рис. 2.15. Электропривод с РВПЗК: 1 – винт; 2 – резьбовые ролики; 3 – ходовая гайка; 4 – опорная гайка; 5 – ротор электродвигателя; 6 – статор электродвигателя; 7 – корпус электродвигателя

Можно рекомендовать для использования в первую очередь следующие конструкции:

а) конструкции с соединением вала электродвигателя непосредственно с винтом РВПЗК для обеспечения высокой точности и быстродействия привода;

б) конструкции с РВПСР или РВПСВ, встроенными в ротор электродвигателя для обеспечения компактности привода.

В мехатронных модулях на базе РВПЗК минимально возможная постоянная величина перемещения ходовой гайки за оборот винта (двигателя)  $S$  ограничена величиной  $0,1 P$ , а в наиболее технологичном варианте величиной  $0,25 P$ , где  $P$  – шаг резьбы. Это лимитирует дальнейшее повышение точности и плавности работы мехатронного модуля. К тому же длина длинных роликов ограничена величиной  $l_2/d_2 < 40$ , где  $d_2$  и  $l_2$  – средний диаметр резьбы и длина ролика. Это связано с тем, что с увеличением длины нескольких длинных тонких роликов и винта растет стоимость изготовления передачи, что ограничивает максимальную величину перемещения ходовой гайки. Наличие резьбового сопряжения длинного ролика с винтом вносит пусть небольшую, но все же дополнительную кинематическую погрешность.

Известны электродвигатели с катящимся ротором, обеспечивающие малые частоты вращения (Кацман М.М., Юферов Ф.М. Электрические машины автоматических систем : учеб. для техникумов / под ред. Ф.М. Юферова. 2-е изд., перераб. и доп. М. : Высш. шк., 1979. 261 с.).

Одним из недостатков этих двигателей является необходимость специального устройства для передачи вращения с вала ротора на выходной вал.

На рис. 2.16, *a* показан мехатронный модуль линейного перемещения, состоящий из электродвигателя, включающего статор с двухполюсной обмоткой и несимметричным магнитным полем, катящийся ротор, из передачи, включающей ходовую и опорные гайки и резьбовой ролик, и из контроллера, управляющего движением двигателя.

При этом электродвигатель выполнен из двух половин, расположенных по краям мехатронного модуля и состоящих из статоров, жестко соединенных с опорными гайками, и ферромагнитных катящихся роторов, жестко соединенных с роликом и расположенных или встык с торцами ролика, или внутри полого ролика по его концам. По краям обмоток статоров установлены постоянные магниты, создающие унитарное магнитное поле. Средний диаметр резьбы гаек больше среднего диаметра резьбы ролика на величину, равную или большую, чем рабочая высота профиля резьбы. Опорные участки ролика, расположенные по концам ролика, находятся в резьбовом сопряжении с опорными гайками, причем углы подъема резьбы на опорных гайках выполнены равными по величине и противоположными по знаку. Ходовой участок ролика находится в резьбовом сопряжении с ходовой гайкой, а числа заходов и средние диаметры резьбы ходовой гайки и ходового участка ролика связаны с величиной перемещения  $S_4$  ходовой гайки за один оборот магнитного поля статора выражением

$$S_4 = Pz_4 \left( 1 - \frac{z_1 d_4}{z_4 d_1} \right),$$

где  $P$  – шаг резьбы;  $z_1, z_4$  – соответственно числа заходов резьбы ходового участка ролика и ходовой гайки;  $d_1, d_4$  – соответственно средние диаметры резьбы ходового участка ролика и ходовой гайки. Числа заходов и средние диаметры резьбы опорных участков роликов и опорных гаек связаны соотношением

$$\frac{z_{20}}{z_{10}} = \frac{d_2}{d_1},$$

где  $z_{10}, z_{20}$  – соответственно числа заходов резьбы опорного участка ролика

и опорной гайки;  $d_1$ ,  $d_2$  – соответственно средние диаметры резьбы опорного участка ролика и опорной гайки.

На рис. 2.16, *а* изображен общий вид мехатронного модуля линейного перемещения, состоящего из резьбового ролика 1, опорные участки резьбы которого сопряжены с резьбами опорных гаек 2 и 3 при одинаковых углах подъема резьб опорных гаек с углами подъема резьб соответствующих опорных участков роликов. Причем углы подъема резьб на разных опорных гайках 2 и 3 равны по величине и различны по знаку. Ходовая гайка 4 имеет резьбовое сопряжение с ходовым участком ролика, а угол подъема резьбы на ходовой гайке отличается от угла подъема резьбы на ходовом участке ролика.

На обоих концах ролика закреплены катящиеся ферромагнитные роторы 5. Оси роторов совпадают с осью ролика.

В корпусе 6 модуля жестко закреплены опорные гайки 2 и 3 и статоры 7 с электромагнитными обмотками. Ходовая гайка 4 закреплена от вращения относительно корпуса 6 и имеет возможность линейного перемещения относительно корпуса 6.

На рис. 2.16, *б* изображен первый вариант электромагнитной системы на одном из торцов мехатронного модуля.

В корпусе 6 закреплен статор 7 с двухфазной электромагнитной обмоткой, постоянные магниты 8 и ферромагнитные тороиды 9. На торце резьбового ролика 1, имеющего резьбовое сопряжение с опорной гайкой 3, соосно ролику устроен ферромагнитный катящийся ротор 5. Несимметричное магнитное поле статора получается за счет наложения двухполюсного поля  $\Phi_2$  двухфазной обмотки статора 7 на униполярное поле  $\Phi_1$  постоянных магнитов 8.

На рис. 2.16, *в* изображен второй вариант электромагнитной системы на одном из концов мехатронного модуля. Между корпусом 6 и опорной гайкой 3 закреплен статор 7 с двухфазной электромагнитной обмоткой, постоянные магниты 8 и ферромагнитные тороиды 9. Внутри полого резьбового ролика 1 на одном из его концов закреплен катящийся ротор 5.

Исполнительный механизм разработанного мехатронного модуля по своей структуре соответствует планетарному механизму по схеме *K-h-V*. Однако в разработанном мехатронном модуле нет сложного и ненадежного механизма передачи переносного вращения сателлита на выходное звено, нет подшипников сателлита, а в качестве водила используется несимметричное магнитное поле.

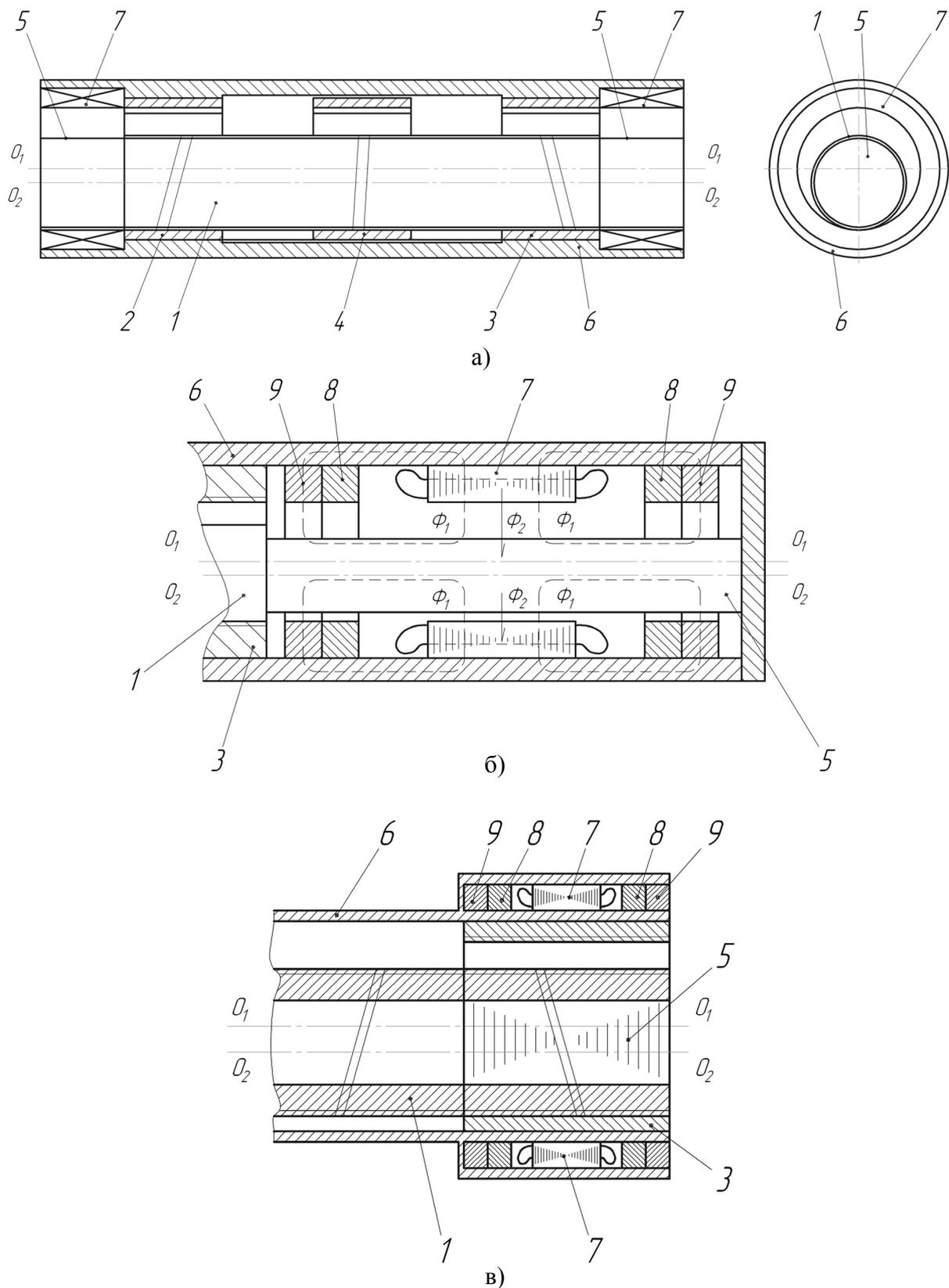


Рис. 2.16. Конструкции расположения вала электродвигателя с винтом РВІЗК (а), РВІSR (б), РВІSV (в) соответственно

При вращении несимметричного магнитного поля статора ролик 1 вместе с ротором 5 катится по резьбовым поверхностям ходовой гайки 4, опорных гаек 2, 3 и перемещает ходовую гайку 4 в осевом направлении относительно опорных гаек 2 и 3.

Скорость перемещения и усилие на выходном звене (гайке 4) мехатронного модуля регулируются контроллером.

Разработанный мехатронный модуль позволяет получить перемещение ходовой гайки за оборот винта меньше, чем  $S_4 = 0,1P$ . Например, при числе заходов резьб на ходовом участке ролика  $z_1 = 1$  и на ходовой гайке  $z_4 = 1$ , при соотношении средних диаметров резьб гаек и ролика  $d_4/d_1 = 21/20$  получаем  $S_4 = 0,05 P$ .

Высокая редукция способствует повышению точности и плавности работы мехатронного модуля. Два последовательных резьбовых сопряжения, а именно ходовой гайки с роликом и ролика с опорными гайками, вместо трех последовательных резьбовых сопряжений в мехатронном модуле на базе РВПЗК сокращает кинематическую цепь и обеспечивает дополнительное повышение точности и плавности работы мехатронного модуля.

Применение одного ролика (вместо как минимум трех роликов и винта в прототипе) упрощает конструкцию и снижает стоимость ее изготовления, а также позволяет увеличивать длину ролика и величину максимального перемещения ходовой гайки при одинаковых радиальных габаритных размерах.

### Глава 3. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЕРЕДАЧ

Формулы расчета величины перемещения ходовой гайки за оборот винта приведены в разд. 2.1. Методики приближенного расчета других характеристик приведены в данной главе.

#### 3.1. Геометрические характеристики резьбы

РВП относятся к пространственным механизмам, так как траектории точек звеньев (винта, роликов, гаек) не лежат в параллельных плоскостях.

РВП<sub>SR</sub> и РВП<sub>SV</sub> относятся к передачам трением из-за возможности относительного проскальзывания резьбы роликов и винта.

РВПЗК имеют зубчатый синхронизатор, обеспечивающий плоскопараллельное движение винта, роликов и опорной гайки. Ходовая гайка РВПЗК зафиксирована от поворота, например, с помощью подвижного шпоночного соединения. Поэтому РВПЗК можно отнести к передачам зацеплением.

Рассмотрим особенности геометрии зацепления РВП в торцевом сечении.

Целесообразно для обобщения методических подходов основные понятия и параметры, лежащие в основе геометрического синтеза эвольвентных зацеплений, использовать при геометрическом синтезе передач с резьбовыми роликами. Именно такой обобщенный подход в наибольшей степени был использован в работе [6] для синтеза винтовых самотормозящих передач.

Известно [1], что в эвольвентной прямозубой передаче непрерывность движения обеспечивается только при торцевом коэффициенте перекрытия  $\varepsilon_\alpha > 1$ . Зацепление косозубых передач характеризуется двумя коэффициентами перекрытия: торцевым  $\varepsilon_\alpha$  и осевым  $\varepsilon_\beta$ . Косозубая передача может работать при  $\varepsilon_\alpha = 0$ , если  $\varepsilon_\beta > 1$ . В этом случае зацепление звеньев передачи в торцевом сечении может осуществляться только в одной точке. Длина активного участка линии зацепления в торцевом сечении равна нулю. Профили в торцевом сечении таких передач называются несопряженными. Прямозубая передача с несопряженными профилями работать не может. Для несопряженных косозубых зацеплений профили не обязательно должны быть эвольвентными. Известным примером такой передачи яв-

ляется цилиндрическая косозубая передача Новикова с круговинтовыми зубьями [1]. К такому же типу зацеплений относятся зацепления роликов с круговинтовым профилем резьбы и винта и гаек с линейными профилями резьбы.

В отличие от зацепления Новикова зацепления в РВП более технологичны и мало чувствительны к изменению межосевого расстояния.

Ниже изложена методика расчета геометрических характеристик резьбы РВП [6].

### **3.1.1. Методика расчета геометрических характеристик резьбы РВП**

Для определения КПД, грузоподъемности и жесткости РВП необходимо знать геометрические характеристики резьбовых сопряжений. Геометрические характеристики РВП и несоосных передач освещены в работах [3, 4, 5, 6]. Аналогично эвольвентным зубчатым передачам начальными окружностями называются окружности сопряженных резьбовых деталей, обкатывающиеся друг по другу без скольжения. Точка касания начальных окружностей является полюсом  $P$ , т.е. мгновенным центром скоростей в относительном движении сопряженных резьбовых деталей. Основные окружности – это окружности, которых касается проекция общей нормали к сопряженным резьбовым поверхностям на торцевую плоскость в точке контакта.

Ниже применительно к РВП приведен расчет геометрических характеристик резьбовых сопряжений для частного, но широко используемого на практике случая. Из технологических соображений удобнее для винта, роликов и гаек задать углы профилей резьбы в нормальном сечении номинальными, задать радиус профиля резьбы ролика и средние радиусы и углы подъема резьбы в полюсных сопряжениях. Требуется определить координаты точки контакта резьбы во внеполюсном сопряжении.

В РВП сопряжения роликов с гайками обычно выполняются полюсными, а сопряжение роликов с винтом является внеполюсным.

Введем обозначения:

$r_{bi}$ ,  $r_{wi}$ ,  $r_{ki}$  – радиусы основной окружности, начальной окружности, точки контакта;

$\alpha_{ni}$ ,  $\alpha_{ti}$  – углы профиля резьбы в нормальном сечении и в торцевой плоскости;

угол зацепления  $\alpha_{wi}$  – это острый угол между проекцией нормали на торцевую плоскость и прямой, перпендикулярной к межосевой линии.

Эти величины связаны известными зависимостями [3, 6]:

$$\begin{aligned} r_{bi} &= pz_i / (2\pi \operatorname{tg} \gamma_i); \\ \cos \alpha_{wi} &= r_{bi} / r_{wi}; \\ \cos \alpha_{ti} &= r_{bi} / r_{ki}. \end{aligned} \quad (3.1)$$

В РВПСР в сопряжении ролика с гайкой точка контакта  $K$  совпадает с полюсом  $P$  и находится в плоскости, проходящей через оси ролика и гайки (рис. 3.1 а, б).

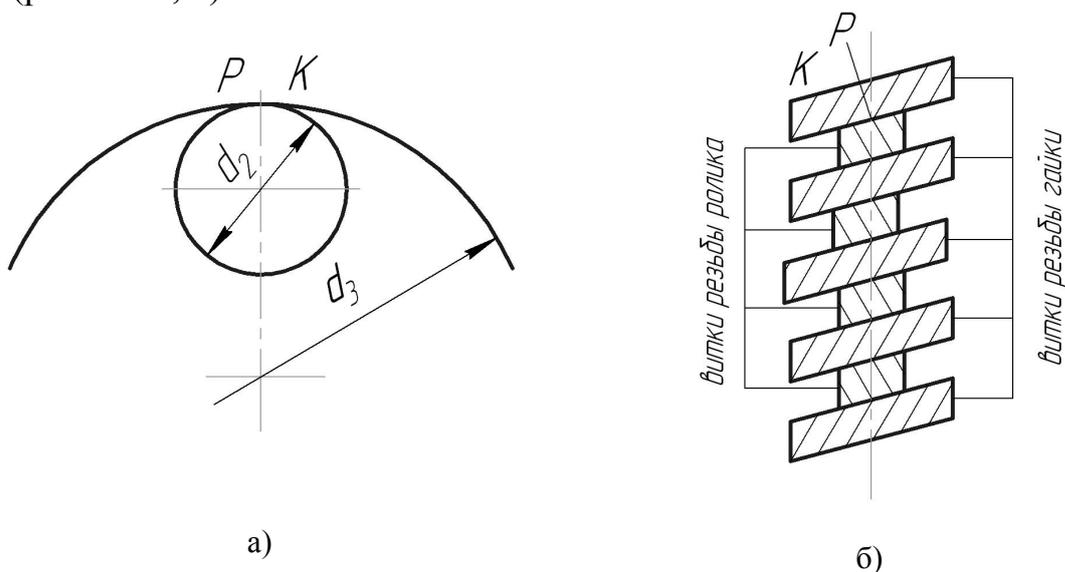


Рис. 3.1. Полюсное сопряжение ролика с гайкой:  
а – осевое сечение сопряжения; б – продольное сечение

В РВПСР в сопряжении ролика с винтом точки контакта  $K_1$  и  $K_2$  не совпадают с полюсом  $P$  и смещены относительно плоскости, проходящей через оси ролика и винта (рис. 3.2 а, б).

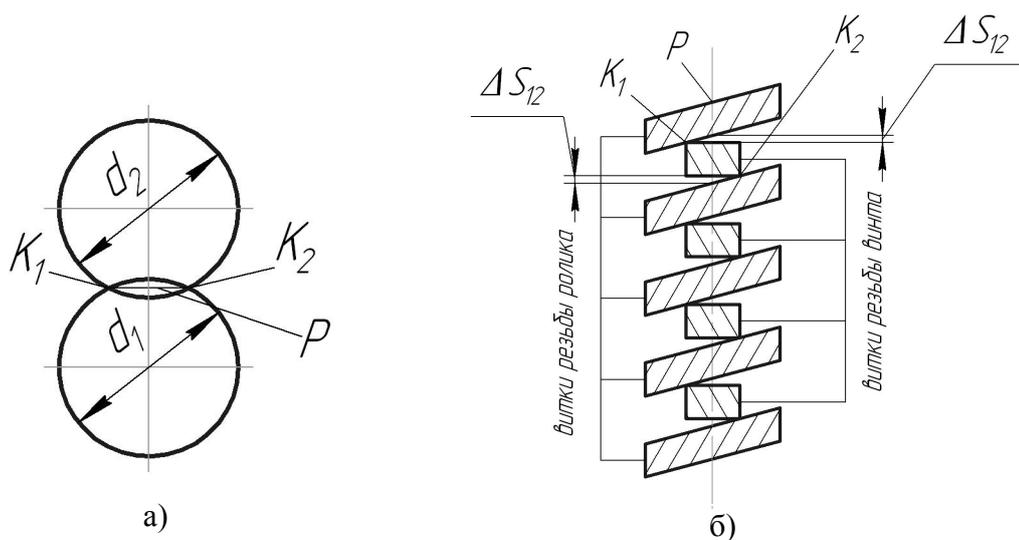


Рис. 3.2. Внеполюсное сопряжение ролика с винтом:  
а – осевое сечение сопряжения; б – продольное сечение сопряжения

Согласно основной теореме зацепления [1] признаком искомой точки контакта является совпадение нормалей к резьбовым поверхностям ролика и винта, т.е. равенство  $\gamma_2 = \gamma_1$ ,

где  $\gamma_2, \gamma_1$  – углы между нормальными к резьбовым поверхностям в точке контакта и осью винта или

$$\cos \alpha_{nk2} \cos \lambda_{k2} = \cos \alpha_{n1} \cos \lambda_{k1}, \quad (3.2)$$

где  $\alpha_{nk2}, \alpha_{n1}$  – углы профилей резьб ролика и винта в нормальном сечении в точке контакта;  $\lambda_{k2}, \lambda_{k1}$  – углы подъема резьб ролика и винта в точке контакта.

Решение последнего уравнения (3.2) можно выполнить численным методом, организовав два цикла расчетов на ЭВМ: внешний и внутренний. Во внешнем цикле дискретно изменяется радиус точки контакта на ролике

$$r_{k2} = d_2 / 2 + \Delta r_{k2},$$

и определяются угол подъема резьбы  $\lambda_{k2}$  и угол профиля  $\alpha_{nk2}$  (рис. 3.3):

$$\alpha_{nk2} = \arcsin[(R \sin \alpha_{n2} + \Delta r_{k2} \cos \lambda_{k2}) / R], \quad (3.3)$$

а на их основании левая часть равенства (3.2). Во внутреннем цикле дискретно изменяется радиус точки контакта на винте, определяется угол  $\lambda_{k1}$  при заданном  $\alpha_{n1}$ , а на их основании – правая часть равенства (3.2). Выход из циклов с получением искомых значений  $\alpha_{nk2}, \lambda_{k2}, \lambda_{k1}, r_{k2}, r_{k1}$  осуществляется при разности левой и правой частей равенства (3.2), не более малой допустимой величины  $\epsilon$ .

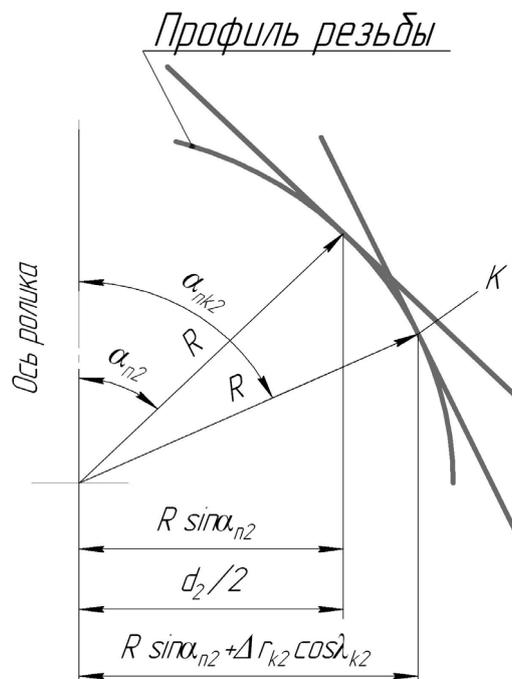


Рис. 3.3. Параметры профиля круговинтовой резьбы ролика в нормальном сечении

После этого определяются величины (рис. 3.4):

$$r_{b1} = pz_1 / (2\pi \operatorname{tg}\gamma_2); \quad (3.4)$$

$$r_{b2} = pz_2 / (2\pi \operatorname{tg}\gamma_2); \quad (3.5)$$

$$\alpha_{t1} = \arccos(r_{b1} / r_{k1}); \quad (3.6)$$

$$\alpha_{t2} = \arccos(r_{b2} / r_{k2}). \quad (3.7)$$

На основании полученных величин определяется расстояние между осями винта и ролика (рис. 3.4):

$$a_w = \sqrt{r_{k1}^2 + r_{k2}^2 - 2r_{k1}r_{k2} \cos(\alpha_{t1} + \alpha_{t2})}. \quad (3.8)$$

На рис. 3.4 показана проекция нормали на торцевую плоскость  $n-n$ , образующая с межосевой линией  $O_1O_2$  угол  $\theta_{12}$ .

$$\theta_{12} = \arcsin\left(\frac{r_{b1} - r_{b2}}{a_w}\right). \quad (3.9)$$

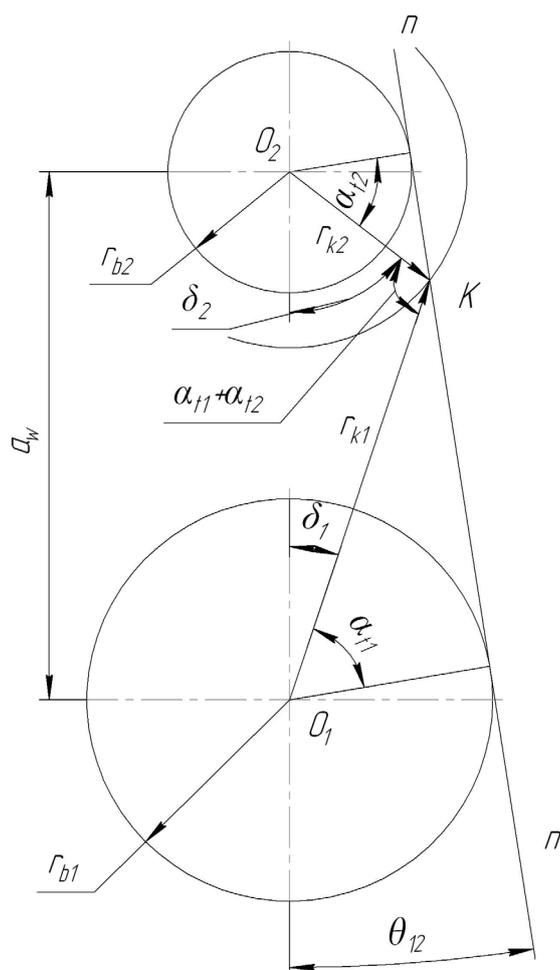


Рис. 3.4. Расположение точки контакта резьб винта и ролика в проекции на торцевую плоскость

Из рис. 3.4 следует, можно определить полярные углы точки контакта

$$\delta_1 = \frac{\pi}{2} - \theta_{12} - \alpha_{t1}; \quad (3.10)$$

$$\delta_2 = \frac{\pi}{2} + \theta_{12} - \alpha_{t2}. \quad (3.11)$$

При таком внеполюсном сопряжении ролика и винта сумма осевых смещений винтовых линий ролика и винта при их ходе от осевой плоскости, проходящей через полюс до точки контакта (см. рис. 3.2), определяется

$$\Delta s_{12} = |p(z_1\delta_1 + z_2\delta_2)|/(2\pi), \quad (3.12)$$

где  $p$  – шаг резьбы;  $z_1$  и  $z_2$  – числа заходов резьб винта и ролика (со знаком «+» при правой резьбе, «-» – при левой резьбе).

Необходимое для свинчивания резьб уменьшение толщины витка винта равно  $2\Delta s_{12}$ , средний диаметр резьбы винта

$$d_2 = 2r_{k1} - 2\Delta s_{12}\text{ctg}\alpha. \quad (3.13)$$

### 3.1.2. Методика расчета геометрических характеристик резьбы РВПЗК

Для РВПЗК сопряжения роликов с винтом и опорными гайками обычно выполняются полюсными, а сопряжение роликов с ходовой гайкой является внеполюсным.

В РВПЗК в сопряжении ролика с винтом точка контакта совпадает с полюсом и находится в плоскости, проходящей через оси ролика и винта (рис. 3.5 а, б).

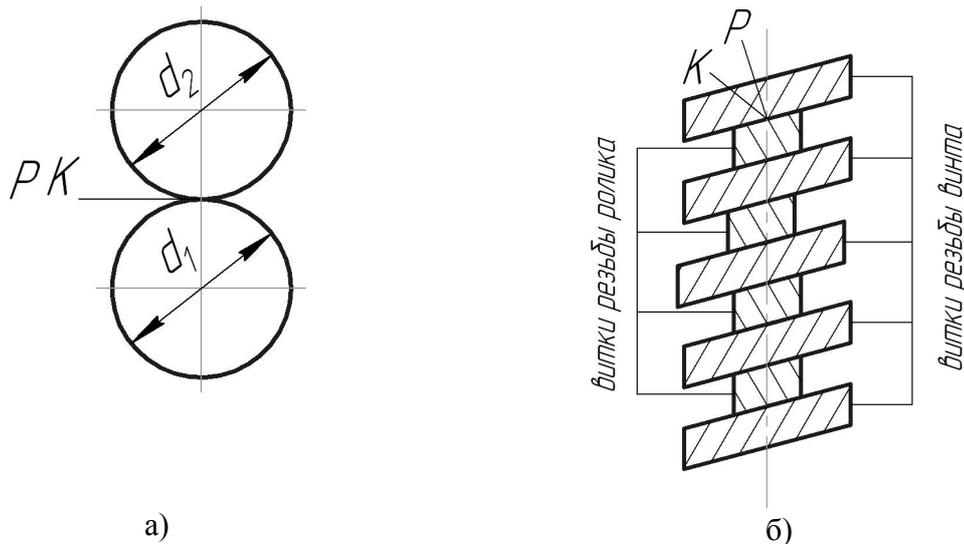


Рис. 3.5. Полюсное сопряжение ролика с винтом: а – осевое сечение сопряжения; б – продольное сечение сопряжения

В РВПЗК в сопряжении ролика с опорной гайкой сопряжение полюсное (см. рис. 3.1, а, б), а в сопряжении ролика с ходовой гайкой точка контакта не совпадает с полюсом и смещается относительно плоскости, проходящей через оси ролика и винта (рис. 3.6 а, б).

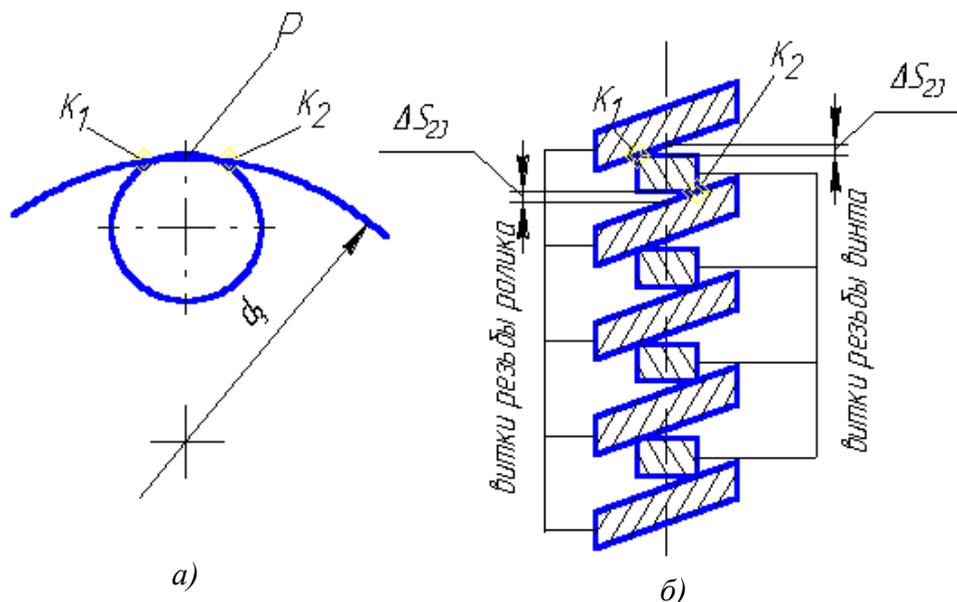


Рис. 3.6. Внеполюсное сопряжение ролика с ходовой гайкой:  
а – осевое сечение сопряжения; б – продольное сечение сопряжения

Признаком искомой точки контакта ролика с ходовой гайкой является совпадение нормалей к резьбовым поверхностям ходового участка ролика и ходовой гайки, т.е. равенство  $\gamma_2 = \gamma_3$ ,

$$\text{или } \cos \alpha_{nk2} \cos \lambda_{k2} = \cos \alpha_{n3} \cos \lambda_{k3}, \quad (3.14)$$

где  $\alpha_{nk2}, \alpha_{n3}$  – углы профилей резьб ролика и ходовой гайки в точке контакта;  $\lambda_{k2}, \lambda_{k3}$  – углы подъема резьб ролика и ходовой гайки в точке контакта.

Решение последнего уравнения (3.14) можно выполнить численным методом, организовав два цикла расчета на ЭВМ – внешний и внутренний. Во внешнем цикле дискретно изменяется радиус точки контакта на ролике

$$r_{k2} = d_2 / 2 + \Delta r_{k2}$$

и определяются угол подъема резьбы  $\lambda_{k2}$  и угол профиля (см. рис. 3.3)

$$\alpha_{nk2} = \arcsin[(R \sin \alpha_{n2} + \Delta r_{k2} \cos \lambda_{k2}) / R], \quad (3.15)$$

а на их основании левая часть равенства (3.14). Во внутреннем цикле дискретно изменяется радиус точки контакта на ходовой гайке, определяется угол  $\lambda_{k3}$  при заданном  $\alpha_{n3}$ , а на их основании – правая часть равенства (3.14). Выход из циклов с получением искомых значений  $\alpha_{nk2}, \lambda_{k2}, \lambda_{k3}, r_{k2}, r_{k3}$  осуществляется при разности левой и правой частей равенства (3.13), не более малой допустимой величины  $\epsilon$ .

После этого определяются величины (рис. 3.7):

$$r_{b2} = pz_2 / (2\pi \operatorname{tg}\gamma_2); \quad (3.16)$$

$$r_{b3} = pz_3 / (2\pi \operatorname{tg}\gamma_2); \quad (3.17)$$

$$\alpha_{t2} = \arccos(r_{b2} / r_{k2}); \quad (3.18)$$

$$\alpha_{t3} = \arccos(r_{b3} / r_{k3}). \quad (3.19)$$

На основании полученных величин определяется расстояние между осями ролика и гайки (рис. 7):

$$a_w = \sqrt{r_{k2}^2 + r_{k3}^2 - 2r_{k2}r_{k3} \cos(\alpha_{t3} - \alpha_{t2})}. \quad (3.20)$$

На рис. 3.7 показана проекция нормали на торцевую плоскость  $n-n$ , образующая с межосевой линией  $O_2O_3$  угол  $\theta_{23}$ .

$$\theta_{23} = \arcsin\left(\frac{r_{b3} - r_{b2}}{a_w}\right). \quad (3.21)$$

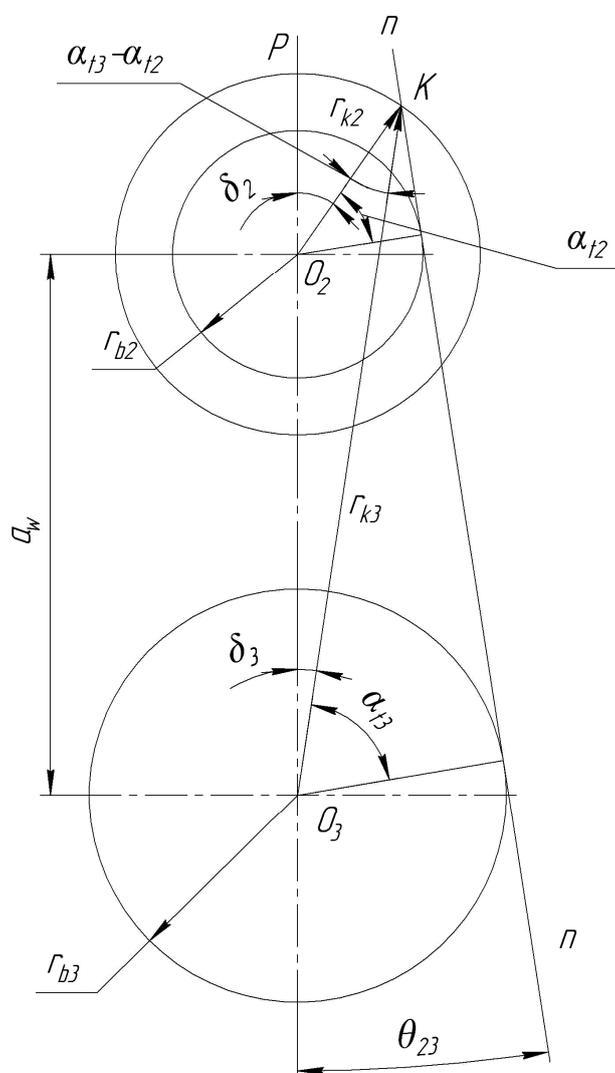


Рис. 3.7. Положение точки контакта  
резьб ролика и ходовой гайки в проекции  
на торцевую плоскость

Из рис. 3.7 находим полярные углы точки контакта

$$\delta_2 = \frac{\pi}{2} - \theta_{23} - \alpha_{t2}; \quad (3.22)$$

$$\delta_3 = \frac{\pi}{2} - \theta_{23} - \alpha_{t3}. \quad (3.23)$$

При таком внеполюсном сопряжении ролика и ходовой гайки разность осевых смещений винтовых линий ролика и ходовой гайки при их ходе от осевой плоскости, проходящей через полюс, до точки контакта (рис. 3.6) находится как

$$\Delta s_{23} = p|(z_2\delta_2 - z_3\delta_3)|/(2\pi), \quad (3.24)$$

где  $p$  – шаг резьбы;  $z_1$  и  $z_2$  – числа заходов резьб ролика и ходовой гайки (со знаком).

Необходимое для свинчивания резьб уменьшение толщины витка гайки равно  $2\Delta s_{23}$ , средний диаметр резьбы ходовой гайки

$$d_3 = 2r_{k3} + 2\Delta s_{23} \operatorname{ctg} \alpha. \quad (3.25)$$

$PK$  является мгновенным радиусом проекции вектора скорости скольжения точки контакта ролика относительно ходовой гайки на торцевую плоскость (рис. 3.8). Проекция вектора скорости скольжения, а следовательно, и проекция силы трения на торцевую плоскость перпендикулярны мгновенному радиусу  $PK$ .

Величина мгновенного радиуса

$$PK = 2r_{k2} \sin(\delta_2 / 2). \quad (3.26)$$

Угол между проекцией вектора скорости скольжения и мгновенным радиусом

$$\xi = \pi / 2 - \delta_2 / 2. \quad (3.27)$$

Угол между проекциями на торцевую плоскость силы трения и нормали (рис. 3.8):

$$\varphi_T = \theta_{23} + \delta_2 / 2. \quad (3.28)$$

Угол между вектором скорости скольжения  $\overline{v}_{ск}$  и торцевой плоскостью (рис. 3.9) находим из выражения

$$\operatorname{tg} \psi_T = \frac{1 \operatorname{ctg} \gamma_{23}}{1 / \cos \varphi_T} = \operatorname{ctg} \gamma_{23} \cos \varphi_T,$$

или  $\psi_T = \operatorname{arctg}(\operatorname{ctg} \gamma_{23} \cos \varphi_T).$  (3.29)



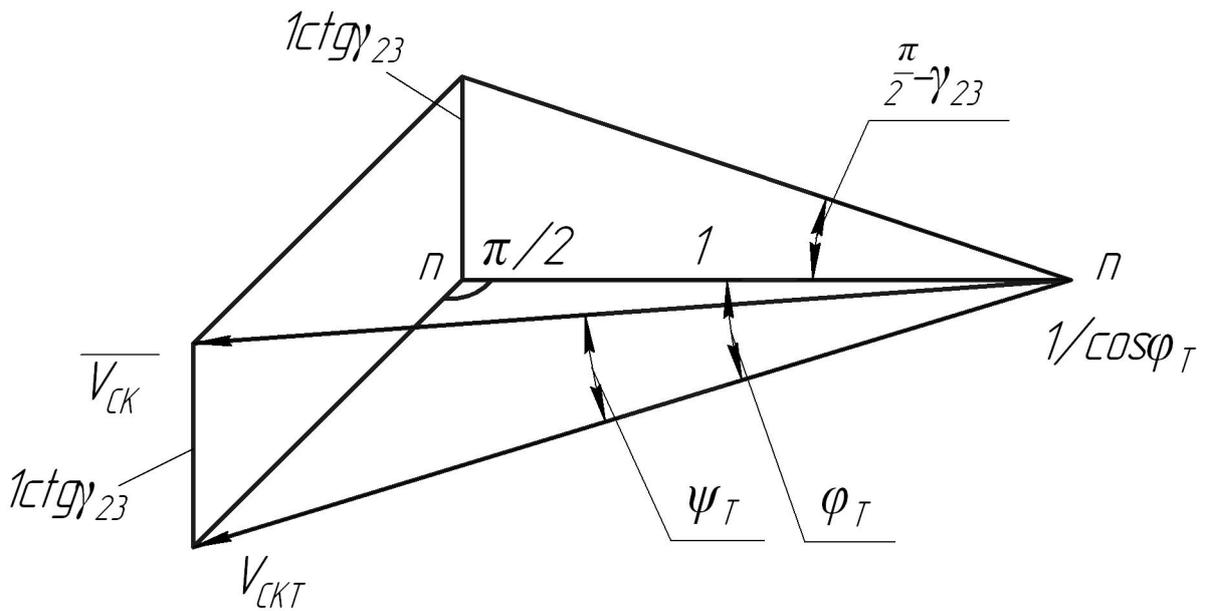


Рис. 3.9. Положение вектора скольжения точки контакта ролика относительно ходовой гайки

### 3.2. Коэффициент полезного действия РВПЗК

На рис. 3.10 представлена расчетная схема КПД для РВПЗК.

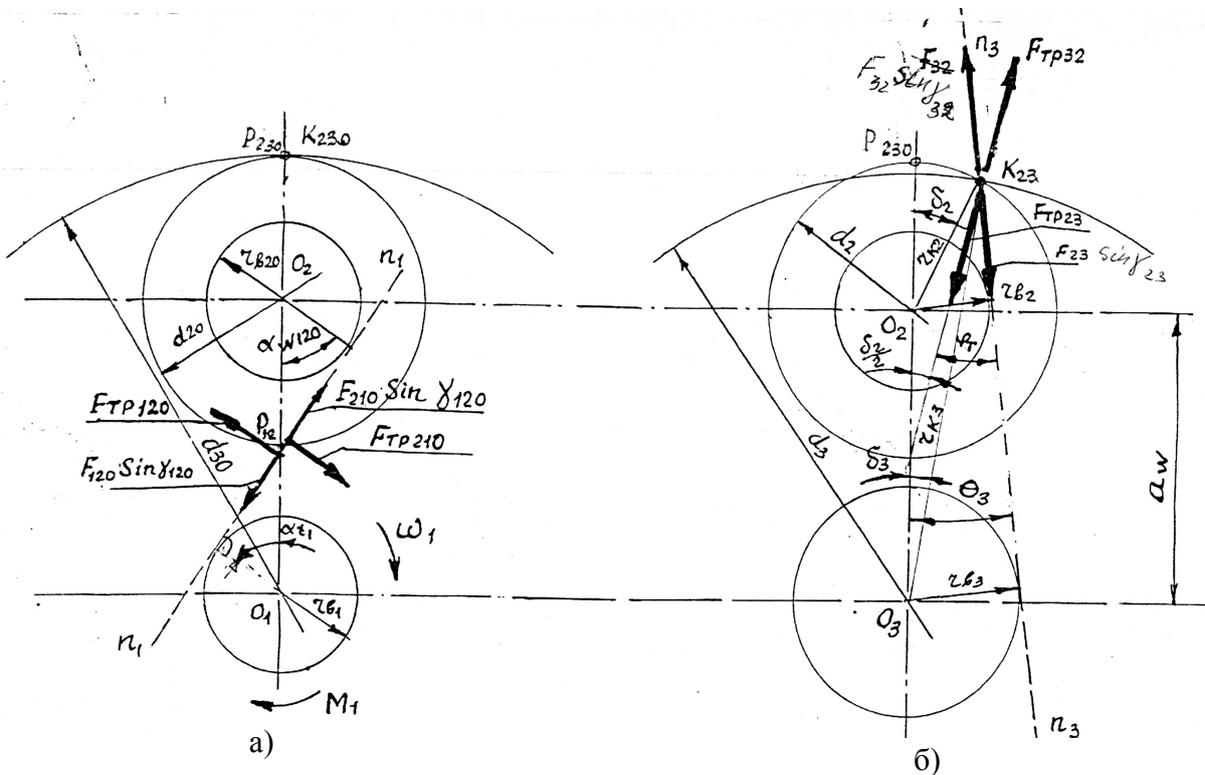


Рис. 3.10. Схема для расчета КПД для РВПЗК: а – действующие силы трения между винтом и роликами; б – действующие силы трения между роликами и гайкой

Обозначим:

$M_1$  – движущий крутящий момент на винте;

$P$  – осевая нагрузка на ходовой гайке;

$n_p$  – число роликов.

Нормальные силы в точках контактов (см. рис. 3.10):

$$F_{210} = F_{120},$$

$$F_{32} = F_{23}.$$

Силы трения на торцевой плоскости:

$$F_{\text{тр}120} = F_{\text{тр}210} = f_{120} F_{120} \cos\gamma_{120},$$

$$F_{\text{тр}23} = F_{\text{тр}32} = f_{23} F_{23} \cos\psi_T,$$

где  $f_{120}$ ,  $f_{23}$  – коэффициенты трения скольжения в резьбовых сопряжениях,  $\mu_{120}$ ,  $\mu_{210}$ ,  $\mu_{23}$  – коэффициенты трения качения в резьбовых сопряжениях.

Условие равновесия звеньев РВПЗК при установившемся движении:

$$M_1 = (F_{120} \sin\gamma_{120} r_{b1} + F_{\text{тр}120} r_{b1} \text{tg}\alpha_{\tau1} + \mu_{120} F_{120} \sin\gamma_{120}) n_p. \quad (3.30)$$

Условие равновесия сил, действующих на ролик, в проекции на ось ролика:

$$F_{230} \cos\gamma_{230} - f F_{230} \sin\gamma_{230} - F_{23} \cos\gamma_{23} + f F_{23} \sin\psi_T = 0, \quad (3.31)$$

$$\text{откуда следует } F_{230} = F_{23} \frac{\cos\gamma_{23} - f \sin\psi_T}{\cos\gamma_{230} - f \sin\gamma_{230}},$$

для ролика (равновесие моментов сил относительно полюса  $P_{230}$ )

$$\begin{aligned} & F_{210} \sin\gamma_{120} (r_{b20} + r_{k230} \cos\alpha_{w120}) + F_{\text{тр}210} (r_{b20} \text{tg}\alpha_{\tau20} + r_{k230} \sin\alpha_{w120}) + \\ & + \mu_{210} F_{210} \sin\gamma_{210} = \\ & = \mu_{230} F_{23} \frac{\cos\gamma_{23} - f \sin\psi_T}{\cos\gamma_{230} - f \sin\gamma_{230}} \sin\gamma_{230} + F_{23} \sin\gamma_{23} 2r_{k2} \sin(\delta_2/2) \cos\varphi_{T2} + \\ & + F_{\text{тр}23} 2r_{k2} \sin(\delta_2/2) + \mu_{23} F_{23} \sin\gamma_{23}. \end{aligned} \quad (3.32)$$

Для ходовой гайки (равновесие проекций сил на ось ходовой гайки)

$$(F_{32} \cos\gamma_{32} - f F_{32} \sin\psi_T) n_p = P. \quad (3.33)$$

Уравнения 3.30 – 3.33 можно представить в виде:

$$M_1 = F_{120} r_{b1} \sin\gamma_{120} (1 + k_{120}) n_p, \quad (3.34)$$

$$F_{210} r_{b20} \sin\gamma_{210} (1 + k_{210}) = F_{23} 2 r_{k2} \sin\gamma_{23} \sin(\delta_2/2) \cos\varphi_{T2} (1 + k_{23}), \quad (3.35)$$

$$F_{32} \cos\gamma_{32} (1 + k_{32}) n_p = P, \quad (3.36)$$

где

$$k_{120} = f_{120} \cos\gamma_{120} \text{tg}\alpha_{\tau1} / \sin\gamma_{120} + \mu_{120} / r_{b1}, \quad (3.37)$$

$$\begin{aligned} k_{210} = & \cos\alpha_{w120} / \cos\alpha_{w230} + f_{210} \cos\gamma_{210} (\text{tg}\alpha_{\tau20} + \sin\alpha_{w120} / \cos\alpha_{w230}) / \\ & \sin\gamma_{210} + \mu_{210} / r_{b20}, \end{aligned} \quad (3.38)$$

$$k_{23} = f_{23} \cos \psi_T / (\sin \gamma_{23} \cos \varphi_{T2}) + (\mu_{23} \sin \gamma_{23} + \mu_{230} \sin \gamma_{230} \frac{\cos \gamma_{23} - f \sin \psi_T}{\cos \gamma_{230} - f \sin \gamma_{230}}) / [2r_{k2} \sin \gamma_{23} \cos \varphi_{T2} \sin(\delta_2/2)], \quad (3.39)$$

$$k_{32} = -f_{32} \sin \psi_T / \cos \gamma_{32}. \quad (3.40)$$

Из уравнений 3.34 – 3.36 следуют условия работоспособности передачи:

$$k_{120} > -1; \quad k_{210} > -1; \quad k_{23} > -1; \quad k_{32} > -1.$$

Коэффициент полезного действия прямого хода передачи

$$\eta_{\text{п}} = PS / (M_1 2\pi). \quad (3.41)$$

Подставим в выражение (3.41) выражения (3.34) и (3.36):

$$\eta_{\text{п}} = F_{32} \cos \gamma_{32} (1 + k_{32}) S / [F_{120} r_{b1} \sin \gamma_{120} (1 + k_{120}) 2\pi]. \quad (3.42)$$

Поскольку  $F_{32}/F_{120} = F_{23}/F_{210}$ , то из выражения (3.35) находим

$$F_{32}/F_{120} = r_{b20} \sin \gamma_{210} (1 + k_{210}) / [2r_{k2} \sin \gamma_{23} \sin(\delta_2/2) \cos \varphi_{T2} (1 + k_{23})],$$

$$\text{отсюда } \eta_{\text{п}} = k_{\text{п}} S r_{b20} \cos \gamma_{32} / [4\pi r_{b1} r_{k2} \sin \gamma_{23} \sin(\delta_2/2) \cos \varphi_{T2}], \quad (3.43)$$

где  $k_{\text{п}} = (1 + k_{210}) (1 + k_{32}) / (1 + k_{120}) / (1 + k_{23})$ .

Аналогично определяется коэффициент полезного действия при обратном ходе передачи

$$\eta_{\text{о}} = k_{\text{о}} [4\pi r_{b1} r_{k2} \sin \gamma_{23} \sin(\delta_2/2) \cos \varphi_{T2}] / (S r_{b20} \cos \gamma_{32}), \quad (3.44)$$

где  $k_{\text{о}} = (1 + k_{120}) (1 + k_{23}) / (1 + k_{210}) / (1 + k_{32})$ ,

где  $k_{120} = -k_{120}$ ,  $k_{210} = 2 \cos \alpha_{w120} / \cos \alpha_{w230} - k_{210}$ ,  $k_{23} = -f$ ,

$$\cos \psi_T / (\sin \gamma_{23} \cos \varphi_{T2}) - (\mu_{23} \sin \gamma_{23} + \mu_{230} \sin \gamma_{230} \frac{\cos \gamma_{23} - f \sin \psi_T}{\cos \gamma_{230} - f \sin \gamma_{230}}) /$$

$$[2r_{k2} \sin \gamma_{23} \cos \varphi_{T2} \sin(\delta_2/2)], \quad k_{32} = -k_{32}.$$

Момент холостого хода передачи при осевой силе предварительного натяга гаек  $N$ :

$$M_{\text{хх}} = NS(1/\eta_{\text{п}} - \eta_{\text{о}}) / (2\pi). \quad (3.45)$$

### 3.3. Момент инерции

Момент инерции передачи определяется при вращающемся винте и поступательно перемещающейся гайке.

Если пренебречь влиянием роликов, то момент инерции РВП3Р или РВП3В, кг·м<sup>2</sup>,

$$J_{SR} \geq 7,66 \cdot 10^{-13} d_3^4 \left( \frac{k}{k+2} \right)^4 l_1,$$

где  $l_1$  – длина винта, мм;  $d_3$  – диаметр гайки, мм.

Момент инерции РВП3К с учетом длинных роликов, кг·м<sup>2</sup>,

$$J_{3K} \geq 7,66 \cdot 10^{-13} d_3^4 \frac{k^2(k^2 + 3n_p/4)}{(k+2)^4} l_1.$$

### 3.4. Грузоподъемность, долговечность и жесткость

#### 3.4.1. Определение статической и динамической грузоподъемности контактов резьбы и зависимости упругих сил от контактных деформаций

При круговой резьбе на ролике и линейчатой резьбе на винте и гайке начальные контакты резьб осуществляются в точках. С увеличением нагрузки пятно контакта растет. При больших нагрузках пятно контакта может выходить на кромку резьбы.

Для РВП3Р предельные размеры (мм) контакта поперек витка резьбы в сопряжении «винт – ролик» (внеполюсное сопряжение):

$$l_{w1} = \frac{0,5[P(1 - um) \operatorname{ctg} \alpha - ZAZ - 0,5TS_w - UMDW] - R_{pk}}{\sin \alpha}, \quad (3.46)$$

а в сопряжении «ролик – гайка» (полюсное сопряжение)

$$l_{w3} = \frac{0,5P(1 - um) \operatorname{ctg} \alpha - R_{pk}}{\sin \alpha}.$$

Для РВП3К предельные размеры (мм) контакта поперек витка резьбы в сопряжении «винт – ролик» (полюсное сопряжение):

$$l_{w1} = \frac{0,5P(1 - um) \operatorname{ctg} \alpha - R_{pk}}{\sin \alpha},$$

а в сопряжении «ролик – гайка» (внеполюсное сопряжение):

$$l_{w3} = \frac{0,5[P(1 - um) \operatorname{ctg} \alpha - ZAZ - 0,5TS_w - UWDG] - R_{pk}}{\sin \alpha}, \quad (3.47)$$

где  $P$  – шаг резьбы;  $um$  – коэффициент уменьшения теоретической высоты профиля резьбы;  $R_{pk}$  – радиальное смещение ролика в точке контакта относительно номинального положения, мм;  $ZAZ$  – минимальный гарантированный зазор в передаче, мм;  $TS_w$  – допуск на зазор в передаче при вероятностном методе расчета, мм;  $UMDW$  – диаметральная компенсация (уменьшение среднего диаметра резьбы винта) при внеполюсном сопряжении винта и ролика РВПК;  $UWDG$  – диаметральная компенсация (увеличение среднего диаметра резьбы ходовой гайки) при внеполюсном сопряжении ходовой гайки и ролика РВПД.

На основании известных выражений [17] можно установить связь между величиной большой оси эллипса деформации (мм), расположенной поперек витка в сопряжении «винт – ролик», и контактной деформацией  $\delta_{1T}$ :

$$2a_1 = 2\mu_1 \sqrt{\frac{2\delta_{1T}}{(2K/\pi\mu)_1 \sum K_1}}, \quad (3.48)$$

а также между величиной малой оси эллипса деформации (мм), расположенной поперек витка в сопряжении «ролик – гайка», и контактной деформацией  $\delta_{3T}$ :

$$2b_3 = 2\nu_3 \sqrt{\frac{2\delta_{3T}}{(2K/\pi\mu)_3 \sum K_3}}, \quad (3.49)$$

где  $\mu_1, \nu_3, \left(\frac{2K}{\pi\mu}\right)_1, \left(\frac{2K}{\pi\mu}\right)_3$  – величины, зависящие от разности главных кривизн сопряженных поверхностей  $\cos \tau_i$  [17];  $\sum K_1, \sum K_3$  – суммы главных кривизн сопряженных поверхностей,  $\text{мм}^{-1}$ .

Сумма главных кривизн сопряженных поверхностей [17]:

$$\sum K_i = K_{iI} + K_{iII} + K_{2I} + K_{2II}, \quad (3.50)$$

разность главных кривизн

$$\cos \tau_i = \frac{(K_{iI} - K_{iII}) + (K_{2I} - K_{2II})}{\sum K_i}. \quad (3.51)$$

В формулах 3.50 – 3.57 индексы обозначают: 1 – винт, 2 – ролик, 3 – гайка; I – плоскость, нормальная к винтовой линии в точке контакта; II – плоскость, перпендикулярная к нормальной и соприкасающейся плоскостям,  $i = 1, 3$ .

Примем круговинтовой профиль с радиусом кривизны в нормальной плоскости  $R_w$  для резьбы ролика и линейчатые профили для резьб винта и гайки.

При малых углах подъема сопряженных резьб для упрощения расчета можно приближенно принять

$$\lambda_1 \approx \lambda_2 \approx \lambda_3 \approx 0, \text{ т.е. } \cos^2 \lambda_1 \approx \cos^2 \lambda_2 \approx \cos^2 \lambda_3 \approx 1.$$

Тогда в сопряжении «винт – ролик» главные кривизны для винта:

$$K_{1I} = 0, \quad (3.52)$$

$$K_{1II} = \frac{2 \sin \alpha}{d_1}, \quad (3.53)$$

а для ролика в сопряжении с винтом

$$K_{2I} = \frac{1}{R_w}, \quad (3.54)$$

где  $R_w$  – радиус кривизны круговинтовой резьбы ролика в нормальном сечении.

$$K_{2II} = \frac{2 \sin \alpha}{d_2}. \quad (3.55)$$

В сопряжении «ролик – гайка» для ролика главные кривизны  $K_{2I}$  и  $K_{2II}$  определяются по формулам (3.54, 3.55), а для гайки

$$K_{3I} = 0, \quad (3.56)$$

$$K_{3II} = \frac{2 \sin \alpha}{d_3}. \quad (3.57)$$

Введем обозначение

$$K_n = \frac{1}{R_w} \bigg/ \frac{2 \sin \alpha}{d_2} = \frac{d_2}{2R_w \sin \alpha}. \quad (3.58)$$

С учетом выражений (3.52...3.58) определим суммы и разности главных кривизн:

$$\sum K_1 = \frac{2 \sin \alpha}{d_2} \left( K_n + 1 + \frac{d_2}{d_1} \right), \quad (3.59)$$

$$\sum K_3 = \frac{2 \sin \alpha}{d_2} \left( K_n + 1 - \frac{d_2}{d_3} \right), \quad (3.60)$$

$$\cos \tau_1 = \frac{K_n - 1 - \frac{d_2}{d_1}}{K_n + 1 + \frac{d_2}{d_1}}, \quad (3.61)$$

$$\cos \tau_3 = \frac{K_n - 1 + \frac{d_2}{d_3}}{K_n + 1 - \frac{d_2}{d_3}}. \quad (3.62)$$

Полученные значения сумм и разностей главных кривизн позволяют из формул (3.48) и (3.49) найти величины осей эллипсов деформаций  $2a_1$  и  $2b_3$ .

Условие выхода пятна контакта на кромку резьбы в сопряжении «винт – ролик»  $2a_1 > l_{w1}$ , а условие выхода пятна контакта на кромку резьбы в сопряжении «ролик – гайка»  $2b_3 > l_{w3}$ .

Отсюда величина контактной деформации (мм) при выходе пятна на кромку резьбы в сопряжении «винт – ролик»

$$\delta_{1TKP} = \frac{l_{w1}^2 \left( \frac{2K}{\pi\mu} \right)_1 \sum K_1}{8\mu_1^2}, \quad (3.63)$$

в сопряжении «ролик – гайка»

$$\delta_{3TKP} = \frac{l_{w3}^2 \left( \frac{2K}{\pi\mu} \right)_3 \sum K_3}{8\mu_3^2}. \quad (3.64)$$

Если пятна контактов не выходят за кромку резьбы ( $\delta_1 < \delta_{1TKP}$  и  $\delta_3 < \delta_{3TKP}$ ), то нормальные упругие силы (Н) в сопряжениях ролика с винтом и гайкой определяются по известной зависимости для точечного контакта

$$F_1 = F_{1T} = \left[ \frac{\delta_1}{0,28 \cdot 10^{-3} \left( \frac{2K}{\pi\mu} \right)_1 (\sum K_1)^{1/3}} \right]^{3/2}, \quad (3.65)$$

$$F_3 = F_{3T} = \left[ \frac{\delta_3}{0,28 \cdot 10^{-3} \left( \frac{2K}{\pi\mu} \right)_3 (\sum K_3)^{1/3}} \right]^{3/2}. \quad (3.66)$$

Эти упругие силы не должны превышать статическую грузоподъемность при точечных контактах:

$$F_{1T} \leq C_{01T}, \quad (3.67)$$

$$F_{3T} \leq C_{03T}. \quad (3.68)$$

Методику расчета статической и динамической грузоподъемности роликовинтовых передач при  $\delta_1 < \delta_{1TKP}$  и  $\delta_3 < \delta_{3TKP}$  можно свести к методике расчета статической и динамической грузоподъемности многорядных упорных шариковых подшипников.

Статическая грузоподъемность передачи  $C_0$  при точечном контакте по аналогии со статической грузоподъемностью шариковых подшипников принимается равной нагрузке, которая вызывает остаточную деформацию в 0,0001 расчетного диаметра тела качения у наиболее нагруженного тела качения и в месте наиболее слабого контакта тела качения с дорожкой качения винта или гаек. Остаточная деформация (мм) при точечном контакте тел с твердостью поверхности 63,5...65,5 HRC определяется по известной формуле Пальмгрена [33]:

$$\delta_0 = 1,3 \cdot 10^{-7} \frac{F_{iT}^2}{D_w} (K_{iI} + K_{2I})(K_{iII} + K_{2II}), \quad (3.69)$$

где  $F_{iT}$  – нормальная нагрузка на поверхности контакта, Н;  $D_w$  – расчетный диаметр тела качения, мм;  $(K_{iI} + K_{2I})$  и  $(K_{iII} + K_{2II})$  – суммы главных кривизн в точке контакта,  $\text{мм}^{-1}$ .

Расчетный диаметр тела качения примем

$$D_w = \frac{d_2}{\sin \alpha}. \quad (3.70)$$

Допускаемое значение остаточной деформации

$$\delta_0 = 0,0001D_w = \frac{0,0001d_2}{\sin \alpha}.$$

Тогда из выражения (3.69) при полюсном сопряжении резьб, т.е. при  $\lambda_1 = -\lambda_{2K}$  или  $\lambda_3 = \lambda_{2K}$ , получим допускаемые нагрузки (Н) в точке контакта ролика с винтом

$$C_{01T} = 13,87K_{T01}D_w^2 \sqrt{\frac{K_1}{(K_1 + 1)K_n}}, \quad (3.71)$$

а в точке контакта сопряжения ролика с гайкой

$$C_{03T} = 13,87K_{T03}D_w^2 \sqrt{\frac{K_3}{(K_3 - 1)K_n}}, \quad (3.72)$$

где  $K_1 = \frac{d_1}{d_2}$ ,  $K_3 = \frac{d_3}{d_2}$ .

Коэффициенты  $K_{T0i}$  ( $i=1,3$ ) учитывают влияние твердости поверхностей на статическую грузоподъемность

$$K_{T0i} = \frac{HV_i}{800} \leq 1, \quad (3.73)$$

где HV – твердость поверхности резьбы по Виккерсу [35].

Динамическая грузоподъемность при точечном контакте тел – это величина нормальной нагрузки, которую выдерживает поверхность с вероятностью 90 % в течение 1 млн циклов до появления признаков усталости материала.

Динамическая грузоподъемность (Н) при точечном контакте тел с твердостью поверхности 60 HRC определяется по известным зависимостям [17, 33, 34].

В роликвинтовой передаче при  $D_w \leq 25,4$  мм

$$C_{1(3)} = 83K_d \frac{(1 \pm \gamma)^{1,39}}{(1 \pm \gamma)^{1/3}} \left( \frac{\gamma}{\sin \alpha} \right)^{0,3} D_w^{1,8} n_p^{-1/3}, \quad (3.74)$$

$$\text{где } K_d = \left( \frac{2R_w}{D_w} \frac{r}{r - R_w} \right)^{0,41}, \quad (3.75)$$

а при  $D_w > 25,4$  мм

$$C_{1(3)} = 303K_d \frac{(1 \mp \gamma)^{1,39}}{(1 \pm \gamma)^{1/3}} \left( \frac{\gamma}{\sin \alpha} \right)^{0,3} D_w^{1,4} n_p^{-1/3}. \quad (3.76)$$

Для роликовой передачи радиусы контуров дорожек качения  $r_1 = \infty$ ,  $r_3 = \infty$ ,  $d_{m0} = d_1 + d_2$ ,  $\gamma = \frac{D_w \sin \alpha}{d_{m0}}$ ,  $n_p$  – число роликов,  $i_1$  и  $i_3$  – числа витков резьбы ролика и гайки.

В формулах (3.74) и (3.76) верхние знаки относятся к сопряжению ролика с винтом, а нижние – к сопряжению ролика с гайкой.  $K_d = 1$  для полюсного резьбового сопряжения и  $K_d = 0,8$  – для внеполюсного резьбового сопряжения (влияние износа).

В случае пониженной твердости поверхности резьбы снижение долговечности учитывается умножением правых частей выражений (3.74) и (3.76) на коэффициент

$$K_{T1(3)} = \left[ \frac{HRC_{1(3)}}{58} \right]^{3,6} \leq 1. \quad (3.77)$$

По аналогии с методикой расчета подшипников влияние величины угла контакта на работоспособность передачи корректируется умножением грузоподъемности на коэффициент

$$K_\alpha = 1 - 0,33 \cos \alpha. \quad (3.78)$$

В окончательном виде динамическая грузоподъемность точечного контакта в роликовых передачах при  $D_w \leq 25,4$  мм

$$C_{1(3)T} = 83K_d \frac{(1 \mp \gamma)^{1,39}}{(1 \pm \gamma)^{1/3}} \left( \frac{\gamma}{\sin \alpha} \right)^{0,3} D_w^{1,8} n_p^{-1/3}, \quad (3.79)$$

где  $K_d = K_{T1(3)} K_\alpha K_n^{-0,41}$ ;

при  $D_w \geq 25,4$  мм

$$C_{1(3)T} = 303K_d \frac{(1 \mp \gamma)^{1,39}}{(1 \pm \gamma)^{1/3}} \left( \frac{\gamma}{\sin \alpha} \right)^{0,3} D_w^{1,4} n_p^{-1/3}. \quad (3.80)$$

Если пятна контактов выходят за кромки резьбы ( $\delta_1 > \delta_{1TP}$  или

$\delta_3 > \delta_{3Tp}$ ), то нормальные упругие силы (Н) в сопряжениях ролика с винтом и гайкой можно определять по известной зависимости для линейного контакта [17, 33, 34]:

$$F_1 = F_{1Л} = F_{1Tp} + \left( \frac{\delta_1 - \delta_{1Tp}}{4,05 \cdot 10^{-5} l_{w1}^{-0,85}} \right)^{1/0,925}, \quad (3.81)$$

$$F_3 = F_{3Л} = F_{3Tp} + \left( \frac{\delta_3 - \delta_{3Tp}}{4,05 \cdot 10^{-5} l_{w3}^{-0,85}} \right)^{1/0,925}, \quad (3.82)$$

где  $F_{1Tp}$ ,  $F_{3Tp}$  – это нормальные упругие силы при контактных деформациях, равных соответственно  $\delta_{1Tp}$  и  $\delta_{3Tp}$ .

Упругие силы не должны превышать статическую грузоподъемность при линейных контактах:

$$\begin{aligned} F_{1Л} &\leq C_{01Л}, \\ F_{3Л} &\leq C_{03Л}. \end{aligned} \quad (3.83)$$

Методику расчета статической и динамической грузоподъемности роликовинтовых передач при  $\delta_1 > \delta_{1Tp}$  и  $\delta_3 > \delta_{3Tp}$  можно свести к методике расчета статической и динамической грузоподъемности роликовых подшипников [17, 33, 34].

Статическая грузоподъемность (Н) линейного контакта в сопряжении «винт – ролик»

$$C_{01Л} = 98,1 K_{T01} D_w l_{w1} \sqrt{\frac{K_1}{K_1 + 1}}, \quad (3.84)$$

а в сопряжении «ролик – гайка»

$$C_{03Л} = 98,1 K_{T03} D_w l_{w3} \sqrt{\frac{K_3}{K_3 + 1}}. \quad (3.85)$$

Динамическая грузоподъемность (Н) линейного контакта в сопряжении «винт – ролик»:

$$C_{1Л} = 165 K_{T1} K_\alpha \frac{(1-\gamma)^{29/27}}{(1+\gamma)^{1/4}} \left( \frac{\gamma}{\sin \alpha} \right)^{2/9} D_W^{29/27} l_{W1}^{7/9} n_p^{-1/4}, \quad (3.86)$$

в сопряжении «ролик – гайка»

$$C_{3Л} = 165 K_{T3} K_\alpha \frac{(1+\gamma)^{29/27}}{(1-\gamma)^{1/4}} \left( \frac{\gamma}{\sin \alpha} \right)^{2/9} D_W^{29/27} l_{W3}^{7/9} n_p^{-1/4}. \quad (3.87)$$

Долговечность  $I$ -го контакта в сопряжении винта с роликом

при  $\delta_{1T} \leq \delta_{1TP}$  для левого и правого профиля винта соответственно

$$L_{1LI} = \left( \frac{C_{1T}}{F_{1LI}} \right)^3, \quad L_{1PI} = \left( \frac{C_{1T}}{F_{1PI}} \right)^3,$$

при  $\delta_{1T} > \delta_{1TP}$  соответственно

$$L_{1LI} = \left( \frac{C_{1L}}{F_{1LI}} \right)^{10/3}, \quad L_{1PI} = \left( \frac{C_{1L}}{F_{1PI}} \right)^{10/3}.$$

Долговечность I-го контакта в сопряжении  $L$ -й гайки с роликом при  $\delta_{3T} \leq \delta_{3TP}$  для 1-й и 2-й полу гаек соответственно

$$L_{31LI} = \left( \frac{C_{3T}}{F_{31LI}} \right)^3, \quad L_{32LI} = \left( \frac{C_{3T}}{F_{32LI}} \right)^3,$$

а при  $\delta_{3T} > \delta_{3TP}$

$$L_{31LI} = \left( \frac{C_{3L}}{F_{31LI}} \right)^{10/3}, \quad L_{32LI} = \left( \frac{C_{3L}}{F_{32LI}} \right)^{10/3}.$$

В вышеприведенном выражении  $C$  с соответствующими индексами – динамическая грузоподъемность точек (линий) контакта,  $F$  с соответствующими индексами – силы упругих деформаций в точках контактов.

Для определения долговечности всей передачи необходимо статистически объединить долговечности всех резьбовых сопряжений в соответствии с законом перемножения вероятностей

$$L = \left( \sum_{I=1}^{IR} L_{1LI}^{-1,11} + \sum_{I=1}^{IR} L_{1PI}^{-1,11} + \sum_{I=1}^{IL} L_{31LI}^{-1,11} + \sum_{I=1}^{IL} L_{32LI}^{-1,11} \right)^{-0,9} \text{ млн об.},$$

где  $IR$  – число точек контактов (число витков резьбы) в сопряжениях ролика с винтом; где  $IL$  – число точек контактов (число витков резьбы) в сопряжении гайки с роликом.

### **3.4.2. Определение жесткости в точках контактов резьбы и жесткости тел винта, роликов и гаек**

Податливостью витков на изгиб при угле профиля резьбы  $\pi/2$  можно пренебречь по сравнению с контактной податливостью.

Как известно [1, 19], деформация (мм) в точке контакта под действием нормальной силы  $F_{iT}$ :

$$\delta_{iT} = 0,28 \cdot 10^{-3} \left( \frac{2K}{\pi\mu} \right)_i (F_{iT}^2 \sum K_i)^{1/3} \text{ мм.}$$

Выразим из этого уравнения величину нормальной силы (Н) при точечном контакте в виде

$$F_{iT} = c_{iT} \delta_{iT}^{3/2},$$

где коэффициент жесткости в точке контакта, Н/мм<sup>3/2</sup>,

$$C_{iT} = \left[ 0,28 \cdot 10^{-3} \left( \frac{2K}{\pi\mu} \right)_i (\sum K_i)^{1/3} \right]^{-3/2}.$$

Выразим из уравнений (3.81 – 3.87) величину нормальной силы (Н) при линейном контакте в виде

$$F_{iЛ} = F_{iTp} + C_{iЛ} (\delta_i - \delta_{iTp})^{1/0,925},$$

где коэффициент контактной жесткости

$$C_{iЛ} = (4,05 \cdot 10^{-5} l_{WL}^{-0,85})^{-1/0,925}.$$

Коэффициенты контактной жесткости  $C_{iT}$  и  $C_{iЛ}$  используются при определении распределения нагрузки в резьбовых сопряжениях.

Осевая податливость тела на длине одного шага резьбы для винта, мм/Н,

$$\delta_{01} = \frac{4P}{\pi d_1^2 E}; \text{ для ролика } \delta_{02} = \frac{4P}{\pi d_2^2 E}; \text{ для гайки } \delta_{03} = \frac{P}{\pi t_3 (d_3 + t_3 / 2) E},$$

где  $t_3$  – толщина гайки;  $E$  – модуль упругости (для стали  $E = 2 \cdot 10^5$ ).

### **3.4.3. Ориентировочная оценка статической грузоподъемности, долговечности и жесткости передачи**

Для ориентировочных оценок статической и динамической грузоподъемности и долговечности передач используются приближенные формулы. Для определения статической грузоподъемности используем формулы для линейного контакта.

Статическая грузоподъемность резьбового сопряжения «винт – ролик»

$$C_{012} = C_{01Л} n_p^k p n_0^i 12^k p 120^{\cos \alpha}.$$

Статическая грузоподъемность резьбового сопряжения «ролик – гайка»

$$C_{023} = C_{03Л} n_p^k p n_0^i 23^k p 230^{\cos \alpha}.$$

Статическая грузоподъемность резьбовых сопряжений передачи

$$C_0 = \min(C_{012}, C_{023}).$$

$i_{12}, i_{23}$  – число витков резьбы в сопряжениях ролика с винтом и гайкой.

$K_{pno}, K_{p120}, K_{p230}$  – коэффициенты распределения нагрузки по роликам и по точкам контактов резьбы в сопряжении ролика с винтом и гайками. Коэффициенты распределения представляют отношение средней величины упругих сил в контактах к максимальной величине упругой силы в контактах.

Для определения динамической грузоподъемности используем формулы для точечного контакта:

в резьбовом сопряжении «винт – ролик»

$$C_{12on} = C_{1T} n_p k_{pn} (i_{12} k_{p12})^{0,7} \cos \alpha,$$

в резьбовом сопряжении «ролик – опорная гайка»

$$C_{23on} = C_{3T} n_p k_{pn} (i_{23} k_{p23})^{0,7} \cos \alpha,$$

где  $K_{pn}, K_{p12}, K_{p23}$  – коэффициенты распределения нагрузки при действии внешней эквивалентной нагрузки.

Коэффициенты распределения нагрузки  $K_{pno}, K_{p120}, K_{p230}, K_{pn}, K_{p12}, K_{p23}$  можно задавать в зависимости от класса точности резьб, величины предварительного натяга гаек и внешней нагрузки на основании результатов математического моделирования или на основании экспериментальных данных.

В резьбовых сопряжениях «блока винта с роликами – опорная гайка»

$$C_{on} = C_{12on} \left[ 1 + \left( \frac{C_{12on}}{C_{23on}} \right)^{10/3} \right]^{-0,3}.$$

В резьбовом сопряжении «винт – ролик» при расчетах ходового сопряжения

$$C_{12ход} = C_{12on},$$

в резьбовом сопряжении «ролик – ходовая гайка» с учетом износа ходового сопряжения

$$C_{23ход} = K_{ум} C_{23on}.$$

В резьбовых сопряжениях «блока винта с роликами – ходовая гайка»

$$C_{\text{ход}} = C_{12\text{ход}} \left[ 1 + \left( \frac{C_{12\text{ход}}}{C_{23\text{ход}}} \right)^{10/3} \right]^{-0,3}.$$

Динамическая грузоподъемность передачи

$$C = C_{\text{ход}} \left[ 1 + \left( \frac{C_{\text{ход}}}{C_{\text{оп}}} \right)^{10/3} \right]^{-0,3}.$$

Долговечность передачи (млн об.):

$$L = \left( \frac{C}{F_{\text{ЭКВ}}} \right)^3,$$

где  $F_{\text{ЭКВ}}$  – внешняя эквивалентная нагрузка.

Для определения сил упругих деформаций в точках контактов сопряженных резьб разработаны и исследуются математические модели взаимодействия роликов с винтом и гайками, учитывающие упругие деформации в точках контактов, влияние геометрических погрешностей сопряженных резьб, возможность выхода пятна контакта на кромку резьбы и возможность раскрытия стыков (появление зазоров в сопряжениях резьб). Такие модели представляют собой многократно статически неопределимые системы. Они описываются системами нелинейных уравнений, решаемых итерационными методами.

Ниже приводятся методики расчета сил упругих деформаций в точках контактов на основе плоской и пространственной моделей передачи.

#### ***3.4.4. Методика расчета сил в зависимости от упругих деформаций в точках контактов резьбовых сопряжений на основе плоской модели передачи***

Ниже изложена разработанная автором упрощенная методика проектирования, основанная на плоской модели передачи (рис. 3.11).

При малых углах подъема резьбы влиянием окружающих составляющих сил в точках контактов можно пренебречь. Рассмотрим силы, действующие в сопряжениях резьбового ролика с винтом и гайкой в плоскости, проходящей через оси ролика и винта.

За начало отсчета положения ролика и гаек принимаем неподвижную систему  $OXY$ , жестко связанную с осью винта.

Обобщенные координаты плоской расчетной схемы:

$P$  – смещение центра левого торца ролика относительно винта вдоль оси  $X$ ;

$R$  – смещение центра левого торца ролика относительно винта вдоль оси  $Y$ ;

$\psi$  – угол поворота ролика в плоскости, проходящей через оси ролика и винта;

$X_L$  – смещение  $L$ -й гайки вдоль оси  $X$ .

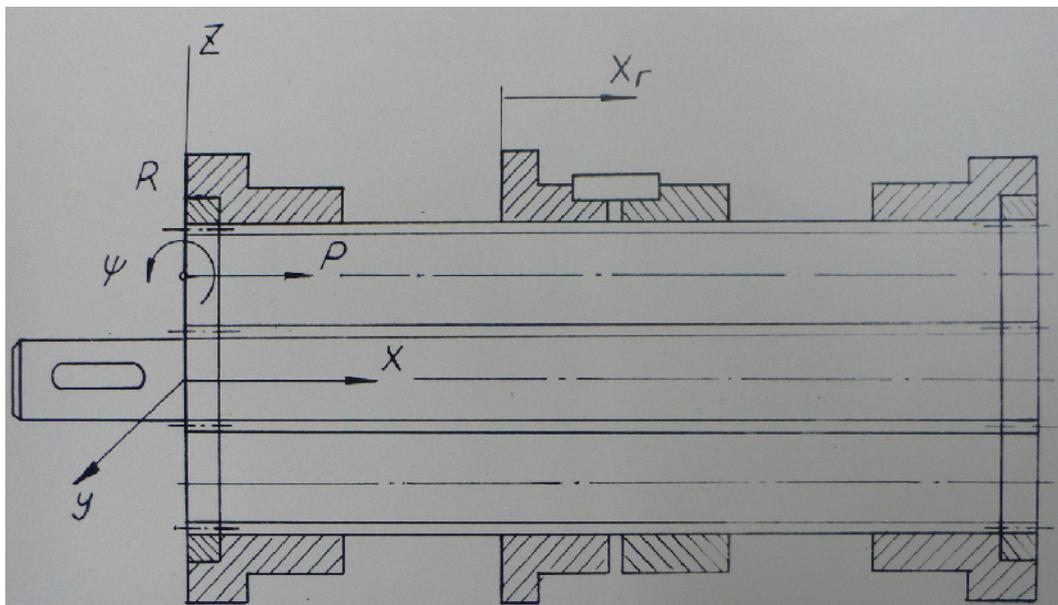


Рис. 3.11. Плоская модель РВПЗК

Обозначим:

$\Delta_L$  – половина величины натяга  $L$ -й гайки;

$PRL$ ,  $PRP$  – плечи упругих сил, действующих на левом и правом профилях резьб винта, относительно левого торца ролика;

$PR_{1L}$ ,  $PR_{2L}$  – плечи упругих сил, действующих на первую и вторую полугайки, относительно их левых торцов;

$FWL_I$ ,  $FWP_I$  – отклонение (погрешность) левого и правого профилей резьбы винта в  $I$ -й точке контакта с роликом;

$FRP_I$ ,  $FRL_I$  – отклонение (погрешность) правого и левого профилей резьбы ролика в  $I$ -й точке контакта с винтом;

$FG1_{1L}$ ,  $FG2_{1L}$  – отклонение (погрешность) соответственно левого и правого профилей резьб соответственно 1-й и 2-й полугаек  $L$ -й гайки в  $I$ -й точке контакта с роликом;

$def_{1I}$ ,  $def_{311L}$ ,  $def_{312L}$  – упругие деформации соответственно тел винта, 1-й и 2-й полугаек  $L$ -й гайки в  $I$ -х точках контакта с роликом;

$C1, C3_L$  – жесткости в точках контакта ролика соответственно с винтом и  $L$ -й гайкой;

$N$  – число роликов;

$IR$  – число точек контактов (число витков резьбы) в сопряжениях ролика с винтом;

$IL$  – число точек контактов (число витков резьбы) в сопряжении гайки с роликом;

$\delta_{1LI}, \delta_{1PI}$  – контактная деформация соответственно на левом и правом профилях винта в  $I$ -й точке контакта с роликом;

$\delta_{31LI}, \delta_{32LI}$  – контактные деформации соответственно на 1-й и 2-й полугайках  $L$ -й гайки в  $I$ -й точке контакта с роликом;

$F_{1PI}, F_{1LI}$  – упругие силы соответственно на правом и левом профилях винта в  $I$ -й точке контакта с роликом;

$F_{31I}, F_{32I}$  – упругие силы соответственно 1-й и 2-й полугаек в  $I$ -й точке контакта с роликом.

Контактные деформации в  $I$ -х точках контактов ролика с левым и правым профилями участка винта соответственно:

$$\delta_{1LI} = P \cos \alpha_W - (R + \psi PRL) \sin \alpha_W + FWL_I + FRP_I - def_{1I} \cos \alpha_W,$$

$$\delta_{1PI} = -P \cos \alpha_W - (R + \psi PRP) \sin \alpha_W + FWP_I + FRL_I - def_{1I} \cos \alpha_W.$$

Контактные деформации в  $i$ -х точках контактов 1-й и 2-й полугаек  $L$ -й гайки соответственно:

$$\delta_{31LI} = (X_L + \Delta_L - P) \cos \alpha_L + (R + \psi PR_{1L}) \sin \alpha_L + FG1_{IL} + RLG1_{IL} - def_{31L} \cos \alpha_L,$$

$$\delta_{32LI} = -(X_L - \Delta_L - P) \cos \alpha_L + (R + \psi PR_{2L}) \sin \alpha_L + FG2_{IL} + RPG2_{IL} - def_{32L} \cos \alpha_L.$$

Силы упругих деформаций в точках контактов определяются согласно зависимостям:

$$\text{если } \delta_{1LI} \leq 0, \text{ то } \delta_{1LI} = 0 \text{ и } F_{1LI} = 0,$$

$$\text{если } \delta_{1PI} \leq 0, \text{ то } \delta_{1PI} = 0 \text{ и } F_{1PI} = 0,$$

$$\text{если } \delta_{31LI} \leq 0, \text{ то } \delta_{31LI} = 0 \text{ и } F_{31LI} = 0,$$

$$\text{если } \delta_{32LI} \leq 0, \text{ то } \delta_{32LI} = 0 \text{ и } F_{32LI} = 0.$$

Условие равновесия сил, действующих на винт, в проекции на ось  $X$ :

$$N \left( \sum_{I=1}^{IR} F_{1PI} - \sum_{I=1}^{IR} F_{1LI} \right) \cos \alpha_W = 0.$$

Условие равновесия сил, действующих на  $L$ -ю гайку в проекции на ось  $X$ :

$$N \left( \sum_{I=1}^{IL} F_{31LI} - \sum_{I=1}^{IL} F_{32LI} \right) \cos \alpha_L = Q_X.$$

Условие равновесия сил, действующих на ролик, в проекции на ось  $Y$ :

$$\left( \sum_{I=1}^{IR} F_{1PI} + \sum_{I=1}^{IR} F_{1LI} \right) \sin \alpha_W - \left( \sum_{I=1}^{IL} F_{31LI} + \sum_{I=1}^{IL} F_{32LI} \right) \sin \alpha_L = 0.$$

Условие равновесия моментов сил, действующих на ролик в осевой плоскости,

$$\begin{aligned} & \left( \sum_{I=1}^{IR} F_{1PI} PRP_I + \sum_{I=1}^{IR} F_{1LI} PRL_I \right) \sin \alpha_W + \left( \sum_{I=1}^{IR} F_{1PI} - \sum_{I=1}^{IR} F_{1LI} \right) d_2 \cos \alpha_W - \\ & - \left( \sum_{I=1}^{IL} F_{31LI} PL1_I + \sum_{I=1}^{IL} F_{32LI} PL2_I \right) \sin \alpha_L = 0. \end{aligned}$$

Решая полученную выше систему уравнений равновесия сил, определяем обобщенные координаты  $P$ ,  $R$ ,  $\psi$ ,  $X_L$ .

На основании обобщенных координат определяем контактные деформации в  $I$ -х точках контактов сопряженных резьб.

Умножая контактные деформации на контактную жесткость, определяем упругие силы в точках контактов сопряженных резьб.

### ***3.4.5. Методика расчета сил в зависимости от упругих деформаций в точках контактов резьбовых и зубчатых сопряжений на основе пространственной модели передачи***

Для аналитического исследования распределения нагрузок как в резьбовых, так в зубчатых сопряжениях передачи с целью определения величин и характера нагрузок в зубчатых зацеплениях целесообразно применение разработанной автором пространственной модели РВПЗК.

Моделирование позволило изучить влияние геометрических погрешностей сопряженных поверхностей, контактной податливости и возможности раскрытия стыков на взаимное положение роликов, винта и гаек и на распределение нагрузки в резьбовых и зубчатых сопряжениях. В зависимости от распределения нагрузки определяется статическая грузоподъемность, долговечность, жесткость и кинематическая точность передачи.

Пространственная модель РВПЗК представлена на рис. 3.12.

Математическая модель отражает все возможные положения роликов и гаек относительно винта за счет контактных деформаций и зазоров.

Математическая модель записывается в виде условия равновесия деталей РВПЗК.

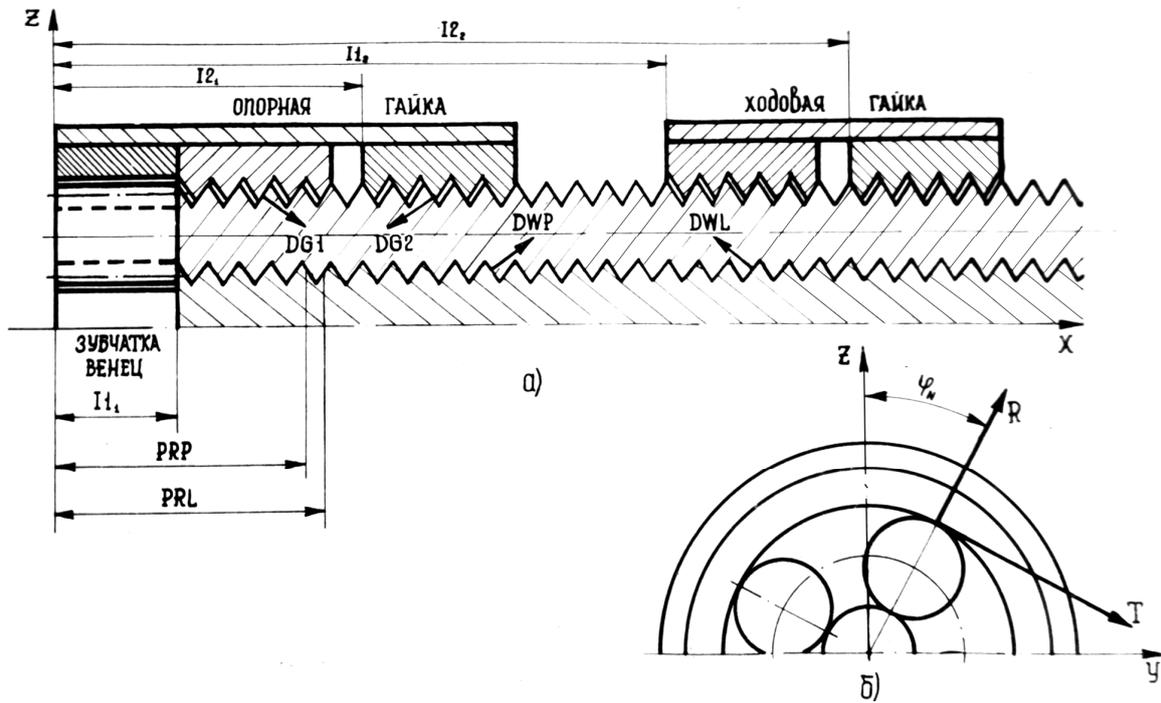


Рис. 3.12. Пространственная модель РВПЗК: а – резьбовое сопряжение роликов с гайкой и винтом; б – поперечное сечение планетарной передачи

Уравнения равновесия РВПЗК в окончательном виде:

условия равновесия  $L$ -го корпуса гаек:

$$F_{XL} = \sum_{N=1}^{NR} C3_L (-G1_{NL} ACO1_L + G2_{NL} ACO2_L) + QR_{XL} = 0;$$

$$F_{YL} = \sum_{N=1}^{NR} C3_L (G1_{NL} AAY1_{NL} + G2_{NL} AAY2_{NL}) +$$

$$+ \delta_{iL} CZ3_L \sum_{K=1}^2 \sum_{N=1}^{NR} (ZG1_K BY1_N + ZG2_K BY2_N) + QR_{YL} = 0;$$

$$F_{ZL} = \sum_{N=1}^{NR} C3_L (G1_{NL} AAZ1_{NL} + G2_{NL} AAZ2_{NL}) +$$

$$+ \delta_{iL} CZ3_L \sum_{K=1}^2 \sum_{N=1}^{NR} (ZG1_K BZ1_N + ZG2_K BZ2_N) + QR_{ZL} = 0;$$

$$M_{XL} = \sum_{N=1}^{NR} C3_L \left( (G1_{NL} ATL1_{NL} - G2_{NL} ATL2_{NL}) \frac{d_{3L}}{2} - (G1_{NL} ATA1_{NL} - G2_{NL} ATA2_{NL}) \frac{d_{2L}}{2} \sin \alpha_{2L} \right) +$$

$$+ \delta_{iL} CZ3_L \sum_{K=1}^2 \sum_{N=1}^{NR} (-ZG1_K + ZG2_K) \frac{d_{3L}}{2} \cos \alpha_Z + M_{RXL} = 0;$$

$$\begin{aligned}
M_{YL} &= \sum_{N=1}^{NR} C3_L \left( (G1_{NL} ACO_{1L} - G2_{NL} ACO_{2L}) \frac{d_{3L}}{2} \cos \varphi_N + MG1_{NL} AAZ1_{NL} + MG2_{NL} AAZ2_{NL} \right) + \\
&+ \delta_{iL} CZ3_L \sum_{K=1}^2 \sum_{N=1}^{NR} (ZG1_K BZ1_N + ZG2_K BZ2_N) l_{ZK} + M_{RYL} = 0; \\
M_{ZL} &= - \sum_{N=1}^{NR} C3_L \left( (G1_{NL} ACO_{1L} - G2_{NL} ACO_{2L}) \frac{d_{3L}}{2} \sin \varphi_N + MG1_{NL} AAY1_{NL} + MG2_{NL} AAY2_{NL} \right) + \\
&+ \delta_{iL} CZ3_L \sum_{K=1}^2 \sum_{N=1}^{NR} (ZG1_K BY1_N + ZG2_K BY2_N) l_{ZK} + M_{RZL} = 0;
\end{aligned}$$

условия равновесия  $N$ -го резьбового ролика:

$$F_{PN} = \sum_{N=1}^{LG} C3_L (G1_{NL} ACO_{1L} - G2_{NL} ACO_{2L}) + C1(WP_N - WL_N) CO_W = 0;$$

$$F_{TN} = \sum_{L=1}^{LG} C3_L (G1_{NL} ATL1_{NL} - G2_{NL} ATL2_{NL}) + C1(WP_N - WL_N) TL_W +$$

$$+ \sum_{K=1}^2 (CZ3_L ZGR_K - CZ1_L ZWR_K) \cos \alpha_Z = 0;$$

$$F_{RN} = \sum_{L=1}^{LG} C3_L (G1_{NL} ATA1_{NL} + G2_{NL} ATA2_{NL}) + C1(WP_N + WL_N) TA_W -$$

$$- \sum_{K=1}^2 (CZ3_L ZGS_K - CZ1_L ZWS_K) \cos \alpha_Z = 0;$$

$$M_{PN} = \sum_{L=1}^{LG} C3_L (G1_{NL} ATA1_{NL} - G2_{NL} ATA2_{NL}) \frac{d_{2L}}{2} \sin \frac{\delta_2}{2} - C1(WP_N - WL_N) d_{2L} TL_W +$$

$$+ \sum_{K=1}^2 (CZ1_L ZWR_K d_{2L}) \cos \alpha_Z = 0;$$

$$M_{TN} = - \sum_{L=1}^{LG} C3_L (MG1_{NL} ATA1_{NL} + MG2_{NL} ATA2_{NL}) + C1(MP_N + ML_N) TA_W +$$

$$+ C1(WP_N - WL_N) d_{2L} CO_W - \sum_{K=1}^2 (CZ3_L ZGS_K - CZ1_L ZWS_K) l_{ZK} \sin \alpha_Z = 0;$$

$$M_{RN} = \sum_{L=1}^{LG} C3_L (MG1_{NL} ATL1_{NL} - MG2_{NL} ATL2_{NL}) - C1(MP_N - ML_N) TL_W -$$

$$- \sum_{K=1}^2 (CZ3_L ZGR_K - CZ1_L ZWR_K) l_{ZK} \cos \alpha_Z = 0.$$

В уравнениях обозначены:  $OXYZ$  – неподвижная система отсчета с осью  $X$  вдоль оси винта;  $O_1ptr$  – подвижная система отсчета с осью  $p$  вдоль оси ролика.

В качестве обобщённых координат приняты:

$X_L, Y_L, Z_L$  – смещение центра левого торца  $L$ -го корпуса гаек вдоль осей  $X, Y, Z$ ;

$\theta_L^x, \theta_L^y, \theta_L^z$  – углы поворота  $L$ -го корпуса гаек относительно осей  $X, Y, Z$ ;

$\Psi_N^P, \Psi_N^T, \Psi_N^R$  – углы поворота  $N$ -го ролика относительно осей  $P, T, R$ ;  
 $\varphi_N$  – угловое положение  $N$ -го ролика относительно системы координат  $OXYZ$ ;

$WP_N, WL_N, MP_N, ML_N, G1_{NL}, G2_{NL}, MG1_{NL}, MG2_{NL}$  – функции погрешностей резьб и контактных деформаций;  $C1_L, C3_L$  – коэффициенты жесткости в точках контактов сопряженных резьб винта и ролика, ролика и гайки соответственно;  $CZ1, CZ3$  – коэффициенты жесткости в зубчатых сопряжениях винта и роликов, роликов и гайки соответственно;  $QR_{XL}, QR_{YL}, QR_{ZL}$  – проекции главного вектора внешних сил, действующих на  $L$ -ю гайку;  $M_{RXL}, M_{RYL}, M_{RZL}$  – проекции главного момента внешних сил, действующих на  $L$ -ю гайку.

Определение распределения нагрузки в резьбовых сопряжениях роликовинтовых передач даже в линейной постановке является сложной задачей. Это связано с тем, что роликовинтовая передача представляет собой многократно статически неопределимую систему, расчет которой требует определения контактных деформаций в сопряженных резьбах, учета односторонности связей сопряженных резьб и учета погрешностей резьбовых поверхностей. В данной математической модели рассматриваются взаимодействия роликов с винтом и гайками с учетом всех возможных перемещений роликов и гаек относительно винта за счет контактных деформаций.

При решении нелинейной системы 32 или 36 уравнений в качестве целевой функции используется функция, равная сумме квадратов невязок уравнений. Нахождение 32 или 36 неизвестных значений обобщенных координат при минимуме этой функции (с заданной точностью) соответствует решению системы нелинейных уравнений. Для решения могут быть использованы методы «наискорейшего спуска». Однако сложность решения заключается в нахождении глобального минимума. В связи с этим используются методы случайного поиска типа «Монте-Карло». Главная проблема при этом – количество времени для получения решения. Возможны комбинированные решения с использованием на первом этапе поиска решений линеаризованной системы уравнений. Еще больше времени нужно для исследования кинематических погрешностей передачи, которое требует множества решений при случайных начальных значениях геометрических погрешностей резьб при различных положениях ходовой гайки.

В настоящее время отлажена программа расчета линейной модели передачи с 36 степенями свободы. Из анализа параметров реальных передач и режимов их работы найдены способы решения задач распределения

нагрузки в резьбовых и зубчатых сопряжениях с использованием линейных моделей для частных, но важных случаев нагрузки РВПЗК.

### 3.5. Классы точности передач

На рис. 3.13 показан график отклонения ( $\Delta$ ) действительного перемещения от номинального [38]. Используются следующие обозначения:

$L_{и}$  – заданная длина перемещения;

$M$  – средняя линия отклонений действительного перемещения от номинального;

$e$  – максимальная величина среднего отклонения;

$V_{и}$  – ширина полосы линии отклонений (эта ширина определяется как расстояние между касательными к средней линии, проведенными параллельно линии  $M$ , измеряемое в направлении оси отклонений);

$V_{300}$  – ширина полосы средней линии на длине перемещения 300 мм;

$V_{2\pi}$  – ширина полосы средней линии в пределах перемещения за оборот винта.

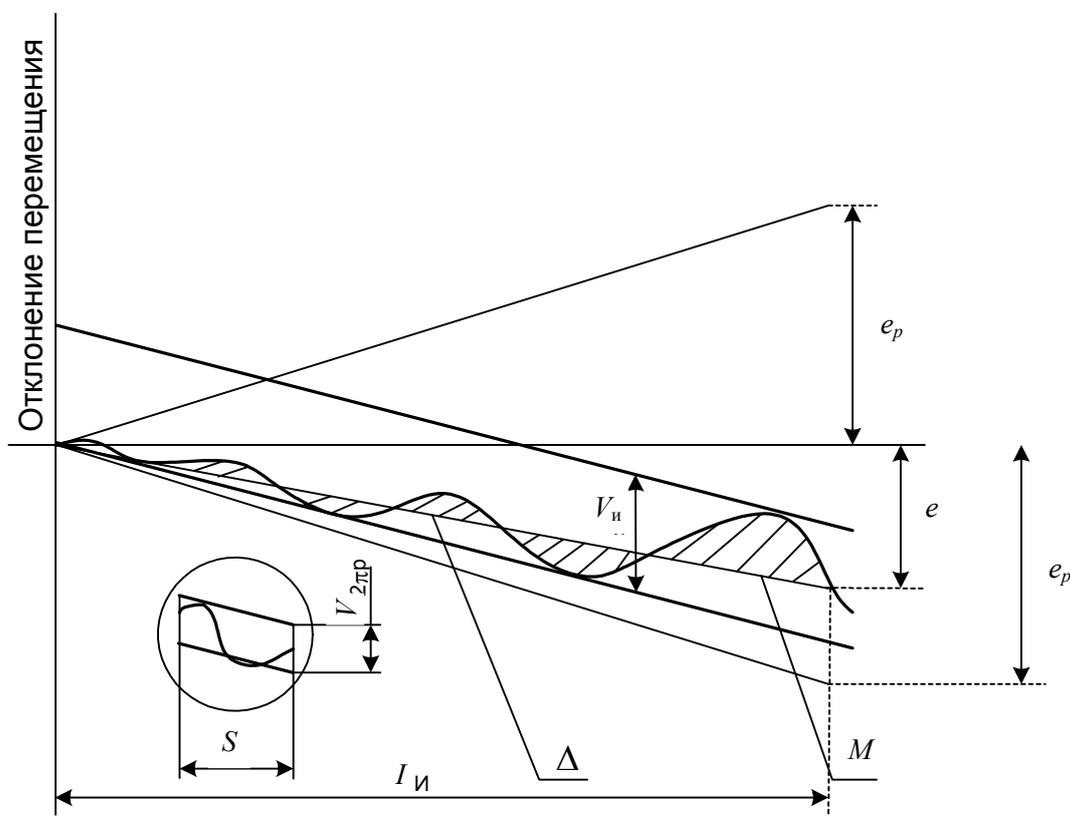


Рис. 3.13. График отклонения действительного перемещения от номинального

Допустимые величины отклонений  $e$  и ширины полосы  $V$  обозначены индексом «р».

Пять классов точности передач определяются допустимыми значениями отклонений. Нормы допусков на кинематическую погрешность соответствуют DIN 69051, Part 3 ISO 3408-3 (табл. 3.1, 3.2).

Таблица 3.1

Распределение погрешностей по классам точности передач РВП

$l_{и}, \text{мм}$		$e_p, \text{мкм, по классу точности}$					$l_{пр}, \text{мкм, по классу точности}$		
Больше	Не больше	1-й	3-й	5-й	7-й	9-й	1-й	3-й	5-й
0	100	–	8	18	44	110	–	8	18
100	200	–	10	20	48	130	–	10	20
200	315	6	12	23	52	150	6	12	23
315	400	7	13	25	57	170	6	12	25
400	500	8	15	27	63	200	7	13	26
500	630	9	16	30	70	220	7	14	29
630	800	10	18	35	80	260	8	16	31
800	1000	11	21	40	–	–	9	17	35
1000	1250	13	24	46	–	–	10	19	39
1250	1600	15	29	54	–	–	11	22	44
1600	2000	18	35	65	–	–	13	25	51
2000	2500	22	41	77	–	–	15	29	59
2500	3150	26	50	93	–	–	17	34	69
3150	400	32	62	115	–	–	21	41	82
4000	5000	–	76	140	–	–	–	49	99
5000	6300	–	–	170	–	–	–	–	119

Таблица 3.2

Распределение параметров  $V_{300p}$  и  $V_{2пр}$  по классам точности передач

$V_{300p}, \text{мкм, по классу точности}$					$V_{2пр}, \text{мкм, по классу точности}$				
1-й	3-й	5-й	7-й	9-й	1-й	3-й	5-й	7-й	9-й
6	12	23	52	130	4	6	8	10	10

## Глава 4. СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПЕРЕДАЧ ВИНТ – ГАЙКА РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Для оценки технического уровня РВПЗК ниже определяются их относительные показатели. Для сравнения в качестве базовых изделий используем широко применяемые ШВП и РВПЗК [9, 23, 36, 39].

### 4.1. Передаточное отношение

Чаще всего применяют РВПЗК с  $k = 3$  и РВПЗК с  $k = 1$ . В этом случае для РВПЗК  $S = 5P$ , а для РВПЗК  $S = 0,25P$  и передаточное отношение РВПЗК в 20 раз превышает передаточное отношение РВПЗК. Высокая редукция РВПЗК обеспечивает возможность выполнять исполнительные механизмы на базе этих передач без промежуточного редуктора или обойтись меньшим числом ступеней промежуточного редуктора. Это обеспечивает существенное снижение стоимости привода и повышает его точность вследствие сокращения кинематической цепи.

Используемый на практике диапазон величин перемещений ходовой гайки за оборот винта для РВПЗК  $S = (3...8)P$ , а для РВПЗК  $S = (0,25...3)P$ . Как видно, по диапазону выбора передаточных отношений РВПЗК и РВПЗК дополняют друг друга. Это важно иметь в виду при выборе оптимального передаточного отношения исполнительного механизма привода.

Для одной и той же РВПЗК можно устанавливать ходовые гайки с различными числами заходов резьбы и таким образом ступенчато изменять передаточное отношение. ШВП и РВПЗК таким свойством не обладают.

### 4.2. Динамическая грузоподъемность

Динамическая грузоподъемность тем выше, чем больше диаметр тела качения и число точек контактов [33 – 35].

В ШВП величина шага резьбы  $P$  связана с диаметром шарика  $d$  зависимостью  $P = 1,6 d$ . Поэтому в ШВП при сохранении габаритных размеров гайки увеличение диаметра шарика приводит к уменьшению числа точек контактов, а увеличение числа точек контактов – к уменьшению диаметра шарика.

Отличительной особенностью РВПЗК является то, что в них величина шага резьбы  $P$  и диаметр резьбы ролика  $d_2$  можно задавать независимо друг от друга. В этих передачах шаг резьбы можно уменьшать, что ведет к

увеличению числа точек контактов при одновременном увеличении диаметра резьбы ролика. Приведенный диаметр ролика показан на рис. 4.1, где  $D_w = d_2 / \sin \alpha$ ,  $\alpha$  – половина угла профиля резьбы.

Однако величина шага резьбы должна соответствовать размеру пятна контакта. Шаг резьбы выбирают таким образом, чтобы при номинальной нагрузке на передачу пятно контакта не выходило на кромку резьбы.

По сравнению с ШВП передачи с резьбовыми роликами за счет большего числа точек контактов при большем диаметре тел качения имеют большую динамическую грузоподъемность и долговечность. Например, по данным каталога фирмы *SKF* [11], выпускающей как ШВП, так и РВПISR, при одинаковых средних диаметрах резьбы гаек и длинах резьбы ШВП STGZ 80×10 – динамическую грузоподъемность 73500 Н, а РВПISR 48×8 – динамическую грузоподъемность 153000 Н.

Для сравнения динамических грузоподъемностей РВПISR и РВПЗК используем общее выражение динамической грузоподъемности РВП при приведенном диаметре тела качения  $D_w < 25,4$  мм (см. гл. 3):

$$C = f_c \left( i_{12} k_{p12} \sin \alpha \right)^{0,7} k_{T1} k_{\alpha} n_p^{2/3} D_w^{1,8} \operatorname{ctg} \alpha, \quad (4.1)$$

для РВПISR (рис. 4.1)  $i_{12} = l_1 / P$ , для РВПЗК (рис. 4.2)  $i_{12} = 2l_1 / P$ ,  $i_{23} = l_3 / P$ , где  $l_1, l_3$  – длины резьбовых участков роликов и гайки.

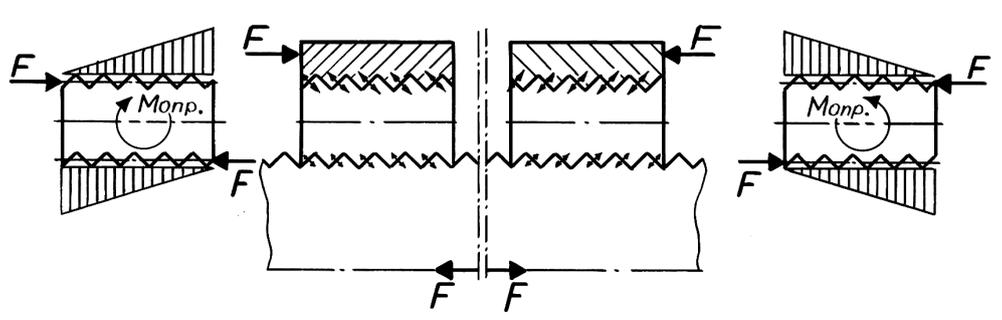


Рис. 4.1. Распределение нагрузок в резьбовых сопряжениях РВПISR

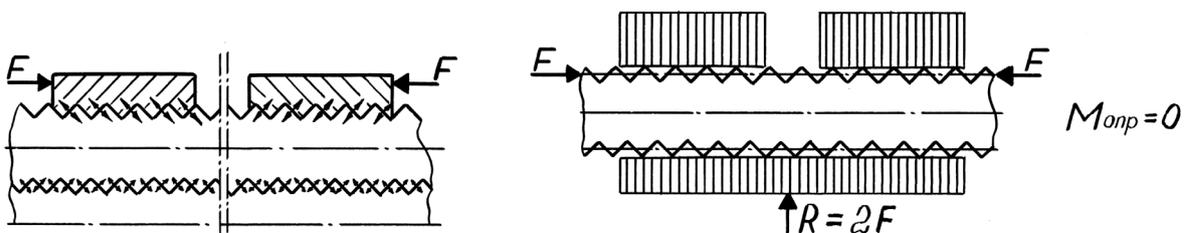


Рис. 4.2. Распределение нагрузок в резьбовых сопряжениях РВПЗК

Поскольку  $D_w = d_2 / \sin \alpha$ ,  $d_3 = d_2 / (k + 2)$ , то для оценки удельных грузоподъемностей выражение (4.1) можно представить в виде

$$C = f_c \left( i_{12} k_{p12} \sin \alpha \right)^{0,7} k_{T1} k_{\alpha} n_p^{2/3} \left[ \frac{d_3}{(k + 2) \sin \alpha} \right]^{1,8} \operatorname{ctg} \alpha.$$

Для сравнения примем:

- средние диаметры резьбы гаек обеих передач одинаковы и равны  $d_3$ ;
- длины резьбовых участков гаек обеих передач одинаковы;
- шаг резьбы в обеих передачах одинаков.

Сравним тяжелые серии РВП3Р и РВП3К. Тяжелые серии отличаются наибольшим значением величины  $k = d_1 / d_2$  и обладают максимальной долговечностью.

К тяжелым сериям РВП3Р относятся передачи с  $k \leq 3$ . Однако РВП3Р с  $k = 2$  практически не используются. Объясняется это двумя причинами. Во-первых, при одинаковых радиальных габаритных размерах гайки площадь поперечного сечения винта при  $k = 2$  существенно меньше площади поперечного сечения винта при  $k = 3$  (рис. 4.3). Грузоподъемность передачи ограничивается грузоподъемностью сравнительно тонкого винта, особенно при обеспечении устойчивости на сжатие длинных винтов. Во-вторых, при  $k = 2$  увеличенный диаметр ролика  $d_2$  повышает плечо момента пары сил, опрокидывающего ролик в сечении, проходящем через оси винта и ролика (см. рис. 4.1). Это приводит к неравномерности распределения нагрузки по точкам контактов, т.е. к уменьшению  $k_{p12}$ , что снижает динамическую грузоподъемность передачи. Поэтому в качестве РВП3Р тяжелой серии примем РВП3Р, имеющую  $k = 3$ ,  $n_{p,k} = 10$ .

РВП3К при  $k = 1$  подразделяются на три серии в зависимости от числа роликов: легкая – три ролика, средняя – четыре, тяжелая – пять.

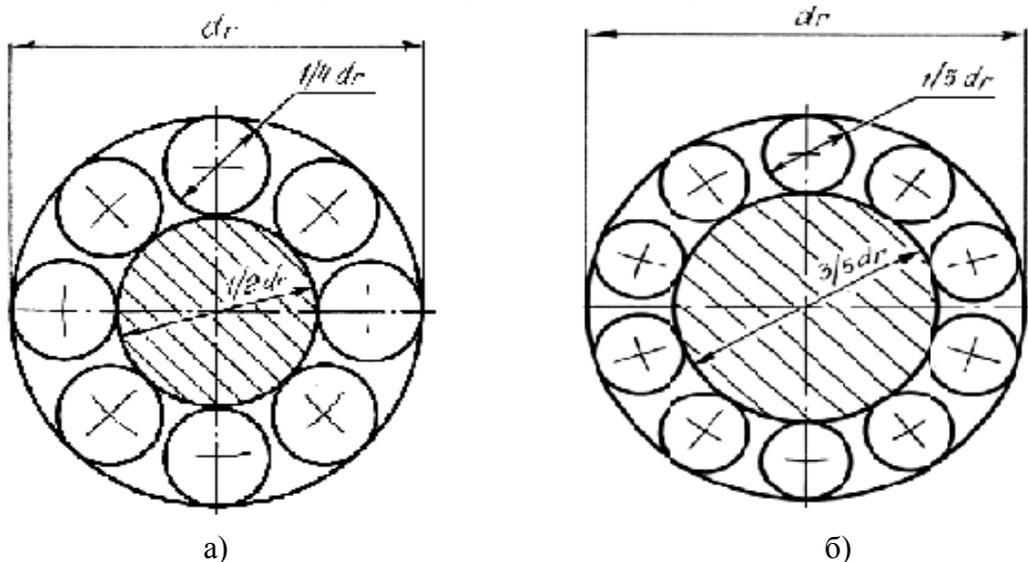


Рис. 4.3. Поперечное сечение РВП3Р: а – при  $k = 2$ ; б – при  $k = 3$

Отметим следующие преимущества РВПЗК по сравнению с РВПСР по грузоподъемности. Во-первых, в РВПЗК осевое усилие передается не одним сравнительно тонким винтом, а всем блоком роликов с винтом. Поэтому грузоподъемность тел блока роликов с винтом не ограничивает грузоподъемность передачи. Во-вторых, в РВПЗК отсутствует момент пары сил, опрокидывающий длинный ролик в плоскости, проходящей через оси винта и ролика (см. рис. 4.2). Поэтому при прочих равных условиях распределение нагрузки по точкам контактов в РВПЗК более равномерное, чем в РВПСР. В-третьих, при одинаковых средних диаметрах резьб гаек средний диаметр резьбы ролика в РВПЗК существенно выше, чем в РВПСР. Это способствует повышению динамической грузоподъемности. В-четвертых, при одинаковых длинах резьбовых сопряжений ролика с винтом и гайкой число точек контактов в сопряжении ролика с винтом оказывается в два раза больше числа точек контактов ролика с гайкой. Это объясняется тем, что в сопряжении ролика с винтом действуют радиальные нагрузки, которые воспринимаются обеими сторонами профилей сопряженных резьбы, а в сопряжении ролика с гайкой внешняя осевая нагрузка воспринимается только одной стороной профилей сопряженных резьбы (см. рис. 4.2). В-пятых, с увеличением длины перемещения ходовой гайки растет число точек контактов  $i_{12}$  в сопряжении винта с роликом, что также способствует повышению динамической грузоподъемности.

Определим отношение динамических грузоподъемностей РВПЗК и РВПСР тяжелых серий

$$\frac{C_{3K}}{C_{SR}} = \frac{f_{C3K}}{f_{CSR}} \left( \frac{i_{123K} k_{P123K}}{i_{12SR} k_{P12SR}} \right)^{0,7} \left( \frac{n_{P3K}}{n_{PSR}} \right)^{2/3} \left( \frac{k_{SR} + 2}{k_{3K} + 2} \right)^{1,8},$$

где  $k_{SR}$  и  $k_{3K}$  – отношения средних диаметров резьбы винта и ролика для РВПСР и РВПЗК соответственно.

По зависимостям, соответствующим [17], для РВПСР при  $k_{SR} = 3$  имеем  $f_{CSR} = 39,64$ , а для РВПЗК при  $k_{3K} = 1$  и при  $i_{123K} = 2i_{233K}$  имеем  $f_{C3K} = 26,41$ .

Если принять, что в РВПЗК максимальное перемещение ходовой гайки составляет незначительную часть от ее длины, как, например в некоторых юстировочных устройствах, то в этом случае  $i_{123K} \geq 2i_{233SR}$ . Примем  $k_{P123K} = k_{P12SR}$ . Тогда

$$\frac{C_{3K}}{C_{SR}} \geq \frac{26,41}{39,64} (2)^{0,7} \left(\frac{5}{10}\right)^{2/3} \left(\frac{3+2}{1+2}\right)^{1,8} \geq 1,62.$$

При этом долговечность РВПЗК в 4,25 раза выше долговечности РВПСР.

Если учесть отсутствие опрокидывающего момента на роликах РВПЗК, т.е. лучшее распределение нагрузок по точкам контактов, то динамическая грузоподъемность и долговечность РВПЗК оказывается еще выше.

Если максимальная длина перемещения ходовой гайки равна двум длинам ее резьбового участка, то резьбовым участкам ходовой и опорной гаек соответствуют в два раза более длинные участки резьб на роликах и винте. Следовательно, в этом случае можно записать:  $i_{123K} = 4i_{12SR}$ ,  $n_{PSR} = 2n_{P3K}$ . Коэффициенты  $f_{CSR} = 39,64$  и  $f_{C3K} = 26,12$ . Тогда

$$\frac{C_d}{C_k} = \frac{26,12}{39,64} (4)^{0,7} \left(\frac{5}{10}\right)^{2/3} \left(\frac{3+2}{1+2}\right)^{1,8} = 2,747.$$

При этом долговечность РВПЗК в 20 раз выше долговечности РВПСР.

Таким образом, в общем случае удельная динамическая грузоподъемность и долговечность РВПЗК выше удельной динамической грузоподъемности и долговечности РВПСР. Это преимущество возрастает с увеличением длины максимального перемещения ходовой гайки. Еще большее преимущество по долговечности РВПЗК имеют над широко применяемыми шариковинтовыми передачами.

### 4.3. Статическая грузоподъемность

В РВПСР при одинаковых числах контактов в резьбовых сопряжениях ролика с винтом и ролика с гайкой

$$\min(C_{012}, C_{023}) = C_{012}.$$

Поэтому с учетом приведенных в гл. 3 выражений статическая грузоподъемность РВПСР

$$C_{0SR} = kn_{PSR} i_{12SR} k_{P12SR} k_{T0} \frac{d_{3SR}}{k_{SR} + 2} l_{W12} \sqrt{\frac{k_{SR}}{k_{SR} + 1}} \cos \alpha \sin \alpha.$$

Для РВПЗК статическая грузоподъемность резьбового сопряжения ролика с винтом

$$C_{0123K} = kn_{P3K} i_{123K} k_{P123K} k_{T0} \frac{d_{33K}}{k_{3K} + 2} l_{W12} \sqrt{\frac{k_{3K}}{k_{3K} + 1}} \cos \alpha / \sin \alpha,$$

а статическая грузоподъемность резьбового сопряжения ролика с гайкой

$$C_{0233K} = kn_{P3K} i_{233K} k_{P233K} k_{T0} \frac{d_{33K}}{k_{3K} + 2} l_{W23} \sqrt{\frac{k_{3K} + 2}{k_{3K} + 1}} \cos \alpha / \sin \alpha.$$

В РВПЗК отношение чисел точек контактов в резьбовых сопряжениях ролика с винтом и ролика с гайкой  $i_{123K} / i_{233K} \geq 2$ . С учетом этого неравенства и принимая  $k_{P123K} = k_{P233K}$ , находим отношение статических грузоподъемностей резьбовых сопряжений длинного ролика с винтом и длинного ролика с гайкой

$$\frac{C_{0123K}}{C_{0233K}} \geq 2 \frac{\sqrt{\frac{k_{3K}}{k_{3K} + 1}}}{\sqrt{\frac{k_{3K} + 2}{k_{3K} + 1}}}.$$

Тогда при  $k_{3K} = 1$   $C_{0123K} / C_{0233K} \geq 1,15$ . Отсюда  $C_{03K} = \min(C_{0123K}, C_{0233K}) = C_{0233K}$ .

Длина резьбового участка короткого ролика  $L_{2SR} = i_{12SR} l_{w12} \cos \alpha$ .

Длина резьбового участка гайки РВПЗК  $L_{33K} = i_{233K} l_{w23} \cos \alpha$ .

Принимаем  $d_{3SR} = d_{33K} = d_3$ ;  $L_{2SR} = L_{33K} = L_3$ .

Тогда отношение статических грузоподъемностей РВПЗК и РВПСР:

$$\frac{C_{03K}}{C_{0SR}} = \frac{n_{P3K} k_{P233K} k_{SR} + 2}{n_{PSR} k_{P12SR} k_{3K} + 2} \frac{\sqrt{\frac{k_{3K} + 2}{k_{3K} + 1}}}{\sqrt{\frac{k_{SR}}{k_{SR} + 1}}}.$$

Для передач тяжелых серий при  $k_{P233K} = k_{P12SR}$

$$\frac{C_{03K}}{C_{0SR}} = \frac{5}{10} \frac{3 + 2}{1 + 2} \frac{\sqrt{\frac{1 + 2}{1 + 1}}}{\sqrt{\frac{3}{3 + 1}}} = 1,18.$$

Если учесть, что  $k_{P233K} > k_{P12SR}$ , то при одинаковых радиальных габаритных размерах статическая грузоподъемность РВПЗК тяжелой серии превышает статическую грузоподъемность РВПСР тяжелой серии как минимум на 20 %.

Следует отметить, что статическая грузоподъемность в РВП может быть ограничена грузоподъемностью тел передачи, особенно при осевых нагрузках на сжатие.

Напряжения сжатия площади поперечного сечения тел, передающих осевую нагрузку  $\sigma = \frac{F}{k_s S_F}$ ,

где  $F$  – осевая нагрузка на передачу, Н;  $S_F$  – площадь поперечного сечения отверстия гайки с диаметром  $d_3$ ;  $k_s$  – отношение площади поперечного сечения тел, передающих осевую нагрузку к площади поперечного сечения отверстия гайки (рис. 4.4).

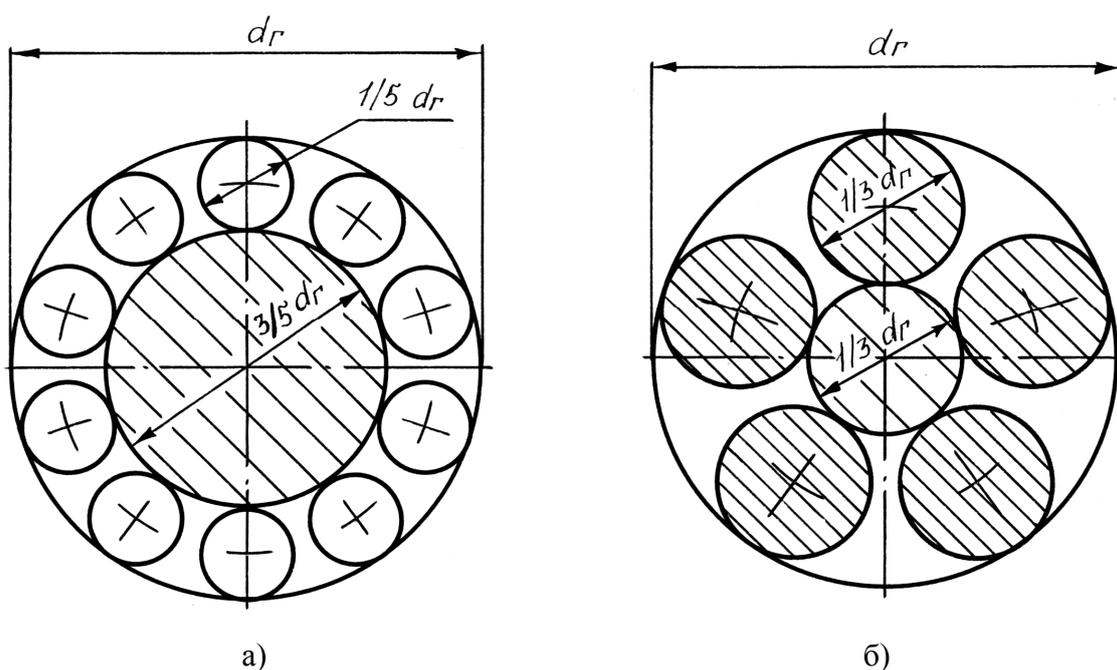


Рис. 4.4. Поперечное сечение: а – РВПСР; б – РВПЗК

$$\text{Для РВПСР } k_{SSR} = \frac{k^2}{(k+2)^2}.$$

$$\text{Для РВПЗК } k_{S3K} = \frac{k^2 + n_p}{(k+2)^2}.$$

Для РВПСР тяжелой серии при  $k = 3$   $k_{SSR} = 0,360$ .

Для РВПЗК тяжелой серии при  $k = 1$  и  $n_p = 5$   $k_{S3K} = 0,666$ .

Таким образом, при одинаковых диаметрах гаек грузоподъемность тел РВПЗК тяжелой серии в 1,85 раза больше грузоподъемности тел РВПСР такой же серии.

#### 4.4. Жесткость

Контактная жесткость в РВПЗК ограничивается относительно малым числом точек контактов в резьбовом сопряжении ролика с гайкой и относительно малым влиянием на контактную жесткость величины диаметра ролика (диаметр  $d_2$  входит в выражение жесткости лишь в степени 0,333). Однако следует учесть, что отсутствие опрокидывающего момента на длинном ролике повышает контактную жесткость РВПЗК. К тому же с увеличением максимальной длины перемещения ходовой гайки число точек контактов в сопряжении ролика с винтом увеличивается, что также способствует повышению контактной жесткости.

При одинаковых диаметрах гаек жесткость тел РВПЗК тяжелой серии в 1,85 раза больше жесткости тел РВПК тяжелой серии. Поэтому можно считать, что общая жесткость РВПЗК тяжелой серии не меньше общей жесткости РВПК тяжелой серии.

#### 4.5. Коэффициент полезного действия

При относительно больших величинах перемещения  $S$  потери на трение качения составляют незначительную долю общих потерь в передаче (в выражении  $A_{\text{тр.к}}$  величина  $S$  стоит в знаменателе). В передачах с высокой редукцией, т.е. в передачах с малой величиной  $S$ , потери на трение качения составляют значительную долю общих потерь. Из выражения  $A_{\text{тр.к}}$  видно, что потери на трение качения зависят от отношения диаметров  $k$ . Поскольку значения  $k$  для РВПЗК находятся в пределах от 2 до 6, а для РВПК – от 0,25 до 1, то относительные потери на трение качения в РВПЗК меньше, чем в РВПК в 1,5 – 5 раз. В частности, соотношение потерь на трение качения в РВПЗК и РВПК тяжелых серий

$$A_{\text{тр.к.ЗК}} / A_{\text{тр.к.СР}} = (k_{\text{ЗК}} + 1) / (k_{\text{СР}} + 1) = 0,5.$$

Например, для тяжелых серий при  $f = 0,1$  и  $\mu = 0,01$  мм примем для РВПЗК и РВПК величины перемещений за оборот  $S$  одинаковыми и равными 1 мм. Тогда КПД РВПЗК равно 0,58, а КПД РВПК равно 0,8. При  $S = 0,5$  мм КПД РВПЗК равно 0,45, а КПД РВПК равно 0,58. Таким образом, с увеличением редукции КПД РВПЗК превышает КПД РВПК на 17...29 %.

Следует также отметить, что большое число точек контактов в сопряжении ролика с винтом РВПЗК уменьшает размеры пятен контактов. Уменьшение размеров пятен контактов уменьшает величину плеча момента трения качения и способствует снижению потерь на трение.

Поэтому при высокой редукции ( $S < P$ ) для снижения потерь на трение целесообразно применять РВПЗК.

#### 4.6. Момент инерции

Момент инерции передачи определим при вращающемся винте и поступательно перемещающейся гайке.

При одинаковых радиальных габаритных размерах гаек момент инерции РВПЗК в 2 – 4 раза меньше, чем момент инерции шариковинтовой передачи вследствие меньшего диаметра винта РВПЗК.

Сравним моменты инерции РВПЗК и РВПЗК. Отношение моментов инерции РВПЗК и РВПЗК:

$$\frac{J_{3K}}{J_{SR}} \leq \frac{k_{3K}^2}{k_{SR}^4} \left( \frac{k_{SR} + 2}{k_{3K} + 2} \right)^4 (k_{3K}^2 + 3n_{P3K} / 4)$$

Например, для РВПЗК и РВПЗК тяжелых серий при  $k_{SR} = 3$ ,  $k_{3K} = 1$ ,  $n_{P3K} = 5$ .

$$\frac{J_{3K}}{J_{SR}} \leq 0,45.$$

Учет масс коротких роликов дополнительно снижает отношение  $J_{3K}/J_{SR}$ .

Таким образом, при одинаковых радиальных габаритных размерах и одинаковой длине винта момент инерции РВПЗК составляет меньше половины момента инерции РВПЗК. Малый момент инерции РВПЗК объясняется малым диаметром самой быстровращающейся детали – винта (см. рис. 4.4).

Малый момент инерции РВПЗК обеспечивает повышение быстродействия приводов, выполненных на базе РВПЗК.

#### 4.7. Кинематическая точность

В ШВП и РВПЗК имеем четыре последовательно расположенных подвижных сопряжения: наружное кольцо опорного подшипника – тело качения, тело качения – внутреннее кольцо опорного подшипника, винт – тело качения, тело качения – ходовая гайка (рис. 4.5). В РВПЗК имеем два последовательно расположенных подвижных сопряжения: опорная гайка – длинный ролик, длинный ролик – ходовая гайка, а третье сопряжение длинный ролик – винт вследствие большего числа параллельно действующих

щих точек контактов оказывает меньшее влияние на точность кинематической цепи (рис. 4.6).

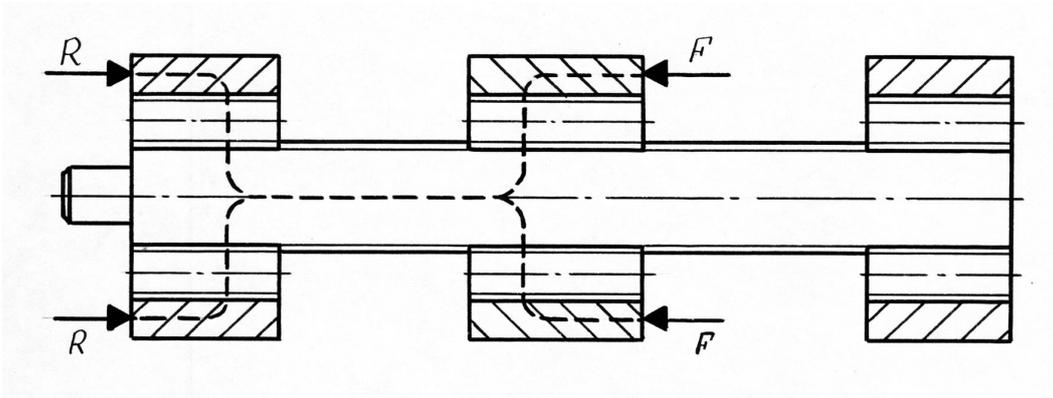


Рис. 4.5. Передача усилий между звеньями РВП3К

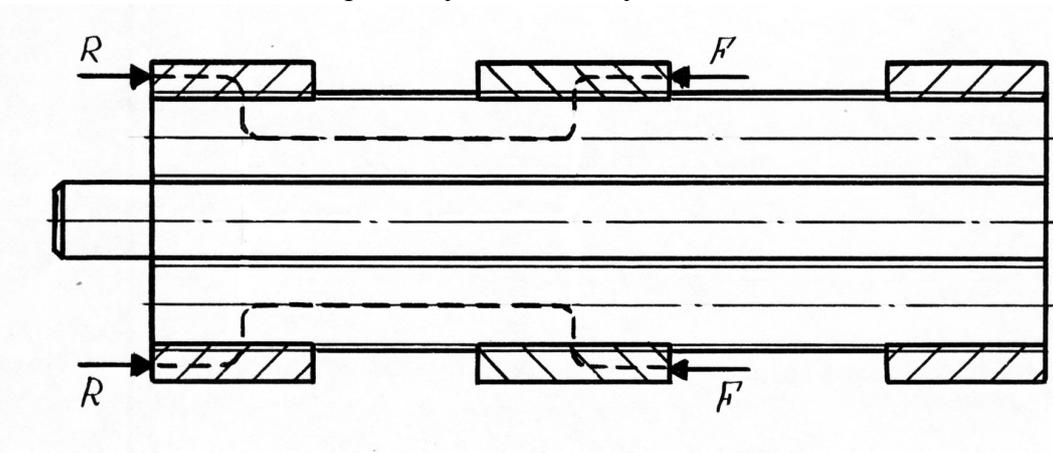


Рис. 4.6. Передача усилий между звеньями РВП3К

Согласно принципу кратчайшей цепи [22] меньшее число последовательно расположенных подвижных сопряжений РВП3К определяет ее более высокую кинематическую точность по сравнению с кинематической точностью ШВП и РВП3К.

#### 4.8. Сравнение функциональной взаимозаменяемости РВП3К и РВП3К

Технический уровень РВП определяется основными эксплуатационными показателями: диапазоном выбора передаточного отношения, статической и динамической грузоподъемностью, КПД, кинематической точностью и плавностью работы. При этом статическая и динамическая грузоподъемность, жесткость, кинематическая точность, плавность работы и КПД РВП зависят от геометрической точности резьбовых и зубчатых поверхностей деталей РВП, а также от точности взаимного положения этих деталей в передаче.

Под функциональной взаимозаменяемостью РВП следует понимать свойство РВП выполнять свои функции, сохраняя в заданных пределах эксплуатационные показатели, при условии изготовления деталей и монтажа передачи с соответствующими допусками.

Чем выше геометрическая точность деталей и точность их взаимного положения, тем выше технический уровень передач.

Вместе с тем повышение геометрической точности деталей и точности их взаимного положения сопровождается повышением стоимости изготовления и монтажа РВП. К тому же повышение точности изготовления деталей ограничивается точностными характеристиками технологического оборудования, в частности, резьбошлифовальных станков, зубофрезерных и зубошлифовальных станков.

Установление функциональных зависимостей основных показателей РВП от точности изготовления РВП позволяет решать следующие проектные задачи:

а) определение необходимой точности изготовления РВП при заданных значениях основных показателей и заданных ограничениях РВП по габаритным размерам;

б) определение основных показателей РВП при заданной точности изготовления и заданных габаритных размерах РВП;

в) оптимизация параметров РВП по интегральному показателю, характеризующемуся отношением комплексного показателя технического уровня к стоимости изготовления.

Поскольку геометрические размеры резьбовых и зубчатых поверхностей деталей РВП задаются с указанием допусков, характеризующих возможное поле рассеяния этих размеров, то каждый основной показатель РВП является случайной величиной, находящейся в пределах поля рассеяния, зависящего от полей допусков геометрических размеров резьбовых и зубчатых поверхностей деталей и полей допусков их взаимного положения.

Поэтому основные показатели РВП должны характеризоваться не только их номинальными значениями, но и доверительными интервалами.

#### ***4.8.1. Результаты математического моделирования основных характеристик РВП SR***

Исследование передачи с короткими резьбовыми роликами РВП SR 39×10 и РВП SR 48×8 различных классов точности: идеализированной (с

абсолютной точной геометрией резьбы) и 1-, 3-, 5-, 7-го классов точности (см. разд. 3.6).

Для обеих передач:

эквивалентная нагрузка 10000 Н,

сила предварительного натяга гаек 4100 Н,

твердость поверхности резьбы 59 HRC,

число роликов 9.

Длина ролика с зубчатыми венцами:

для РВП 39×10 равна 120 мм;

для РВП 48×8 равна 115 мм.

При моделировании генерировались случайные отклонения в пределах допуска на внутришаговую погрешность резьбы и в пределах допуска на средний диаметр резьбы. Для оценки поля рассеяния характеристик РВП 48×8 были проведены по 20 математических испытаний для каждого класса точности. Оценивались статическая грузоподъемность, долговечность, контактная жесткость, КПД и момент холостого хода. Результаты статической обработки моделирования РВП 48×8 были представлены на гистограммах. В качестве примера показана гистограмма на рис. 4.7. Значение основных характеристик представлены в табл. 4.1 и 4.2.

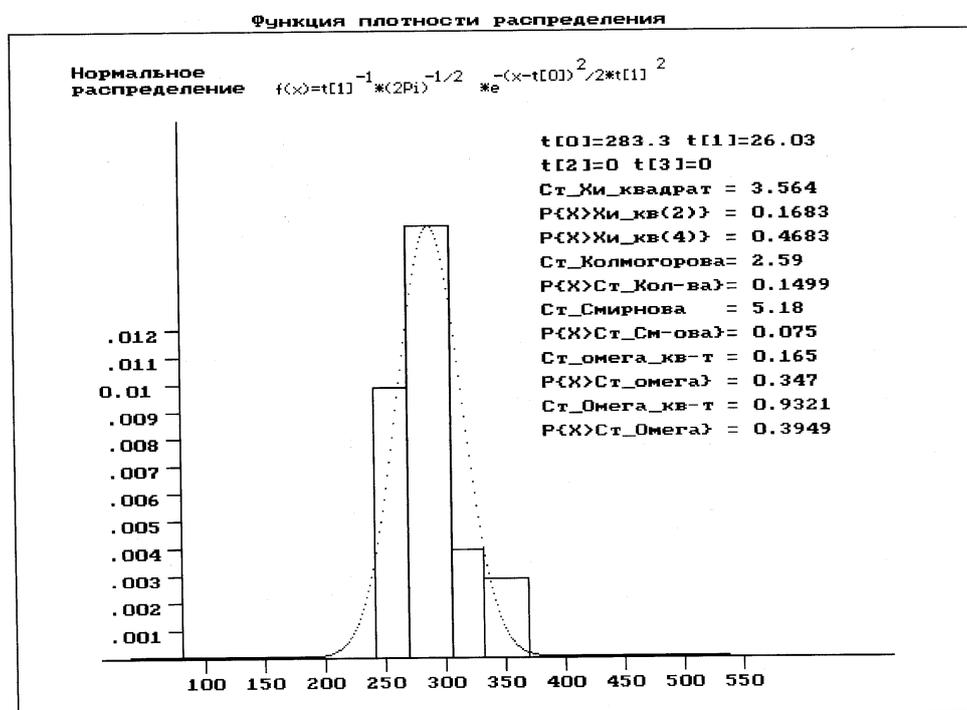


Рис. 4.7. Распределение долговечности. 1-й класс точности. РВПК 48×8

Таблица 4.1

## Результаты моделирования РВП 48×8 различного класса точности

Номер опыта	Класс точности	Статическая грузоподъемность, кН	Долговечность передачи без подшипника, млн об.	Долговечность передачи с опорной гайкой, млн об.	Суммарная контактная жесткость (с опорной гайкой), Н/мкм	Суммарная жесткость передачи (с опорной гайкой), Н/мкм	КПД прямого хода, (с опорной гайкой)	Момент холостого хода, Н·м
1	0	200	860	785	560	560	Больше 0,71	4,27
2	1	177 ± 18	325	780 ± 32	535	535	0,71 ± 0,005	4,30
3	2	155 ± 28	162	685 ± 75	495	495	0,70 ± 0,01	4,53
4	3	120 ± 36	78	650 ± 110	440	440	0,68 ± 0,015	4,83
5	4	62 ± 33	34	500 ± 85	390	390	0,66 ± 0,02	5,35

Таблица 4.2

## Результаты моделирования РВП 39×10 различного класса точности

Номер опыта	Класс точности	Статическая грузоподъемность, Н	Долговечность передачи без подшипника, млн об.	Долговечность передачи с опорной гайкой, млн об.	Суммарная контактная жесткость (с опорной гайкой), Н/мкм	Суммарная жесткость передачи (с опорной гайкой), Н/мкм	КПД прямого хода, (с опорной гайкой)	Момент холостого хода, Н · м
1	0	120000	308	280	770	411	0,75	4,45
2	1	120000	158	145	763	409	0,75	4,45
3	2	120000	81	74	723	395	0,74	4,62
4	3	113000	38	35	600	355	0,73	4,92
5	4	63500	15	14	445	295	0,71	5,27

#### 4.8.2. Результаты математического моделирования основных характеристик РВПЗК

Исследовалась передача РВПЗК 66×6 различных классов точности: от идеализированной (с абсолютно точной геометрией резьбы) и 1-, 3-, 5-, 7-го классов точности. Исходные данные для моделирования:

эквивалентная нагрузка 10000 Н,

сила предварительного натяга гаек 4100 Н,

твердость поверхности резьбы 60 HRC<sub>э</sub>,

число роликов 4,

длина ходовой гайки 72 мм,

максимальная длина перемещения ходовой гайки 165 мм.

При моделировании генерировались случайные отклонения в пределах допуска на внутришаговую погрешность резьбы и в пределах допуска

на средний диаметр резьбы. Для оценки после рассеяния характеристик РВПЗК 66×6 проведены по 20 математических испытаний для каждого класса точности. Оценивались статическая грузоподъемность, долговечность, контактная жесткость, суммарная жесткость передачи, КПД, момент холостого хода.

Результаты статической обработки моделирования РВПЗК 66×6 были представлены на гистограммах. В качестве примера показана гистограмма на рис. 4.8. Значение основных характеристик передачи РВПЗК представлены в табл. 4.1 и 4.2.

Значения основных характеристик передачи РВПЗК представлены в табл. 4.3.

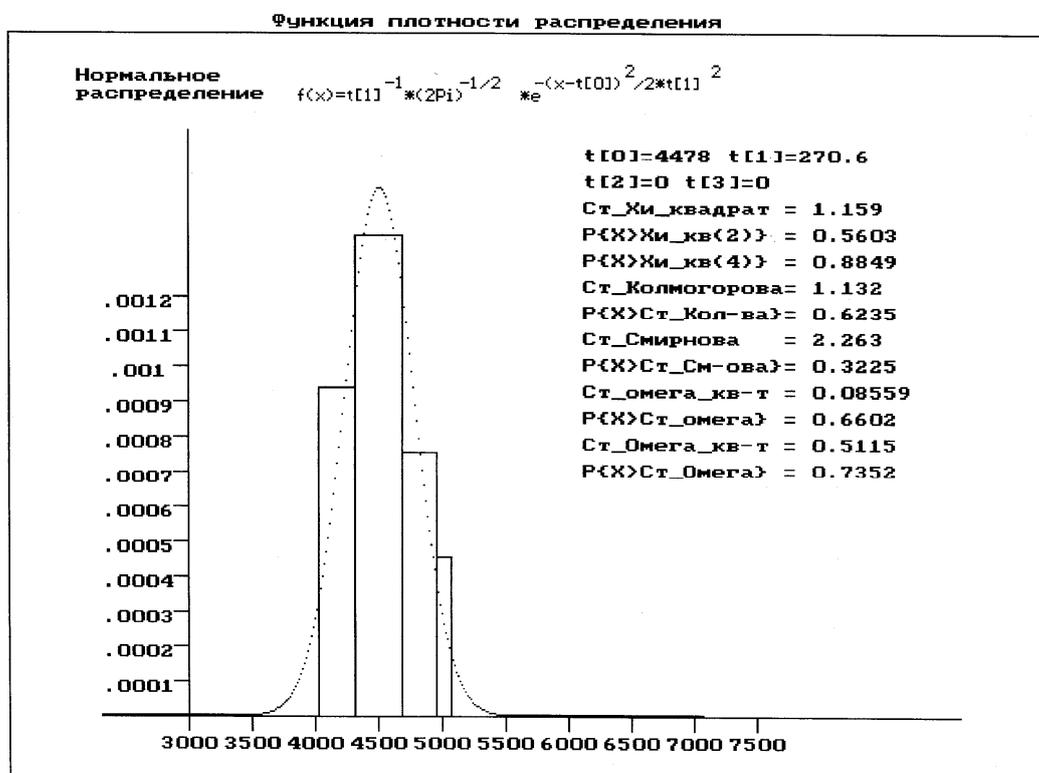


Рис. 4.8. Распределение долговечности. 1-й класс точности. РВПЗК 66×6

Таблица 4.3

## Результаты моделирования РВПЗК 66×6 различного класса точности

Номер опыта	Класс точности	Статическая грузоподъемность, кН	Долговечность передачи (с опорной гайкой), млн об.	Суммарная контактная жесткость (с опорной гайкой), Н/мкм	Суммарная жесткость передачи (с опорной гайкой), Н/мкм	КПД прямого хода, (с опорной гайкой)	Момент холостого хода, Н·м
1	0	146	7900	900	620	0,803	1,79
2	1	138 ± 6	4500 ± 800	786 ± 6	565	0,802	1,79
3	2	136,5 ± 10	2780 ± 810	765 ± 11	550	0,801	1,79
4	3	130 ± 14	1780 ± 700	740 ± 17	540	0,801	1,80
5	4	123 ± 22	837 ± 460	705 ± 200	530	0,798	1,88

**4.8.3. Анализ результатов моделирования**

Анализ полученных результатов показывает, что при одних и тех же радиальных габаритных размерах РВПЗК 39×10 и РВПЗК 66×6:

- а) статическая грузоподъемность РВПЗК превышает примерно на 15 % грузоподъемность РВПЗК тяжелой серии;
- б) долговечность (с учетом долговечности опор) РВПЗК средней серии примерно в 30 раз превышает долговечность РВПЗК тяжелой серии;
- в) контактная жесткость (с учетом контактной жесткости опор) РВПЗК средней серии незначительно (на 3 %) превышает контактную жесткость РВПЗК тяжелой серии, а суммарная осевая жесткость (с учетом жесткости тел винта и роликов) РВПЗК средней серии примерно на 38 % превышает суммарную осевую жесткость РВПЗК тяжелой серии;
- г) КПД прямого хода РВПЗК примерно на 13 % превышает КПД прямого хода РВПЗК.

При изменении классов точности по порядку 1-; 3-; 5-; 7-й характеристики передач изменялись соответственно в пропорции:

- а) статическая грузоподъемность  
для РВПЗК как 1,0; 0,87; 0,68; 0,62;  
для РВПЗК как 1,0; 0,97; 0,94; 0,89;
- б) долговечность (с учетом долговечности опор)  
для РВПЗК как 1,0; 0,49; 0,22; 0,09;  
для РВПЗК как 1,0; 0,62; 0,40; 0,19;
- в) контактная жесткость (с учетом контактной жесткости опор)  
для РВПЗК как 1,0; 0,87; 0,74; 0,57;  
для РВПЗК как 1,0; 0,97; 0,94; 0,90.

Основные выводы:

1. Удельная грузоподъемность, долговечность и жесткость РВПЗК существенно превышают соответствующие характеристики РВПСР и поэтому РВПЗК представляются перспективными в составе приводов, к которым предъявляются повышенные требования по компактности или по долговечности.

2. При одинаковой редукции (характеризуется величиной перемещения ходовой гайки за оборот винта) КПД РВПЗК выше КПД РВПСР и поэтому РВПЗК представляются перспективными в составе приводов, к которым предъявляются требования экономии потребляемой энергии.

3. Снижение класса точности с 1-го до 3-го незначительно снижает статическую грузоподъемность и жесткость, но при этом снижается себестоимость передач.

4. Снижение точности передач негативнее сказывается на характеристиках РВПСР, чем РВПЗК, в частности, снижение класса точности с 1-го до 3-го снижает долговечность РВПСР наполовину, а долговечность РВПЗК только на одну треть, и поэтому РВПЗК могут быть экономичнее РВПСР.

5. Как указывалось в разд. 2, применение РВПЗК целесообразнее для малых и средних перемещений, а РВПСР – для больших перемещений.

#### 4.9. Миниатюризация

Снижение радиальных габаритных размеров шариковинтовых передач ограничено сложностью изготовления миниатюрных каналов возврата шариков.

Снижение радиальных габаритных размеров РВПСР и РВПЗК ограничено минимально предельными диаметрами роликов, определяемых возможностями технологии изготовления.

В РВП средний диаметр резьбы ролика  $d_2$  связан со средним диаметром резьбы гайки

$$d_2 = d_3 / (k + 2).$$

При одинаковых средних диаметрах резьбы гаек отношение средних диаметров роликов РВПСР и РВПЗК:

$$d_{2SR} / d_{23K} = (k_{3K} + 2) / (k_{SR} + 2).$$

Как сказано выше, для обеспечения высокой удельной грузоподъемности РВПСР необходимо, чтобы  $k \geq 2 \dots 3$ . Для РВПЗК рекомендуется  $k = 1$ .

Отсюда при одинаковых средних диаметрах резьбы гаек

$$d_{2SR \min} = (0,60 \dots 0,75)d_{23K \min}.$$

Кроме того, в отличие от РВП SR в РВПЗК не требуются цапфы на концах роликов и сепараторы.

Таким образом, при одинаково малых диаметрах гаек легче изготовить РВПЗК, чем РВП SR.

В качестве недостатков РВПЗК можно отметить:

во-первых, ограничение максимальной величины перемещения ходовой гайки предельным отношением длины ролика к его диаметру:  $L_2 / d_2 \leq 30$ . В этом случае максимальная длина перемещения ходовой гайки ограничена восьмью длинами этой гайки. С увеличением отношения длины ролика к его диаметру усложняется технология и растет стоимость изготовления.

Условно длины перемещений, ограниченные отношением  $L_2 / d_2 \leq 30$ , будем относить к малым и средним длинам перемещений;

во-вторых, в передаче со средними и особенно с повышенными длинами перемещений ходовых гаек опорные гайки должны располагаться на обоих концах передачи и быть жестко связаны между собой через корпус или скалки;

в-третьих, возможность передачи вращательного движения от двигателя только на винт, но не на ходовую гайку.

Кроме того, следует учитывать следующее. Несмотря на то что КПД РВПЗК выше КПД РВП SR при одинаковом передаточном отношении, тенденция снижения КПД с увеличением передаточного отношения сохраняется для всех передач винт – гайка, в том числе и для РВПЗК.

## **Выводы**

Вышеприведенная сравнительная оценка показателей технического уровня РВПЗК и базовых передач показала, что для малых и средних длин перемещений, составляющих большую долю области применения передач винт – гайка, РВПЗК по диапазону выбора передаточного отношения, долговечности, статической грузоподъемности, коэффициенту полезного действия, моменту инерции, кинематической точности и плавности имеет лучшие показатели, чем базовые передачи. Только по жесткости показатели РВПЗК и базовых передач примерно одинаковы. Сводная таблица относительных показателей технического уровня РВПЗК при РВП SR, принятой в качестве базовой, приведена ниже (табл. 4.4).

Таблица 4.4

Сводная таблица показателей технического уровня РВПЗК

Относительный показатель	Значение
Передаточное отношение	8...20
Динамическая грузоподъемность	1,6...3
Статическая грузоподъемность	1,15...1,25
КПД при высокой редукции	1,15...1,30
Момент инерции	0,45
Жесткость	1,0
Кинематическая точность	Выше
Возможность миниатюризации	Шире

Таким образом, для области малых и средних длин перемещений технический уровень РВПЗК выше технического уровня широко применяемых ШВП и РВПСР.

## **Глава 5. СОГЛАСОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧ ВИНТ – ГАЙКА И ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ**

### **5.1. Анализ соответствия параметров электродвигателей и передач винт – гайка**

В 50-х гг. прошлого века гидравлические приводы, преобразующие вращательное движение в поступательное, стали вытесняться электромеханическими приводами того же назначения в станках, авиационном оборудовании и так далее благодаря следующим преимуществам электромеханических приводов [40]:

- а) меньшим габаритным размерам и массе (с учетом в гидравлическом приводе баков, насосов и т.д.);
- б) большей надежности;
- в) удобству эксплуатации;
- г) более легкой стыковке с электрическими системами управления;
- д) более высокому КПД.

Причем высокий расход энергии в регулируемом гидроприводе объясняется тем, что для обеспечения готовности в любой момент воспринять максимальную нагрузку и воспроизвести максимальную скорость насос регулируемого привода должен постоянно обеспечивать максимальное давление и максимальный расход. В отличие от этого электромеханический привод потребляет из сети максимальный ток лишь в период разгона, а при установившемся движении величина потребляемого тока существенно меньше.

По сравнению с линейными электродвигателями [41, 42] электромеханические приводы имеют меньшую массу и габаритные размеры, более высокую жесткость.

В приводе электродвигатель предназначен для преодоления сопротивления нагрузки и обеспечения заданных скоростей и ускорений выходного звена. Для согласования возможностей электродвигателя и требуемых скоростей и ускорений выходного звена при заданной нагрузке применяется механическая передача, которая кроме передаточного отношения характеризуется моментом инерции, потерями на трение, жесткостью, кинематическими погрешностями, зазорами.

При анализе и синтезе электроприводов необходимо учитывать два обстоятельства: 1) электромагнитный момент двигателя пропорционален

квадрату диаметра якоря и длине якоря [43 – 46]; 2) момент инерции двигателя пропорционален диаметру якоря в четвертой степени и длине якоря.

Отсюда следуют три вывода. Во-первых, ускорение электродвигателя обратно пропорционально квадрату диаметра якоря, а следовательно, наибольшее собственное ускорение при прочих равных условиях имеют электродвигатели с самым малым диаметром якоря. Во-вторых, высокомоментные безредукторные электродвигатели характеризуются увеличенными габаритными размерами и массой и относительно низким собственным ускорением. В-третьих, стремление повысить быстродействие привода за счет уменьшения диаметра якоря при значительном моменте сопротивления вступает в противоречие с необходимостью в этом случае компенсировать падение электромагнитного момента при уменьшении якоря. Применение промежуточного редуктора не разрешает этого противоречия, так как редуктор во столько раз повышает момент на выходном звене, во сколько раз он уменьшает скорость и ускорение этого выходного звена.

В современных приводах на базе передач винт – гайка для сокращения кинематической цепи и повышения качества привода целесообразно соединять двигатель с передачей винт – гайка без промежуточного редуктора. Первой отличительной особенностью приводов с непосредственным соединением электродвигателя и передачи винт – гайка является узкий диапазон выбора передаточного отношения известных передач: передачи винт – гайка скольжения, ШВП, РВП/СР. Диаметральные габаритные размеры передачи винт – гайка определяются обычно условиями долговечности и жесткости, а длина передачи зависит от длины перемещения выходного звена и обычно является значительной. Поэтому второй отличительной особенностью приводов на базе известных передач винт – гайка, соединенных непосредственно с электродвигателем, является существенно более высокий момент инерции присоединенных к двигателю масс по сравнению с приводами на базе только зубчатых или червячных передач. Вместе с тем нет возможности существенно уменьшить момент инерции известных передач винт – гайка. Вследствие такой функциональной «негибкости» известных передач винт – гайка проблема повышения качества, эффективности приводов решалась в основном по пути разработки специальных конструкций электродвигателей, учитывающих особенности эксплуатации приводов.

В 60-х гг. в приводах вместо электродвигателей постоянного тока с зубцовым якорем и электромагнитной системой возбуждения появились малоинерционные электродвигатели с гладким якорем [43].

Беззубцовый якорь улучшает коммутационные свойства и позволяет повысить индукцию в зазоре двигателя. Улучшение коммутационных свойств позволяет выполнить якорь удлиненной формы и, следовательно, значительно снизить момент инерции якоря, что при одновременном увеличении удельных электромагнитных нагрузок обеспечивает высокое собственное ускорение электродвигателя

$$\varepsilon_c = \frac{M_{\text{двп}}}{J_{\text{дв}}},$$

где  $M_{\text{двп}}$  – пусковой момент электродвигателя;  $J_{\text{дв}}$  – момент инерции якоря электродвигателя.

Угловое ускорение электродвигателей с гладким якорем серий МИГ, ДПР на порядок превышает угловое ускорение электродвигателей традиционной конструкции с зубцовым якорем и электромагнитным возбуждением и может достигать  $50000 - 60000 \text{ 1/c}^2$  при электрохимической постоянной времени  $1 - 1,5 \text{ мс}$ . Двигатели с гладким якорем и внешним по отношению к якорю расположением постоянных магнитов имеют минимальную постоянную времени, а двигатели с гладким якорем и расположенными внутри ротора постоянными магнитами имеют несколько большую постоянную времени при меньших габаритных размерах и массе. При соединении электродвигателя непосредственно с нагрузкой ускорение электродвигателя

$$\varepsilon_{\text{дв}} = \frac{M_{\text{двп}}}{J_{\text{дв}} + J_{\text{н}}},$$

где  $J_{\text{н}}$  – момент инерции нагрузки.

Если момент инерции нагрузки существенно превышает момент инерции якоря электродвигателя, то ускорение электродвигателя уменьшается по сравнению с собственным ускорением  $\varepsilon_c$  в следующем отношении:

$$\frac{\varepsilon_{\text{дв}}}{\varepsilon_c} = \frac{J_{\text{дв}}}{J_{\text{дв}} + J_{\text{н}}},$$

и все преимущества малоинерционного электродвигателя по быстрдействию могут не осуществиться. Это имеет место при соединении малоинерционного электродвигателя непосредственно с ШВП, момент инерции которой в несколько раз превышает момент инерции якоря электродвигателя. В этом случае для согласования момента инерции электродвигателя  $J_{\text{дв}}$  и момента инерции ШВП  $J_{\text{н}}$  применяют промежуточный редуктор с пе-

редаточным отношением  $u$ . Если пренебречь моментом инерции промежуточного редуктора, то отношение ускорений

$$\frac{\varepsilon_{\text{дв}}}{\varepsilon_{\text{с}}} = \frac{J_{\text{дв}}}{J_{\text{дв}} + J_{\text{н}} / u}$$

и при достаточно большом значении  $u$  ускорение  $\varepsilon_{\text{дв}}$  незначительно снизится по сравнению с величиной  $\varepsilon_{\text{с}}$ . Однако промежуточный редуктор снижает ускорение нагрузки, существенно повышает стоимость привода, вносит дополнительные кинематические погрешности, снижает надежность привода. К тому же тепловая постоянная времени электродвигателя с гладким якорем мала и составляет всего несколько минут.

В связи с этим в 70-х гг. в приводах подач станков в качестве альтернативы малоинерционным электродвигателям появились высокомоментные электродвигатели, отличающиеся большим диаметром якоря и большим моментом инерции [44]. Собственное ускорение этих электродвигателей (ПБВ, ДК-1) из-за большого момента инерции якоря ниже собственного ускорения малоинерционных электродвигателей, но остается достаточно высоким ( $\varepsilon = (1 \dots 2)10000 \text{ 1/c}^2$ ) вследствие высокого крутящего момента, определяемого большим диаметром якоря и системой возбуждения на постоянных магнитах.

Тепловая постоянная этих электродвигателей во много раз превосходит тепловую постоянную малоинерционных электродвигателей и составляет час и более. Эффект применения высокомоментных электродвигателей с высоким моментом инерции проявляется в том, что присоединение к электродвигателю даже такой высокоинерционной передачи, как ШВП незначительно снижает ускорение электродвигателя по сравнению с его собственным ускорением, так как момент инерции этого электродвигателя обычно в несколько раз превышает момент инерции передачи. Недостатками высокомоментных электродвигателей являются не только меньшее по сравнению с малоинерционными собственное ускорение, но и значительные дополнительные затраты энергии при разгоне и торможении высокоинерционного якоря и связанных с ним масс, так как кинетическая энергия при разгоне двигателя до установившейся скорости  $W = (J_{\text{дв}} + J_{\text{вг}})\omega^2/2$ .

Кроме того, в этих электродвигателях при постоянных магнитах нет компенсации реакции якоря, а поэтому с ростом скорости резко снижается допустимый по условиям коммутации ток якоря, т.е. момент электродвигателя.

Достоинство рассмотренных выше электродвигателей постоянного тока заключается в относительно простых способах регулирования скорости в широком диапазоне. Главный недостаток – в наличии механического щеточно-коллекторного узла. Щеточно-коллекторный узел ограничивает допустимые электромагнитные нагрузки по условиям коммутации, т.е. допустимый максимальный момент и скорость, а также снижает долговечность и надежность электродвигателя.

В связи с этим в последнее время двигатели постоянного тока в составе приводов вытесняются двигателями переменного тока. Асинхронные короткозамкнутые двигатели имеют самую простую конструкцию, технологичны и дешевы. Однако регулировать их скорость можно только путем изменения частоты питающего напряжения. С развитием полупроводниковой преобразовательной техники появилась возможность создания преобразователей частоты и регулируемого привода на основе асинхронных короткозамкнутых двигателей с высокими технико-экономическими показателями.

Асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором имеют невысокое собственное ускорение якоря, что обусловлено высоким собственным моментом инерции якоря и невысоким моментом перегрузки. Следовательно, так же, как и высокомоментный электродвигатель постоянного тока, асинхронный короткозамкнутый двигатель может соединяться напрямую с передачей винт – гайка без существенного уменьшения ускорения всего агрегата по сравнению с собственным ускорением двигателя. Вместе с тем, как и для высокомоментного электродвигателя постоянного тока, для асинхронного короткозамкнутого двигателя характерны увеличенные дополнительные потери в переходных режимах из-за высокого момента инерции его якоря.

В конце 80-х гг. появились вентильные двигатели, представляющие собой синхронные машины с постоянными магнитами на роторе, в которых коммутация секций обмотки статора осуществляется с помощью полупроводникового коммутатора, управляемого сигналами датчика положения ротора [45, 46]. Коммутатор вместе с датчиком положения ротора выполняет те же функции, что и коллектор в двигателе постоянного тока, но лишен его недостатков. По сравнению с двигателем постоянного тока вентильный двигатель имеет следующие достоинства: высокую надежность, независимость максимального момента от скорости, хорошие массогабаритные показатели, хороший отвод тепла, более высокий КПД и

меньший уровень шума из-за отсутствия щеток. Однако его стоимость выше стоимости электродвигателя постоянного тока. Вентильные двигатели имеют высокий электромагнитный момент и малый момент инерции якоря, что обуславливает высокое собственное ускорение двигателей, близкое к собственному ускорению малоинерционных двигателей постоянного тока с гладким якорем. Однако для согласования малоинерционного вентильного двигателя и высокоинерционной передачи винт – гайка, например ШВП, требуется, как и для малоинерционного двигателя с гладким якорем, промежуточный редуктор.

В настоящее время в высокоточных приводах широко применяются отечественные вентильные электродвигатели типа 5ДВМ Чебоксарского электроаппаратного завода, типа ДБМ завода «Заря» (г. С.-Петербург), а также зарубежные двигатели фирмы *Siemens*, интегрированные двигатели серии IcIAno65 фирмы *Berger Lahr*, двигатели серии *Small motors* фирмы *Merkes* и др.

В приводах, обеспечивающих дискретное перемещение с невысокой средней скоростью, широкое применение получили шаговые отечественные электродвигатели типа ДШИ-200 [47], а также типа ДШ 20, ДШР 60, ДШР 116 ОАО фирмы «Микмар» (г. С.-Петербург). Кроме того, следует отметить высокоинтегрированные зарубежные электроприводы *Mdrive-17* фирмы *Intelligent motion systems* и интеллектуальные приводы серии IcIaIFS фирмы *Berger Lahr* и др.

Разрешающая способность, или чувствительность, привода линейного перемещения с шаговым электродвигателем повышается с уменьшением шага линейного перемещения. Уменьшение величины шага линейного перемещения достигается или путем увеличения числа шагов электродвигателя за оборот ротора, или уменьшением величины перемещения гайки передачи за оборот винта. Увеличение числа шагов электродвигателя за оборот ротора ограничивается возможностями конструкции шаговых электродвигателей и систем их управления. В настоящее время максимальное число микрошагов шаговых электродвигателей 50000. Уменьшение величины линейного перемещения гайки за оборот винта передач ограничивается их конструктивными особенностями и показателями плавности работы передачи при высокой редукции. Именно передачи с высокой плавностью работы позволяют обеспечить точность и стабильность отработки шаговых перемещений. В настоящее время в приводах зарубежных станков и телескопов нашли применение шаговые электродвигатели в сочетании с РВПISV с величиной перемещения гайки за оборот винта 1 мм.

Проведенный выше анализ показал, что проблема повышения эффективности и качества приводов на базе передач винт – гайка требует решения, наряду с другими задачами, следующих двух актуальных задач.

Во-первых, задачи сочетания электродвигателя с передачей винт – гайка в быстродействующих приводах. Создается противоречивая ситуация: применение малоинерционных электродвигателей требует промежуточного редуктора, что приводит к увеличению габаритных размеров и массы, снижению надежности и точности привода, а применение высокоинерционных электродвигателей приводит к снижению ускорения рабочего органа и увеличению дополнительных затрат энергии при переходных режимах.

Во-вторых, задача сочетания шагового электродвигателя с передачей винт – гайка при создании привода с высокой разрешающей способностью для удовлетворения требований современной техники и технологии, в частности нанотехнологии. Современные шаговые электродвигатели имеют ограничения по предельному уменьшению величины шага, а известные передачи винт – гайка – ограничения по предельной редукции и плавности работы.

Поскольку сочетание малоинерционных электродвигателей с широко применяемыми ШВП требует промежуточного редуктора, а применение высокоинерционного электродвигателя приводит к снижению ускорения рабочего органа и увеличению дополнительных затрат энергии при переходных режимах, то одним из выходов из этой противоречивой ситуации является сочетание малоинерционного электродвигателя, предпочтительно вентильного, с РВП, в особенности с РВПЗК. Как показано в гл. 4, при одинаковых радиальных габаритных размерах момент инерции РВПЗК в 2 – 3 раза, а момент инерции передачи РВПЗК в 10 – 12 раз меньше момента инерции ШВП. Поэтому сочетание РВП, в особенности передачи РВПЗК, с малоинерционным электродвигателем может незначительно снизить собственное ускорение электродвигателя и привести к малым дополнительным затратам энергии при переходных режимах.

Сравним влияние характеристик РВП и ШВП как базовых на качественные показатели приводов различного назначения и конечных изделий, в состав которых они входят [48, 49]:

1. Применение РВП в составе быстродействующих приводов способствует повышению производительности машин и оборудования вследствие следующих достоинств передач:

- предельно высокая величина перемещения ходовой гайки за оборот винта у роликвинтовых передач (РВПSR) не меньше, чем у ШВП, и может быть близкой к величине диаметра винта;

- предельная частота вращения винта у РВП в 3 – 5 раз выше, чем у ШВП;

- момент инерции РВП, в особенности РВПЗК, в несколько раз меньше, чем у ШВП.

2. Применение РВП в составе точных приводов способствует повышению точности и плавности движения выходного звена привода при заданной скорости движения вследствие следующих достоинств этих передач:

- меньшее число последовательно соединенных звеньев и большее число параллельно работающих контактов в РВПЗК, чем в ШВП и РВПSR;

- предельная величина редукции РВП, в особенности РВПЗК, в 10 – 100 раз выше, чем у ШВП;

- предельная частота вращения винта РВП в 3 – 5 раз выше, чем у ШВП, что позволяет применять РВПЗК с высокой редукцией для обеспечения одинаковой с ШВП скорости выходного звена;

- высокая динамическая грузоподъемность РВП при точечном контакте резьбы в несколько раз превышает динамическую грузоподъемность ШВП и обычно обеспечивает большую долговечность роликвинтовых передач даже при высокой редукции и большей частоте вращения.

3. Применение РВП может обеспечить минимальные габаритные размеры и массу привода вследствие следующих достоинств этих передач:

- высокая предельная величина редукции позволяет использовать малогабаритные высокоскоростные электродвигатели;

- высокая предельная частота вращения винта позволяет применять высокую редукцию при высокой линейной скорости выходного звена;

- малая величина момента инерции передачи позволяет применять малоинерционные и малогабаритные электродвигатели.

4. Применение РВП может обеспечить минимальные энергозатраты в переходных режимах вследствие следующих достоинств этих передач:

- малая величина момента инерции передачи;

- возможность получения предельно высокой величины перемещения ходовой гайки РВПSR за оборот винта.

Таким образом, РВП расширяют арсенал возможных технических решений при проектировании привода и позволяют повышать качество

привода или путем улучшения единичных показателей, таких как быстродействие и скорость, точность и плавность, масса и габаритные размеры, энергопотребление, или путем повышения уровня компромиссного решения по комплексным показателям.

Отсюда следует, что если раньше совершенствование силовой части электроприводов на базе передач винт – гайка шло в направлении создания специальных высокоэффективных электродвигателей, то применение новых РВП расширяет возможности привода со стороны его более консервативной механической части.

В настоящее время в различных отраслях, в частности при производстве интегральных схем, необходимо обеспечить перемещение технологических устройств с разрешающей способностью порядка 0,1 – 0,01 мкм [50 – 53]. Под разрешающей способностью, или чувствительностью, привода понимают минимально возможную величину перемещения рабочего органа при задании соответствующего сигнала на входе привода. Кроме разрешающей способности к основным характеристикам привода относят погрешность повторяющегося позиционирования и мертвый ход.

В качестве приводов с высокой разрешающей способностью применяют приводы на базе шаговых электродвигателей с большим числом шагов за оборот и передач винт – гайка качения.

Высокую разрешающую способность могут иметь РВП. Точность РВП определяется точностью их изготовления (возможно изготовление выше 1-го класса точности), большим числом параллельно нагруженных точек контактов резьбы, усредняющим погрешности резьбы в отдельных точках контактов, а также относительно малыми потерями на трение.

Перспективными для повышения разрешающей способности приводов являются РВПЗК. Во-первых, при высокой редукции РВПЗК и при одном и том же угле поворота винта длина перемещения ходовой гайки оказывается минимальной по сравнению с другими типами передач. Во-вторых, более высокий КПД РВПЗК по сравнению с другими передачами при той же редукции также повышает чувствительность и уменьшает мертвый ход. Момент холостого хода РВПЗК обычно является минимальным. В-третьих, большое число параллельно работающих контактов при малом числе последовательно соединенных звеньев усредняет погрешности резьбы в отдельных точках контактов и повышает жесткость передачи, что способствует обеспечению ее высокой кинематической точности и снижению величины мертвого хода. В-четвертых, точечное сопряжение

резьбы при высоком значении коэффициента осевого перекрытия, особенно во внешнем сопряжении, повышает плавность работы передачи.

Сочетание шаговых электродвигателей и РВПЗК, обеспечивающих высокую редуцированную и высокую плавность работы, позволяет получить привод с высокой разрешающей способностью [52]. Так, РВПЗК с шагом резьбы  $P = 0,4$  мм и с перемещением ходовой гайки за оборот винта  $0,1$  мм дает в сочетании с двигателем ДШИ-200, имеющим  $200$  имп/об, шаг линейного перемещения  $0,5$  мкм. Возможны также варианты сочетания этой передачи:

- с двигателем, имеющим  $1600$  имп/об, что обеспечивает расчетный шаг линейного перемещения  $0,0625$  мкм;
- с двигателем, имеющим  $50000$  имп/об, что обеспечивает расчетный шаг линейного перемещения  $0,002$  мкм.

Таким образом, расчетный шаг в последнем варианте оказывается на порядок меньше, чем минимальный шаг известного привода, изготовленного в США [52], при одинаковом шаговом двигателе. Для получения шага линейного перемещения  $0,020$  мкм достаточно соединить рассматриваемую передачу с шаговым двигателем, имеющим  $5000$  имп/об. При необходимости дальнейшего уменьшения значения разрешающей способности по сравнению с достигнутым ( $0,015$  мкм) и, возможно, с одновременным снижением требований к точности изготовления РВП целесообразно использовать составные приводы, включающие электропривод на базе РВП и пьезоэлектрический привод, закрепленный на выходном звене роликовинтовой передачи.

Абсолютное перемещение рабочего органа складывается из предварительного переносного движения на расстояние  $10 - 50$  мм, обеспечиваемого электроприводом на базе РВП с точностью  $0,1 - 0,05$  мкм, и окончательного, относительного движения на расстояние  $0,05 - 0,005$  мкм, обеспечиваемого пьезоэлектрическим приводом с точностью  $0,00001 - 0,0001$  мкм [53].

## 5.2. Выбор передаточного отношения

Одним из основных вопросов проектирования привода является выбор передаточного отношения передачи винт – гайка, равного отношению угловой скорости входного звена (винта или гайки) к линейной скорости выходного звена (гайки или винта).

На предварительном этапе проектирования привода величину передаточного отношения можно определить исходя в основном из двух условий: 1) условия минимума требуемого момента электродвигателя, что обеспечивает минимальные массу и габаритные размеры электродвигателя [54]; 2) условия определенного соотношения между величиной пускового момента электродвигателя и величиной статического момента сопротивления на валу электродвигателя, что обеспечивает точность и плавность движения выходного звена [19].

Рассмотрим выбор передаточного отношения исполнительного механизма привода из условия обеспечения минимума требуемого момента на валу электродвигателя.

Если для передач с натягом принять, что внешняя осевая нагрузка  $F$  не превышает удвоенной величины силы натяга  $P_H$ , то сила, действующая на гайку, работающую в тяговом режиме, равна  $P_H + 0,55F$  [55], а сила, действующая на гайку, работающую в режиме оттормаживания:  $P_H - 0,43F$ .

Тогда при максимальном линейном ускорении рабочего органа  $w_{\max}$  при его массе  $m$  требуемый момент на валу электродвигателя

$$M_{\text{тр}} = (J_{\text{дв}} + J_{\text{пер}})w_{\max}2\pi/S + mw_{\max}\left(\frac{S}{2\pi}\right)/\eta_{\text{ox}} + \left(\frac{S}{2\pi}\right)[(P_H + 0,55F)/\eta_{\text{п}} - (P_H - 0,43F)/\eta_{\text{пх}}].$$

Оптимальное передаточное отношение, при котором величина требуемого момента имеет минимум, определяется из условия

$$\frac{dM_{\text{тр}}}{d\left(\frac{2\pi}{S}\right)} = 0.$$

Отсюда

$$\left(\frac{2\pi}{S}\right)_{\text{opt}}^2 = \frac{(P_H + 0,55F)/\eta_{\text{пх}} - (P_H - 0,43F)\eta_{\text{о.х}} + mw_{\max}/\eta_{\text{п.х.}}}{(J_{\text{дв}} + J_{\text{пер}})w_{\max}}. \quad (5.1)$$

Минимизация требуемого момента за счет выбора оптимального передаточного отношения способствует снижению габаритных размеров и веса привода. Из выражения (5.1) видно, что с увеличением внешней нагрузки, натяга и массы рабочего органа величина оптимального передаточного отношения увеличивается. Отсюда следует, что для высоконагруженных приводов с массивным рабочим органом требуются передачи с высокой редукцией.

Из выражения (5.1) также видно, что оптимальное передаточное отношение увеличивается с уменьшением моментов инерции двигателя и передачи. Отсюда следует, что применение малоинерционных двигателей и передач требует повышения редукции передачи.

Для привода без натяга гаек

$$\left(\frac{2\pi}{S}\right)_{\text{opt}}^2 = \frac{F + m\omega_{\text{max}}}{(J_{\text{дв}} + J_{\text{пер}})\omega_{\text{max}}\eta_{\text{п.х}}}.$$

Если  $F_{\text{H}} = 0$ , то

$$\left(\frac{2\pi}{S}\right)_{\text{opt}}^2 = \frac{m}{(J_{\text{дв}} + J_{\text{пер}})\eta_{\text{п.х}}}. \quad (5.2)$$

Из выражения (5.2) следует, что если отношение моментов инерции двух сравниваемых приводов  $(J_{\text{дв1}} + J_{\text{пер1}})/(J_{\text{дв2}} + J_{\text{пер2}}) = k$ , где  $k > 1$ , то для второго привода по сравнению с первым оптимальное передаточное отношение увеличивается в  $\sqrt{k}$  раз и для обеспечения требуемого ускорения требуемый момент уменьшится в  $\sqrt{k}$  раз. Если же редукцию и момент двигателя не изменять, то для второго привода ускорение на выходе будет в  $k$  раз выше, чем для первого привода.

Второе условие выбора передаточного отношения вытекает из необходимости обеспечения для высокоточных приводов отношения пускового момента электродвигателя к моменту статического сопротивления на валу электродвигателя [19]:

$$\frac{M_{\text{П}}}{M_{\text{СТ}}} \geq 10 - 20.$$

Момент статического сопротивления зависит от передаточного отношения, например, при действии осевой статической нагрузки  $F$ :

$$M_{\text{СТ}} = \frac{FS}{2\pi\eta_{\text{п.х}}}.$$

Точность и плавность движения выходного звена улучшается с увеличением передаточного отношения, чему способствует применение передач с высокой редукцией.

В общем случае значения передаточных отношений, определенные по первому и второму условиям, не совпадают. Поэтому приходится выбирать компромиссное значение передаточного отношения с учетом всего комплекса требований к приводу.

Расчетное передаточное отношение может быть реализовано с достаточной точностью на основании широкого диапазона передаточных отношений, обеспечиваемого набором различных типоразмеров роликвинтовых передач, в особенности передач с длинными резьбовыми роликами.

### 5.3. Методика предварительного проектирования электромеханического привода с передачей винт – гайка

Основное требование при сочетании электродвигателя с передачей заключается в обеспечении исходного закона движения рабочего органа при заданной внешней нагрузке. Оптимальное сочетание электродвигателя с передачей винт – гайка улучшает весогабаритные, энергетические, динамические и точностные показатели привода.

Рассмотрим основные зависимости, используемые на этапе предварительного проектирования электроприводов линейного перемещения.

Передача выбирается из параметрического ряда по передаточному отношению с учетом ограничений по грузоподъемности, долговечности, предельной частоте вращения, жесткости, нагреву. Диаграмму нагрузки приближенно представим в виде ступенчатой зависимости внешней силы от времени.

Расчетная осевая нагрузка для передачи без предварительного натяга на промежутке времени  $t_i$ :

$$P_i = Q_{wi}, i = 1, 2, \dots, n,$$

где  $n$  – число ступеней диаграммы, в каждой из которых величины нагрузки и скорости можно считать постоянными.

Расчетную нагрузку для передачи с предварительным натягом можно определить по известной методике расчета шариковинтовых передач [55]:

$$P_i = 0,55Q_{wi} + P_H,$$

где  $Q_{wi} = Q_i + m_i w_i$ ;  $Q_i$  – внешняя нагрузка на  $i$ -й ступени графика нагрузки;  $m_i$  – приведенная масса рабочего органа и передачи;  $w_i$  – линейное ускорение рабочего органа;  $P_H$  – сила предварительного натяга.

Примем  $P_H = 0,6(Q_{wi})_{\max}$  [55]. Расчетная статическая грузоподъемность для передачи без предварительного натяга  $C_{0p} = (Q_{wi})_{\max}$ , а для передачи с предварительным натягом  $C_{0p} \approx 1,15(Q_{wi})$ .

Эквивалентная осевая нагрузка на передачу [56]:

$$P_{\text{экв}} = \sqrt[3]{\frac{\sum_{i=1}^{n-1} \left[ \left( \frac{P_{i+1} + P_i}{2} \right)^3 \frac{v_{i+1} + v_i}{2} (t_{i+1} - t_i) \right]}{\sum_{i=1}^{n-1} \left[ \frac{v_{i+1} + v_i}{2} (t_{i+1} - t_i) \right]}}$$

где  $v_i$  – линейная скорость.

Расчетная динамическая грузоподъемность  $C_p = P_{\text{экв}} \sqrt[3]{L}$ , где  $L$  – требуемая долговечность, млн об. винта.

Условия выбора передачи по статической грузоподъемности  $C_{0p} \leq C_0$  и по динамической грузоподъемности  $C_p \leq C$ .

Ограничение по частоте вращения винта:

$$\frac{6000(v_i)_{\text{max}}}{S} \leq n_{\text{пред}},$$

где  $S$  – перемещение ходовой гайки за оборот винта;  $n_{\text{пред}}$  – предельная частота вращения винта (можно принять при первом классе точности для шариковинтовых передач  $n_{\text{пред}} = 1200 \text{ мин}^{-1}$ , а для роликовинтовых передач  $n_{\text{пред}} = 3000 - 4000 \text{ мин}^{-1}$ ).

Ограничение по жесткости передачи  $c_{y.p} \geq c_{y.зад}$ ,

где  $c_{y.p}$ ,  $c_{y.зад}$  – расчетная и заданная осевые жесткости передачи.

Электродвигатель выбирается по эквивалентному моменту на двигателе с учетом ограничений по предельному моменту и максимальной частоте вращения электродвигателя.

Крутящий момент на входе передачи без натяга

$$M_i = \frac{P_i S}{2\pi\eta_{\text{п}}} + J \frac{2\pi w_i}{S},$$

а на входе передачи с натягом [55]:

$$M_i = \left[ \frac{P_i}{\eta_{\text{п}}} - (P_i - 0,43Q_{wi})\eta_0 \right] \frac{S}{2\pi} + J \frac{2\pi w_i}{S},$$

где  $J$  – момент инерции передачи, приведенный к винту,  $\eta_{\text{п}}, \eta_0$  – КПД прямого и обратного хода передачи.

Эквивалентный момент на двигателе [56]:

$$M_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sum_{i=1}^{n-1} \left[ \left( \frac{M_{i+1} + M_i}{2} \right)^2 (t_{i+1} - t_i) \right] \frac{1 - e^{-\frac{t_p}{T_H}}}{1 - e^{-\left(\frac{t_p + t_{\text{ост}}}{T_H}\right)}} t_p \beta},$$

где  $t_p$ ,  $t_{\text{ост}}$  – время работы и время остановок в течение цикла работы двигателя;  $T_H$  – постоянная времени нагрева электродвигателя;  $\beta$  – коэффициент, учитывающий уменьшение теплоотдачи электродвигателя в переходных режимах по сравнению с теплоотдачей при номинальной скорости ( $\beta = 0,5 \dots 0,75$ ).

Условие выбора электродвигателя по эквивалентному моменту

$$M_H \geq M_{\text{ЭКВ}},$$

где  $M_H$  – номинальный момент электродвигателя.

Предельный момент электродвигателя  $M_{\text{пред}}$  определяем из условия, что все точки диаграммы нагрузки, приведенной к валу двигателя, будут лежать внутри области располагаемых моментов и скоростей, т.е. для любой частоты вращения  $n_i$  должно выполняться [56]:

$$M_{\text{пред}} \geq M_i, \quad i = 1, 2, \dots, n.$$

Ограничение по максимальной частоте вращения электродвигателя

$$n_{\text{max}} \geq \frac{60000(v_i)_{\text{max}}}{S}.$$

## Глава 6. ПЕРЕДАЧА ВИНТ – ГАЙКА КАК ДИНАМИЧЕСКОЕ ЗВЕНО МЕХАТРОННОГО МОДУЛЯ

### 6.1. Математическое моделирование мехатронного модуля с шаговым электродвигателем

Расчетная схема мехатронного модуля в виде однокоординатной подвижки представлена на рис. 6.1.

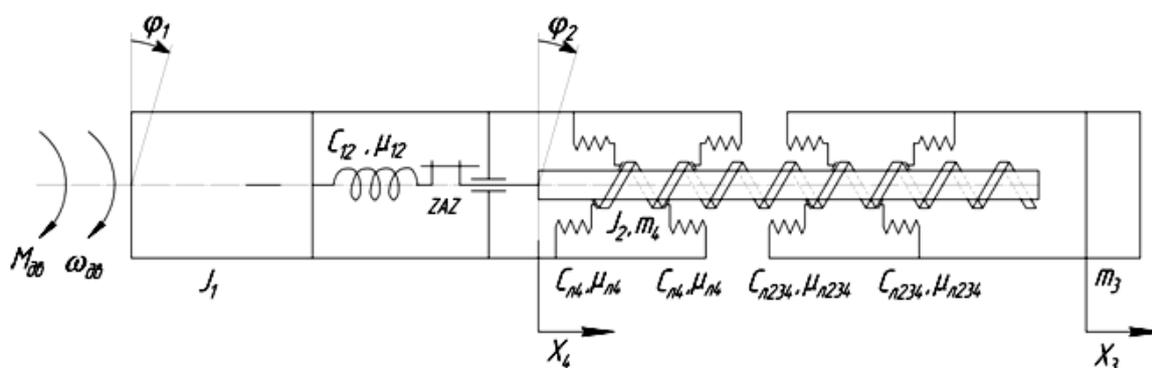


Рис. 6.1. Схема мехатронного модуля в виде однокоординатной подвижки

#### 6.1.1. Математическая модель микропроцессорной системы управления

Основное назначение электронной части привода – управление работой шагового двигателя в соответствии с заданным законом движения. Управление происходит путем чередования управляющих импульсов в соответствии со схемой, изображенной на рис. 6.2.

В зависимости от порядка чередования импульсов, поступающих на фазы ШД, происходит вращение двигателя либо по часовой стрелке, либо против часовой стрелки. В случае, если чередование импульсов происходит в соответствии с вращением по часовой стрелке, шток исполнительного механизма выдвигается, наоборот, если чередование импульсов – в соответствии с вращением против часовой стрелки, шток втягивается.

Управляющие импульсы прямоугольной формы формируются микроконтроллером блока управления приводами, входящим в состав микропроцессорной системы управления, в соответствии с заложенной в него программой. Далее они поступают на модуль управления шаговым двигателем, где преобразуются в импульсы напряжения. Импульсы напряжений поступают на обмотки шагового двигателя  $A$  и  $B$ .

В соответствии с этим разработана математическая модель микро-процессорной системы управления.

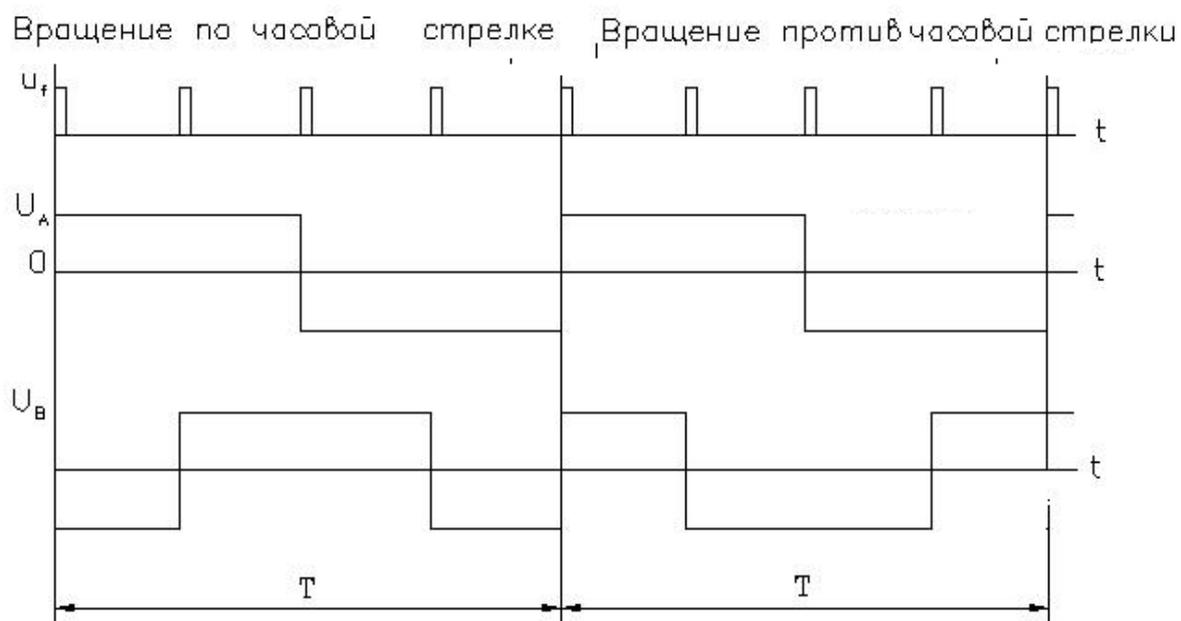


Рис. 6.2. Порядок чередования импульсов напряжения на вводах шагового двигателя и направление вращения при четырехтактной биполярной парной коммутации фаз

Функция зависимости управляющего напряжения  $U_y$  от времени  $t$  при вращении двигателя по часовой стрелке описывается:

на фазе  $A$ :

$$\begin{cases} \text{Если } t \geq 0 \text{ и } t < T/2, \text{ то } U_{yA} = U_{\min}, \\ \text{если } t \geq T/2 \text{ и } t < T, \text{ то } U_{yA} = U_{\max}; \end{cases} \quad (6.1)$$

на фазе  $B$ :

Если  $t > 0$  и  $t < T/4$ , то  $U_{yB} = U_{\max}$ ,

если  $t > T/4$  и  $t < 3T/4$ , то  $U_{yB} = U_{\min}$ ,

если  $t > 3T/4$  и  $t < T$ , то  $U_{yB} = U_{\max}$ .

В свою очередь, функция зависимости управляющего напряжения от

времени  $t$  при вращении двигателя против часовой стрелки описывается выражением:

на фазе  $A$ :

$$\begin{cases} \text{Если } t \geq 0 \text{ и } t < T/2, \text{ то } U_{yA} = U_{\min}, \\ \text{если } t \geq T/2 \text{ и } t < T, \text{ то } U_{yA} = U_{\max}; \end{cases} \quad (6.2)$$

на фазе  $B$ :

$$\begin{aligned} &\text{Если } t > 0 \text{ и } t < T/4, \text{ то } U_{yB} = U_{\min}, \\ &\text{если } t > T/4 \text{ и } t < 3T/4, \text{ то } U_{yB} = U_{\max}, \\ &\text{если } t > 3T/4 \text{ и } t < T, \text{ то } U_{yB} = U_{\min}. \end{aligned}$$

В выражениях (6.1) и (6.2)  $T$  – период следования управляющих сигналов. Период зависит от частоты вращения ШД, задаваемой с пульта управления микропроцессорной системы управления.

Для обеспечения высокой разрешающей способности мехатронного модуля целесообразно применение обратной отрицательной связи по положению рабочего органа.

При обратной связи по положению определяется погрешность положения  $\Delta = x_5 - x_{\text{зад}}$ , где  $x_5, x_{\text{зад}}$  – действительная и заданная координаты рабочего органа.

Направление вращения двигателя изменяется при изменении знака  $\Delta$  в сторону уменьшения величины погрешности.

Обозначим допуск погрешности положения  $\varepsilon_1$ . Допуск погрешности положения не должен превышать разрешающей способности мехатронного модуля.

Если рабочий орган пришел в положение, при котором  $|\Delta| \leq \varepsilon_1$ , то мехатронный модуль должен остановиться. Для этого управляющие импульсы должны прекратиться, а напряжения в фазах двигателя, соответствующие последнему импульсу, должны остаться неизменными. При этом двигатель займет соответствующее равновесное положение.

Форма сигналов первой и второй фазы двигателя  $U_y$ , выходящих с модуля управления и полученных при экспериментальных исследованиях микропроцессорной системы управления, позволяет сделать вывод о том,

что драйвер является дифференцирующим звеном с замедлением с постоянной времени  $T_{эл}$  с и передаточным коэффициентом  $k_{др}$ .

Для дифференцирующего звена с замедлением дифференциальные уравнения управляющих напряжений описываются следующим выражением [34]:

$$\begin{cases} T_{эл} \frac{dV_A}{dt} + V_A = k_{др} U_{yA}; \\ T_{эл} \frac{dV_B}{dt} + V_B = k_{др} U_{yB}; \end{cases} \quad (6.3)$$

где  $k_{др}$  – коэффициент усиления управляющих сигналов модуля управления.

Выражения (6.1), (6.2) и (6.3) приближенно описывают математическую модель микропроцессорной системы управления.

### 6.1.2. Математическая модель шагового электродвигателя

Расчетная схема шагового двигателя электрохимического привода, необходимая для составления математической модели двигателя, приведена на рис. 6.3.

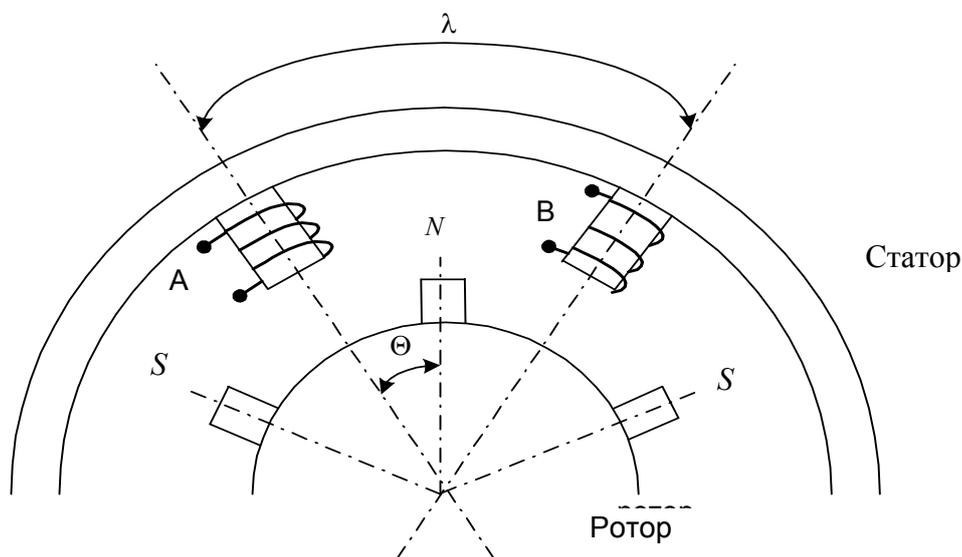


Рис. 6.3. Расчетная схема шагового двигателя

Из технических характеристик известно, что ротор шагового двигателя, входящий в состав электрохимического привода, выполнен на базе

постоянных магнитов. Максимальное значение потокосцепления, создаваемого постоянным магнитом,  $\Psi_{\max} = N \times \Phi_M$ , где  $N$  – число витков,  $\Phi_M$  – максимальный магнитный поток.

Так как угол  $\Theta$  определяется относительно середины обмотки А, то потокосцепление  $\Psi$  имеет косинус распределение в зависимости от угла  $\Theta$ .

$$N \times \Phi = N\Phi_M \cos(p\Theta), \quad (6.4)$$

где  $\Theta$  – угол между серединой обмотки и полюсом,  $\Phi_M = B_m S$ ,  $B_m$  – максимальная магнитная индукция, Тл,  $S$  – площадь поперечного сечения постоянного магнита, м<sup>2</sup>.

Момент, создаваемый при прохождении тока  $i_A$  в обмотке А, равен [28, 40, 42]:

$$\tau_A = -N\Phi_M p i_A \sin p\Theta, \quad (6.5)$$

где  $p$  – число пар магнитных полюсов двигателя.

Момент, создаваемый током  $i_B$ , равен

$$\tau_B = -N\Phi_M p i_B \sin p(\Theta - \lambda), \quad (6.6)$$

где  $\lambda$  – угол между обмотками А и В шагового двигателя.

ЭДС, индуцируемая в фазе А, равна

$$e_{gA} = -N \frac{d\Phi}{dt} = -N \frac{d\Phi}{d\Theta} \frac{d\Theta}{dt} = (Np\Phi_M \sin(p\Theta))\dot{\Theta}. \quad (6.7)$$

Сравнивая выражения (6.5) и (6.7), получаем

$$\tau_A = -e_{gA} i_A / \dot{\Theta}.$$

Уравнение движения ротора

$$J \frac{d^2\Theta}{dt^2} + D \frac{d\Theta}{dt} + pN\Phi_M i_A \sin(p\Theta) + pN\Phi_M i_B \sin(p(\Theta - \lambda)) = 0, \quad (6.8)$$

где  $J$  – момент инерции двигателя, кг·м<sup>2</sup>,  $D$  – коэффициент вязкого трения двигателя.

Уравнения для напряжения в обмотках статора:

$$\begin{cases} V_A - Ri_A - L \frac{di_A}{dt} - M \frac{di_B}{dt} + \frac{d}{dt} (N\Phi_M \cos(p\Theta)) = 0; \\ V_B - Ri_B - L \frac{di_B}{dt} - M \frac{di_A}{dt} + \frac{d}{dt} (N\Phi_M \cos(p(\Theta - \lambda))) = 0, \end{cases} \quad (6.9)$$

где  $L$  – собственная индуктивность каждой фазы, Гн,  $M$  – взаимная индуктивность, Гц,  $R$  – сопротивление цепи обмотки статора, Ом.

Выражения (6.7) и (6.9) описывают математическую модель динами-

ки шагового двигателя. После упрощений ( $M = 0$ ) в окончательном виде математическая модель шагового двигателя будет описываться системой дифференциальных уравнений (6.10):

$$\begin{cases} J_1 \frac{d^2\Theta}{dt^2} + D \frac{d\Theta}{dt} - \tau_A - \tau_B = 0; \\ V_A - Ri_A - L \frac{di_A}{dt} - N\Phi_m p \sin(p\Theta) \frac{d\Theta}{dt} = 0; \\ V_B - Ri_B - L \frac{di_B}{dt} - N\Phi_m p \sin(p(\Theta - \lambda)) \frac{d\Theta}{dt} = 0. \end{cases} \quad (6.10)$$

Для повышения разрешающей способности мехатронного модуля целесообразно применять электрическое деление шага двигателя. В современных шаговых приводах количество микрошагов за оборот двигателя достигает 50000.

### **6.1.3. Математическая модель исполнительного механизма на базе РВПЗК**

При моделировании работы мехатронных модулей с высокой разрешающей способностью наряду с другими параметрами необходимо учитывать кинематические погрешности механической передачи. Если накопленные погрешности достаточно легко компенсируются обратной связью по положению, то компенсация циклических кинематических погрешностей требует высокого быстродействия привода.

За обобщенные координаты механической части привода принимаем:

$\varphi_1$  – угловое положение ротора электродвигателя, рад;  $\varphi_1 = \Theta$ ;

$\varphi_2$  – угловое положение блока винта с роликами, приведенное к оси винта передачи, рад;

$x_3$  – линейное положение штока исполнительного механизма относительно корпуса привода, м.

$x_4$  – линейное положение блока винта с роликами относительно корпуса привода, м.

Введем обозначение параметров:

$J_1$  – момент инерции ротора двигателя, кг·м<sup>2</sup>;

$J_2$  – момент инерции блока винта с роликами относительно оси винта передачи, кг·м<sup>2</sup>;

$m_3$  – масса штока исполнительного механизма и рабочего органа, кг;  
 $m_4$  – масса блока винта с роликами, кг;  
 $c_{12}$  – крутильная жесткость блока винта с роликами, Н·м/рад;  
 $c_{л234}, c_{л4}$  – линейные жесткости в резьбовых сопряжениях ходовых и опорных полу гаек с роликами соответственно, Н/м;  
 $a_s = S/2\pi$ ;  $S$  – перемещение ходовой гайки передачи за оборот винта, м;  
 $ant_{234}$  – величина предварительного натяга ходовой гайки, м;  
 $ant_4$  – величина предварительного натяга опорной гайки, м;  
 $\mu_{12}$  – коэффициент демпфирования при скручивании блока винта с роликами, Н·м·с/рад;  
 $\mu_{л234}, \mu_{л4}$  – коэффициенты демпфирования при осевой деформации деталей, Н·с/м;  
 $N_{2341}, N_{2342}$  – осевые силы в резьбовых сопряжениях ходовых полу гаек с роликами, Н;  
 $N_{41}, N_{42}$  – осевые силы в резьбовых сопряжениях опорных полу гаек с роликами, Н;  
 $M_{дв}$  – момент двигателя, Н·м;  
 $\eta_{пх}, \eta_{ох}$  – КПД прямого и обратного хода передачи;  
 $\mu_k$  – коэффициент трения качения в опорной гайке, м;  
 $zaz$  – зазор в передаче, приведенный к оси винта, рад;  
 $A_{погр}$  – амплитуда основной гармоники кинематической погрешности, м;  
 $\kappa_{погр}$  – коэффициент основной частоты кинематической погрешности;  
 $d_{30}$  – средний диаметр резьбы опорной гайки, м;  
 $M_{c12}$  – восстанавливающий момент при зазоре в передаче, приведенный к оси винта.

$$\text{Если } \varphi_1 - \varphi_2 + A_{погр} \sin(\kappa_{погр} \varphi_1) > \frac{zaz}{2},$$

$$\text{то } M_{c12} = c_{12} \left( \varphi_1 - \varphi_2 + A_{погр} \sin(\kappa_{погр} \varphi_1) - \frac{zaz}{2} \right);$$

$$\text{если } \varphi_1 - \varphi_2 + A_{погр} \sin(\kappa_{погр} \varphi_1) < -\frac{zaz}{2},$$

$$\text{то } M_{c12} = c_{12} \left( \varphi_1 - \varphi_2 + A_{\text{погр}} \sin(\kappa_{\text{погр}} \varphi_1) + \frac{zaz}{2} \right),$$

иначе  $M_{c12} = 0$ .

$M_{\mu12}$  – демпфирующий момент зубчатого редуктора.

$$\text{Если } \frac{zaz}{2} \leq \varphi_1 - \varphi_2 + A_{\text{погр}} \sin(\kappa_{\text{погр}} \varphi_1) \leq \frac{zaz}{2}, \text{ то } M_{\mu12} = 0,$$

иначе  $M_{\mu12} = \mu_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)$ .

Осевые силы в резьбовых сопряжениях гаек и блока роликов передачи:

$$N_{2341} = c_{л234}(\varphi_2 a_s - x_3 + x_4 + ant_{234}), \quad (6.11)$$

$$N_{2342} = c_{л234}(\varphi_2 a_s - x_3 + x_4 - ant_{234}),$$

$$N_{41} = c_4 x_4 + ant_4, \quad (6.12)$$

$$N_{42} = c_4 x_4 - ant_4. \quad (6.13)$$

Уравнения Лагранжа, описывающие движение механической части системы имеют вид [85, 95]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_1} = Q_1, \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_2} = Q_2, \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_3} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_3} + \frac{\partial \Pi}{\partial x_3} = Q_3, \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_4} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_4} + \frac{\partial \Pi}{\partial x_4} = Q_4. \end{array} \right. \quad (6.14)$$

Кинетическая энергия системы

$$T = \frac{J_1 \dot{\varphi}_1^2}{2} + \frac{J_2 \dot{\varphi}_2^2}{2} + \frac{m_3 \dot{x}_3^2}{2} + \frac{m_4 \dot{x}_4^2}{2}. \quad (6.15)$$

Потенциальная энергия системы

$$\begin{aligned} \Pi = & \frac{M_{c12}^2}{c_{12} \cdot 2} + \frac{c_{л234}(\varphi_2 a_s - x_3 + x_4 + ant_{234})^2}{2} + \frac{c_{л234}(\varphi_2 a_s - x_3 + x_4 - ant_{234})^2}{2} + \\ & + \frac{c_{л4}(x_4 + ant_4)^2}{2} + \frac{c_{л4}(x_4 - ant_4)^2}{2}. \end{aligned} \quad (6.16)$$

Элементарные работы, соответствующие приращениям обобщенных координат:

- по координате  $\varphi_1$

$$\delta A_1 = [M_{\text{дв}} - M_{\mu12}] \delta \varphi_1;$$

- по координате  $\varphi_2$

$$\delta A_2 = \{M_{\mu 12} - 2\mu_{\text{л}234}(\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{x}_3 + \dot{x}_4)a_s - \left[ \left( \frac{1}{\eta_{\text{пх}}} - 1 \right) |N_{2341}| + (1 - \eta_{\text{оx}}) |N_{2342}| \right] a_s \text{sign}(\dot{\varphi}_2) -$$

$$- (|N_{41}| + |N_{42}|) \mu_{\kappa} \frac{d_{30}}{2} \text{sign}(\dot{\varphi}_2)\} \delta \varphi_2;$$

- по координате  $x_3$

$$\delta A_3 = [2\mu_{\text{л}234}(\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{x}_3 + \dot{x}_4) - \mu_{\text{л}3} \dot{x}_3] \delta x_3;$$

- по координате  $x_4$

$$\delta A_4 = [-2\mu_{\text{л}234}(\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{x}_3 + \dot{x}_4) - 2\mu_{\text{л}4}(\dot{x}_4)] \delta x_4;$$

Обобщенные силы:

- по координате  $\varphi_1$

$$Q_1 = M_{\text{дв}} - M_{\mu 12};$$

- по координате  $\varphi_2$

$$Q_2 = M_{\mu 12} - 2\mu_{\text{л}234}(\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{x}_3 + \dot{x}_4)a_s - \left[ \left( \frac{1}{\eta_{\text{пх}}} - 1 \right) |N_{2341}| + (1 - \eta_{\text{оx}}) |N_{2342}| \right] a_s \text{sign}(\dot{\varphi}_2) -$$

$$- (|N_{41}| + |N_{42}|) \mu_{\kappa} \frac{d_{30}}{2} \text{sign}(\dot{\varphi}_2);$$

- по координате  $x_3$

$$Q_3 = 2\mu_{\text{л}234}(\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{x}_3 + \dot{x}_4) - \mu_{\text{л}3} \dot{x}_3;$$

- по координате  $x_4$

$$Q_4 = -2\mu_{\text{л}234}(\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{x}_3 + \dot{x}_4) - 2\mu_{\text{л}4}(\dot{x}_4).$$

После подстановки выражений кинетической и потенциальной энергии и обобщенных сил в уравнения Лагранжа и соответствующих преобразований получим систему дифференциальных уравнений, описывающих движение привода [20, 85, 95, 96]:

$$\ddot{\varphi}_1 = (M_{\text{дв}} - M_{c12} - M_{\mu 12}) / J_1,$$

$$\ddot{\varphi}_2 = \{M_{c12} + M_{\mu 12} - c_{\text{л}234}(\varphi_2 a_s - x_3 + x_4 + \text{ant}_{234})a_s - c_{\text{л}234}(\varphi_2 a_s - x_3 + x_4 - \text{ant}_{234})a_s -$$

$$- 2\mu_{\text{л}234}(\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{x}_3 + \dot{x}_4)a_s - \left[ \left( \frac{1}{\eta_{\text{пх}}} - 1 \right) |N_{2341}| + (1 - \eta_{\text{оx}}) |N_{2342}| \right] a_s \text{sign}(\dot{\varphi}_2) -$$

$$- (|N_{41}| + |N_{42}|) \mu_{\kappa} \frac{d_{30}}{2} \text{sign}(\dot{\varphi}_2)\} / J_2,$$

$$\ddot{x}_3 = [c_{\text{л}234}(\varphi_2 a_s - x_3 + x_4 + \text{ant}_{234}) + c_{\text{л}234}(\varphi_2 a_s - x_3 + x_4 - \text{ant}_{234}) +$$

$$+ 2\mu_{\text{л}234}(\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{x}_3 + \dot{x}_4)] / m_3,$$

$$\ddot{x}_4 = [-c_{\text{л}234}(\varphi_2 a_s - x_3 + x_4 + \text{ant}_{234}) - c_{\text{л}234}(\varphi_2 a_s - x_3 + x_4 - \text{ant}_{234}) -$$

$$- c_{\text{л}4}(x_4 + \text{ant}_4) - c_{\text{л}4}(x_4 - \text{ant}_4) - 2\mu_{\text{л}234}(\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{x}_3 + \dot{x}_4) - 2\mu_{\text{л}4} \dot{x}_4] / m_4.$$

#### 6.1.4. Результаты моделирования мехатронного модуля с шаговым электродвигателем

На графиках (рис. 6.4, а, б) показано изменение момента электродвигателя и положения штока мехатронного модуля в зависимости от времени при отработке заданного положения штока. Электродвигатель за оборот выполняет восемь шагов. Величина перемещения штока за шаг электродвигателя составляет 0,25 мм. Начальное положение штока равно нулю. Заданное положение штока равно 1,125 мм и соответствует устойчивому положению шагового электродвигателя. Период следования шагов 0,2 с.

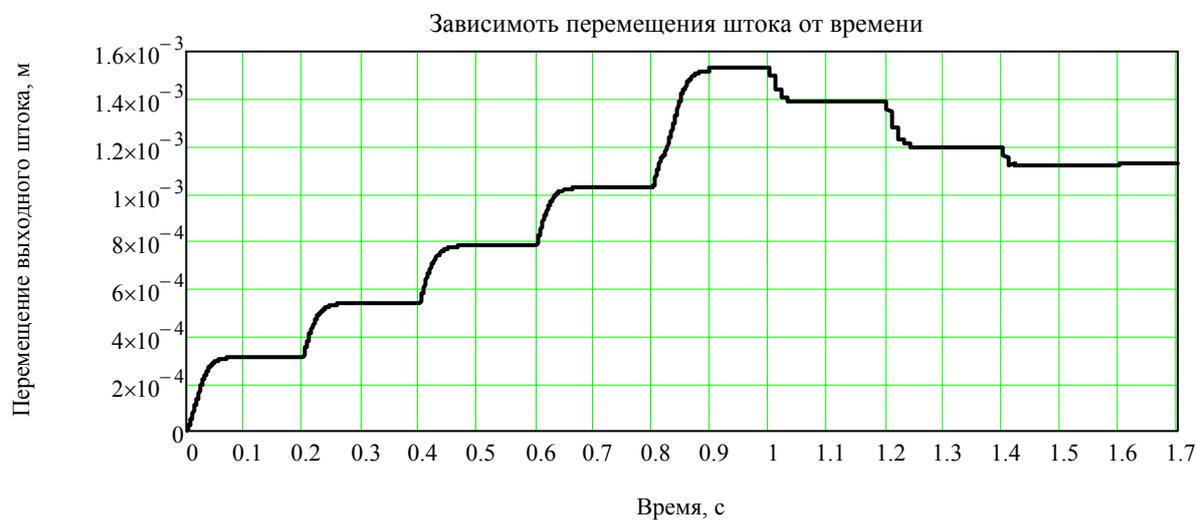
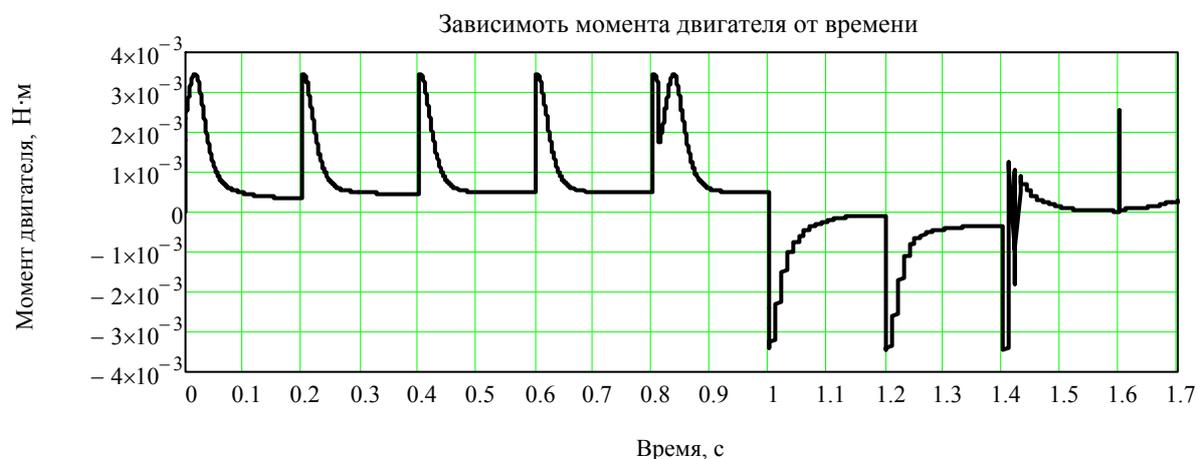


Рис. 6.4. Графики работы подвижки с шаговым электродвигателем и обратной связью по заданному положению: а – зависимость момента двигателя от времени; б – зависимость перемещения штока от времени

Как видно из графиков, отработка заданного положения осуществля-

лась с перерегулированием. В случае применения электродвигателя с более эффективной магнитной системой, электрического дробления шага электродвигателя и датчика линейного положения с высокой разрешающей способностью можно уменьшить шаг перемещения штока в десятки и сотни раз и тем самым получить микрометровую или нанометровую разрешающую способность мехатронного модуля.

## 6.2. Математическое моделирование мехатронного модуля с вентильным электродвигателем

Рассмотрим работу мехатронного модуля с вентильным двигателем в составе электромеханического тормоза автомобиля (рис. 6.5).

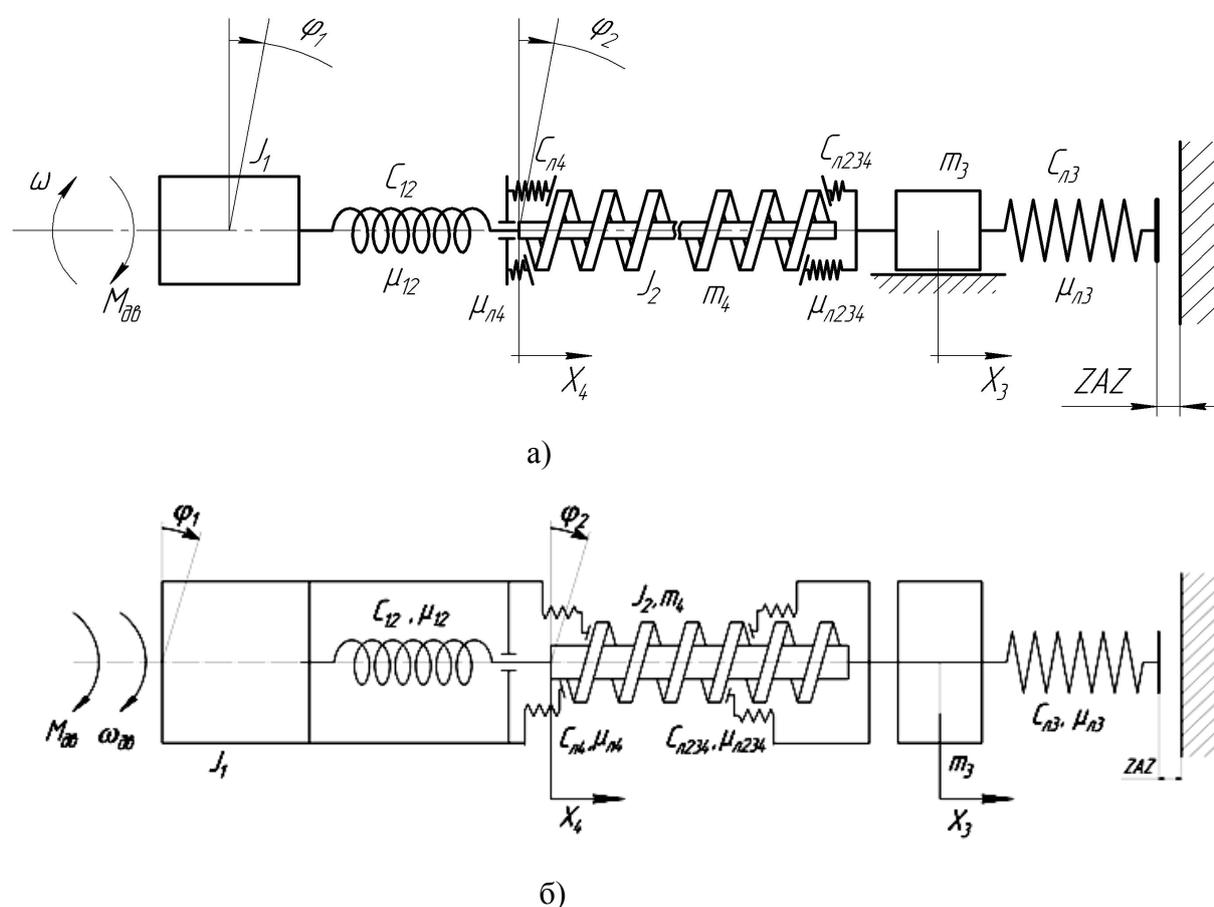


Рис. 6.5. Схема мехатронного модуля с вентильным электродвигателем в составе электромеханического тормоза автомобиля: а – при левом направлении вращения двигателя; б – при правом соответственно

### 6.2.1. Математическая модель вентильного электродвигателя

Проекция потока  $\Phi_0$  ротора и результирующего вектора напряжения обмоток статора  $u_s$  на неподвижные оси координат  $\alpha$  и  $\beta$  для синхронной машины:

$$\begin{aligned}\Phi_{0\alpha} &= \Phi_0 \cos \omega t, \\ \Phi_{0\beta} &= \Phi_0 \sin \omega t, \\ u_{s\alpha} &= U_m \cos(\omega t + \frac{\pi}{2}), \\ u_{s\beta} &= U_m \sin(\omega t + \frac{\pi}{2}),\end{aligned}$$

где  $\omega$  – частота вращения ротора, 1/с;  $U_m$  – амплитудное значение напряжения на обмотках статора, В.

Согласно второму закону Кирхгофа уравнения равновесия ЭДС на обмотках статора в проекциях на неподвижные оси:

$$\begin{aligned}u_{s\alpha} &= R_s i_{s\alpha} + \frac{d}{dt} \Psi_{s\alpha}, \\ u_{s\beta} &= R_s i_{s\beta} + \frac{d}{dt} \Psi_{s\beta},\end{aligned}$$

где  $\Psi_{s\alpha}, \Psi_{s\beta}$  – магнитное потокосцепление статора, Вб;

$$\begin{aligned}\Psi_{s\alpha} &= L_s i_{s\alpha} + \Phi_0 \cos \omega t, \\ \Psi_{s\beta} &= L_s i_{s\beta} + \Phi_0 \sin \omega t,\end{aligned}$$

где  $\Phi_0$  – магнитное потокосцепление ротора, Вб,  $L_s$  – индуктивность рассеяния фазы обмотки статора, Гн,  $R_s$  – активное сопротивление фазы обмотки статора, Ом.

Дифференциальные уравнения, описывающие изменение во времени токов в обмотке статора:

$$\begin{aligned}\frac{di_{s\alpha}}{dt} &= \frac{u_{s\alpha} - R_s i_{s\alpha} + \omega \Phi_{0\beta}}{L_s}, \\ \frac{di_{s\beta}}{dt} &= \frac{u_{s\beta} - R_s i_{s\beta} - \omega \Phi_{0\alpha}}{L_s}.\end{aligned}$$

Момент электродвигателя постоянного тока

$$M_{дв} = p(\Phi_{0\alpha} i_{s\beta} - \Phi_{0\beta} i_{s\alpha}). \quad (6.17)$$

### **6.2.2. Математическая модель исполнительного механизма тормоза на базе РВПЗК**

За обобщенные координаты механической части привода принимаем:

$\varphi_1$  – угловое положение ротора электродвигателя, рад;

$\varphi_2$  – угловое положение блока винта с роликами, приведенное к оси винта передачи, рад;

$x_3$  – линейное положение штока исполнительного механизма относительно корпуса привода, м;

$x_4$  – линейное положение блока винта с роликами относительно корпуса привода, м.

Введем обозначение параметров:

$J_1$  – момент инерции ротора двигателя, кг·м<sup>2</sup>;

$J_2$  – момент инерции блока винта с роликами относительно оси винта передачи, кг·м<sup>2</sup>;

$m_3$  – масса штока исполнительного механизма и рабочего органа, кг;

$m_4$  – масса блока винта с роликами, кг;

$c_{12}$  – крутильная жесткость блока винта с роликами, Н·м/рад;

$c_{л234}$ ,  $c_{л4}$  – линейная жесткость в резьбовом сопряжении ходовой и опорной гаек с роликами соответственно, Н/м;

$c_{л3}$  – линейная жесткость штока и опорной фрикционной поверхности, приведенной к оси винта передачи, Н/м;

$a_s = S/2\pi$ ;  $S$  – перемещение ходовой гайки передачи за оборот винта, м;

$\mu_{12}$  – коэффициент демпфирования при скручивании блока винта с роликами, Н·м·с/рад;

$\mu_{л234}$ ,  $\mu_{л4}$ ,  $\mu_{л3}$  – коэффициенты демпфирования при осевой деформации деталей, Н·с/м;

$N_{234}$  – осевая сила в резьбовом сопряжении ходовой гайки с роликами, Н;

$N_4$  – осевая сила в резьбовом сопряжении опорной гайки с роликами, Н;

$M_{дв}$  – момент двигателя, Н·м;

$\eta_{пх}$  – КПД прямого хода передачи;

$zaz$  – зазор в связи штока с рабочим органом и опорной фрикционной поверхности, м;

$d_{30}$  – средний диаметр резьбы опорной гайки, м;

$F_{c3}$  – восстанавливающая сила в связи штока с рабочим органом и опорной фрикционной поверхностью, Н.

Если  $x_3 > zaz$ , то  $F_{c3} = c_{л3}(x_3 - zaz)$ , иначе  $F_{c3} = 0$ .

$F_{\mu л3}$  – демпфирующая сила в связи штока с рабочим органом и опорной фрикционной поверхностью, Н·с/м.

Если  $x_3 \leq z_{az}$ , то  $F_{\mu 13} = 0$ , иначе  $F_{\mu 13} = \mu_3 \dot{x}_3$ .

Осевые силы в резьбовых сопряжениях гаек и блока роликов передачи:

$$N_{234} = c_{л234}(\varphi_2 a_s - x_3 + x_4), \quad (6.18)$$

$$N_4 = c_4 x_4. \quad (6.19)$$

Уравнения Лагранжа, описывающие движение механической части системы, имеют вид [85, 95]:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_1} = Q_1, \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_2} = Q_2, \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_3} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_3} + \frac{\partial \Pi}{\partial x_3} = Q_3, \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_4} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_4} + \frac{\partial \Pi}{\partial x_4} = Q_4. \end{cases} \quad (6.20)$$

Кинетическая энергия системы:

$$T = \frac{J_1 \dot{\varphi}_1^2}{2} + \frac{J_2 \dot{\varphi}_2^2}{2} + \frac{m_3 \dot{x}_3^2}{2} + \frac{m_4 \dot{x}_4^2}{2}. \quad (6.21)$$

Потенциальная энергия системы:

$$\Pi = \frac{c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2)^2}{2} + \frac{c_{л234}(\varphi_2 a_s - x_3 + x_4)^2}{2} + \frac{F_{c3}^2}{c_{л3} 2} + \frac{c_{л4} x_4^2}{2}. \quad (6.22)$$

Элементарные работы, соответствующие приращениям обобщенных координат:

- по координате  $\varphi_1$

$$\delta A_1 = [M_{дв} - \mu_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)] \delta \varphi_1;$$

- по координате  $\varphi_2$

$$\begin{aligned} \delta A_2 = & \{ \mu_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - \mu_{л234}(\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{x}_3 + \dot{x}_4) a_s - \left[ \left( \frac{1}{\eta_{пх}} - 1 \right) |N_{234}| \right] a_s \text{sign}(\dot{\varphi}_2) - \\ & - \mu_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - \mu_{л234}(\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{x}_3 + \dot{x}_4) a_s - \left[ \left( \frac{1}{\eta_{пх}} - 1 \right) |N_{234}| \right] a_s \text{sign}(\dot{\varphi}_2) - \\ & - (|N_4|) \mu_{\kappa} \frac{d_{30}}{2} \text{sign}(\dot{\varphi}_2) \} \delta \varphi_2; \end{aligned}$$

- по координате  $x_3$

$$\delta A_3 = [\mu_{л234}(\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{x}_3 + \dot{x}_4) - F_{\muл3}] \delta x_3;$$

- по координате  $x_4$

$$\delta A_4 = [-\mu_{л234}(\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{x}_3 + \dot{x}_4) - \mu_{л4}(\dot{x}_4)] \delta x_4.$$

Обобщенные силы:

- по координате  $\varphi_1$

$$Q_1 = M_{дв} - \mu_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2);$$

- по координате  $\varphi_2$

$$Q_2 = \mu_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - \mu_{л234}(\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{x}_3 + \dot{x}_4) a_s - \\ - \left[ \left( \frac{1}{\eta_{пх}} - 1 \right) |N_{234}| \right] a_s \operatorname{sign}(\dot{\varphi}_2) - (|N_4|) \mu_{\kappa} \frac{d_{30}}{2} \operatorname{sign}(\dot{\varphi}_2);$$

- по координате  $x_3$

$$Q_3 = \mu_{л234}(\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{x}_3 + \dot{x}_4) - F_{\muл3};$$

- по координате  $x_4$

$$Q_4 = -\mu_{л234}(\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{x}_3 + \dot{x}_4) - \mu_{л4}(\dot{x}_4).$$

После подстановки выражений кинетической и потенциальной энергий и обобщенных сил в уравнения Лагранжа и соответствующих преобразований получим систему дифференциальных уравнений, описывающих движение привода [20, 85, 95, 96]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{\varphi}_1 = (M_{дв} - c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) - \mu_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)) / J_1, \\ \ddot{\varphi}_2 = \{ c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + \mu_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - c_{л234}(\varphi_2 a_s - x_3 + x_4) a_s - \\ - \mu_{л234}(\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{x}_3 + \dot{x}_4) a_s - \left[ \left( \frac{1}{\eta_{пх}} - 1 \right) |N_{234}| \right] a_s \operatorname{sign}(\dot{\varphi}_2) - \\ - (|N_4|) \mu_{\kappa} \frac{d_{30}}{2} \operatorname{sign}(\dot{\varphi}_2) \} / J_2; \\ \ddot{x}_3 = [c_{л234}(\varphi_2 a_s - x_3 + x_4) + \mu_{л234}(\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{x}_3 + \dot{x}_4) - F_{c3} - F_{\muл3}] / m_3. \\ \ddot{x}_4 = [-c_{л234}(\varphi_2 a_s - x_3 + x_4) - \mu_{л234}(\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{x}_3 + \dot{x}_4) - c_{л4} x_4 - \mu_{л4} \dot{x}_4] / m_4. \end{array} \right.$$

### 6.2.3. Результаты моделирования силовой части мехатронного модуля с вентильным электродвигателем

На графиках (рис. 6.6 – 6.8) показаны изменения момента вентильного электродвигателя, усилия на штоке и перемещения штока привода тормоза от времени при различных зазорах между тормозными накладками.

Привод выполнен на базе известного электродвигателя ДБМ-120 и передачи РВПЗК 42×1.

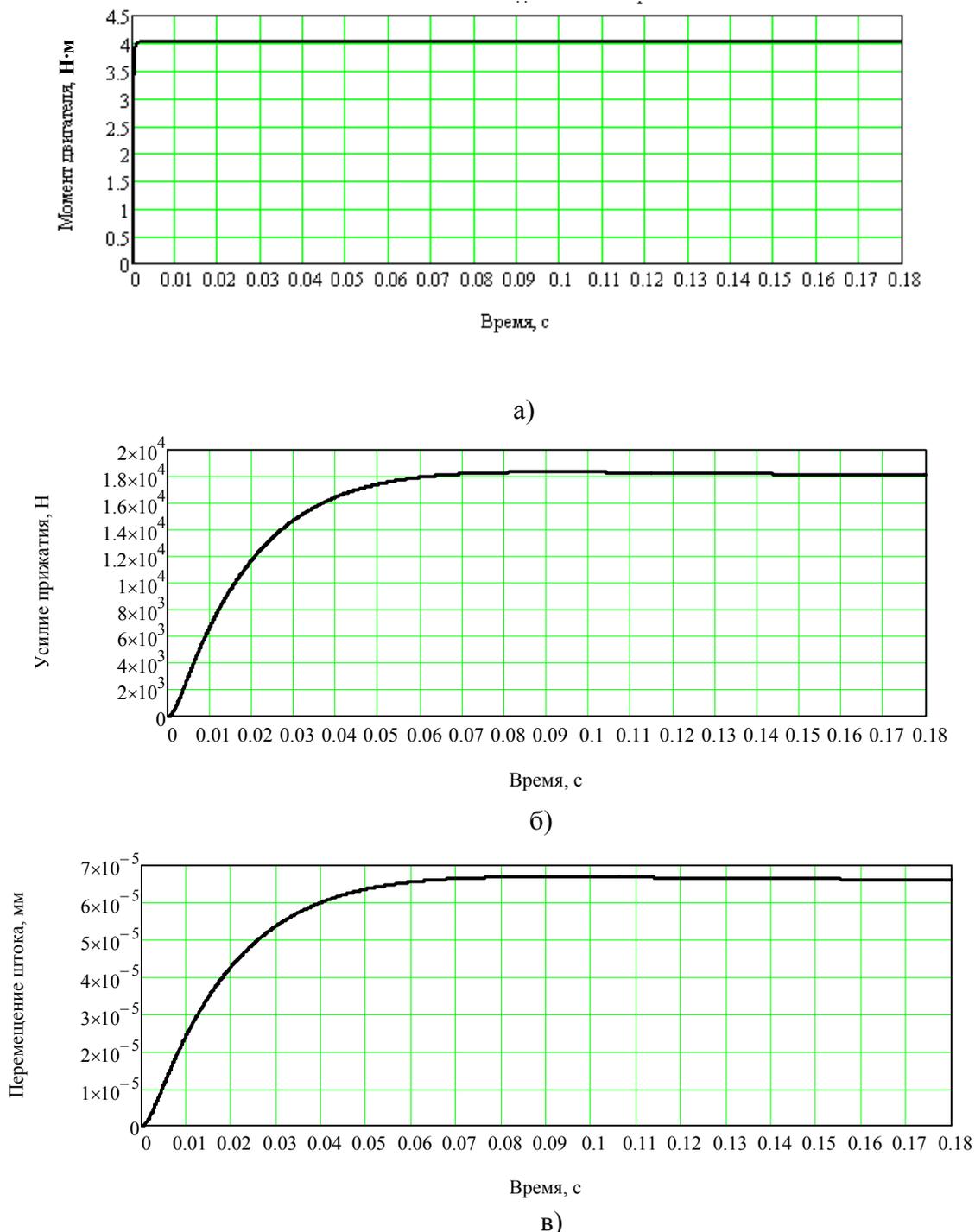
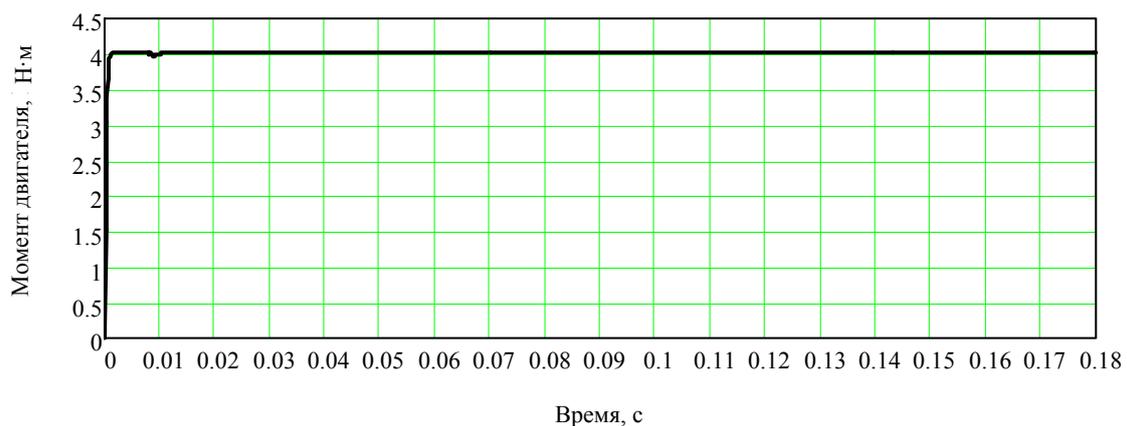
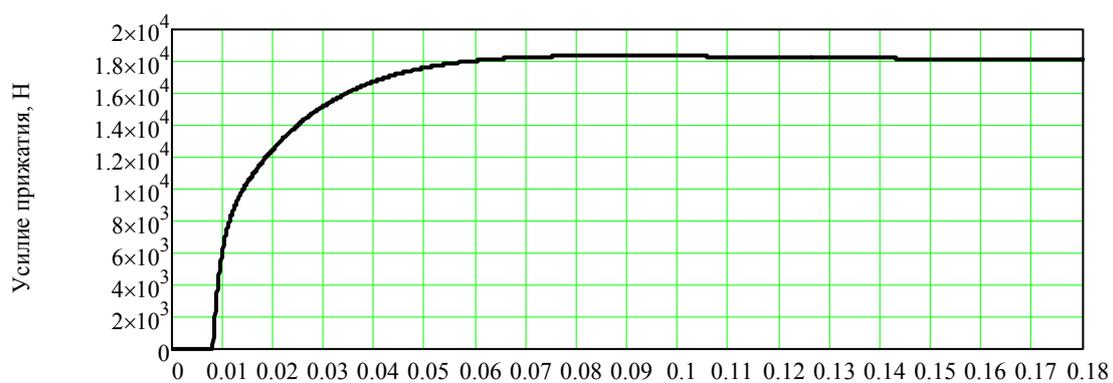


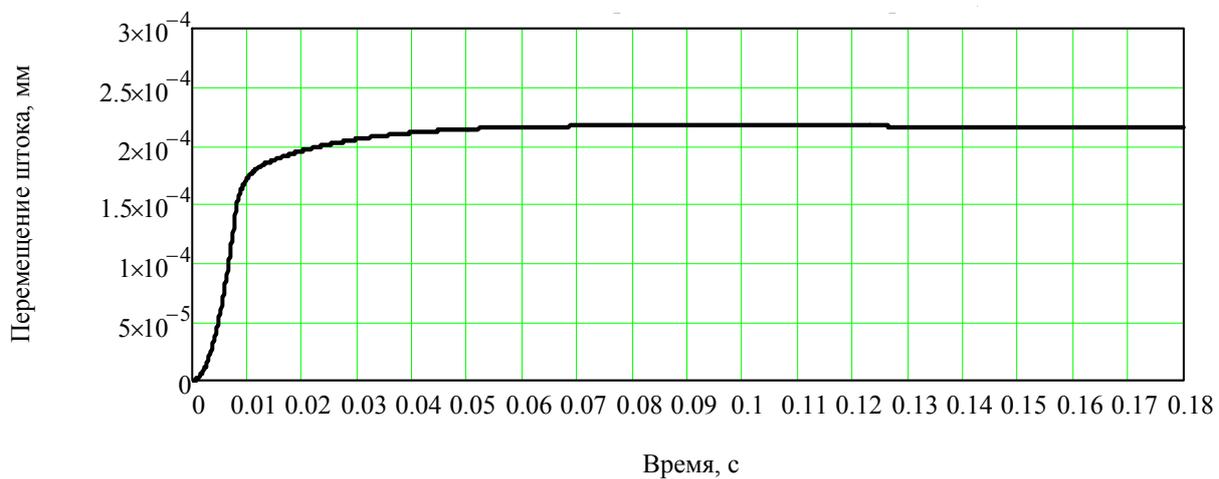
Рис. 6.6. Графики работы привода тормоза без зазора между накладками: а – зависимость момента двигателя от времени; б – зависимость усилия от времени; в – зависимость перемещения штока от времени



а)



б)



в)

Рис. 6.7. Графики работы привода тормоза с зазором 0,15 мм между накладками: а – зависимость момента двигателя от времени; б – зависимость усилия от времени; в – зависимость перемещения штока от времени

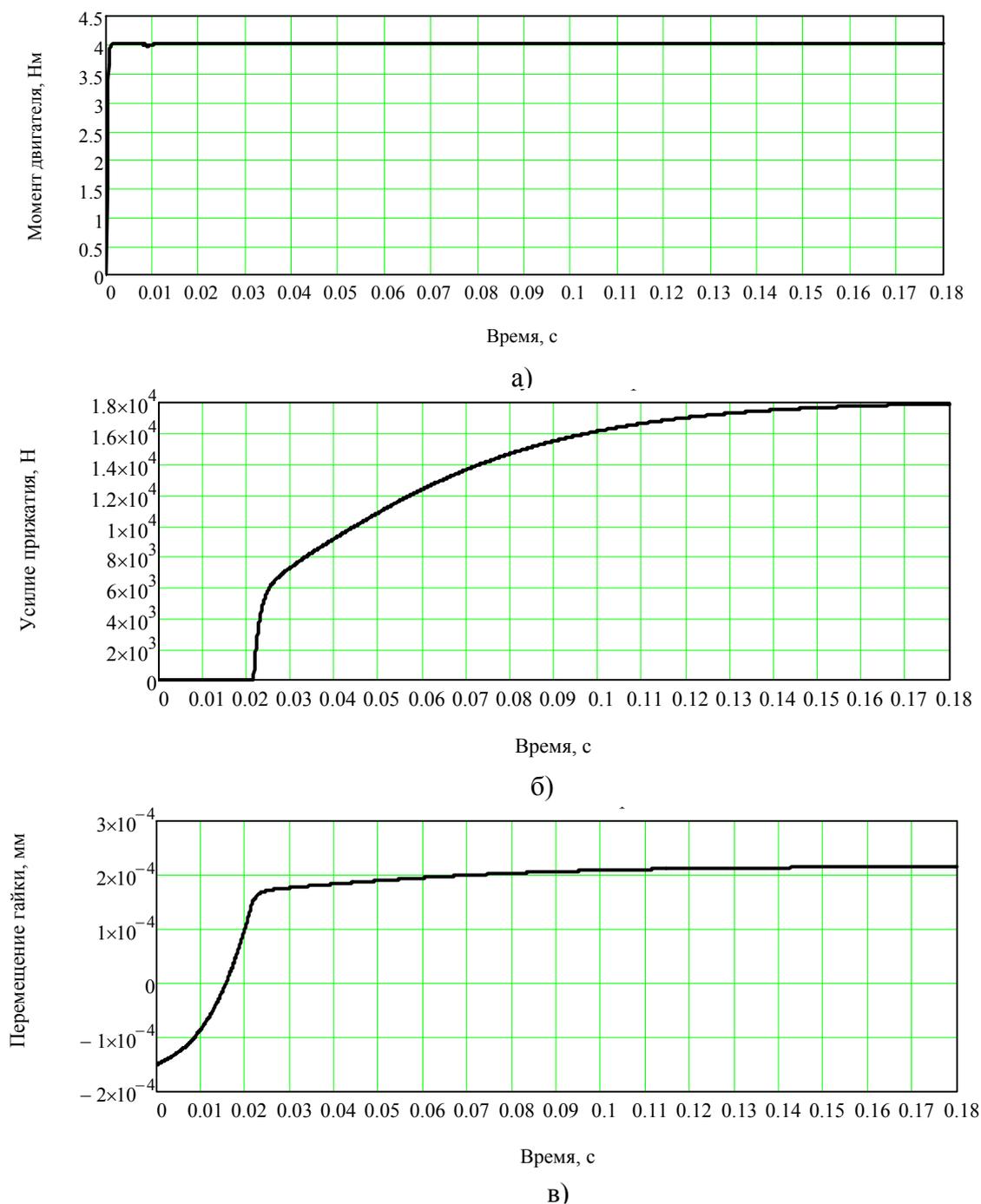


Рис. 6.8. Графики работы привода тормоза с зазором 0,30 мм между накладками:  
 а – зависимость момента двигателя от времени; б – зависимость усилия от времени; в – зависимость перемещения гайки от времени

Заданное усилие на тормозных накладках 18000 Н достигается за 0,08...0,09 с, что существенно превышает быстродействие гидравлических приводов тормозов. Реализация спроектированного специального электродвигателя с повышенным крутящим моментом позволит получить усилие 20000 Н за 0,05 с.

### 6.3. Математическое моделирование мехатронного модуля с двигателем постоянного тока в составе стабилизатора

РВПЗК могут применяться в высокоточных быстродействующих приводах, в частности, в приводах станков, роботов, систем наведения и т.п. [1, 2]. Ниже приведено исследование математической модели РВПЗК как динамического звена привода стабилизатора.

Расчетная схема привода представлена на рис. 6.9.

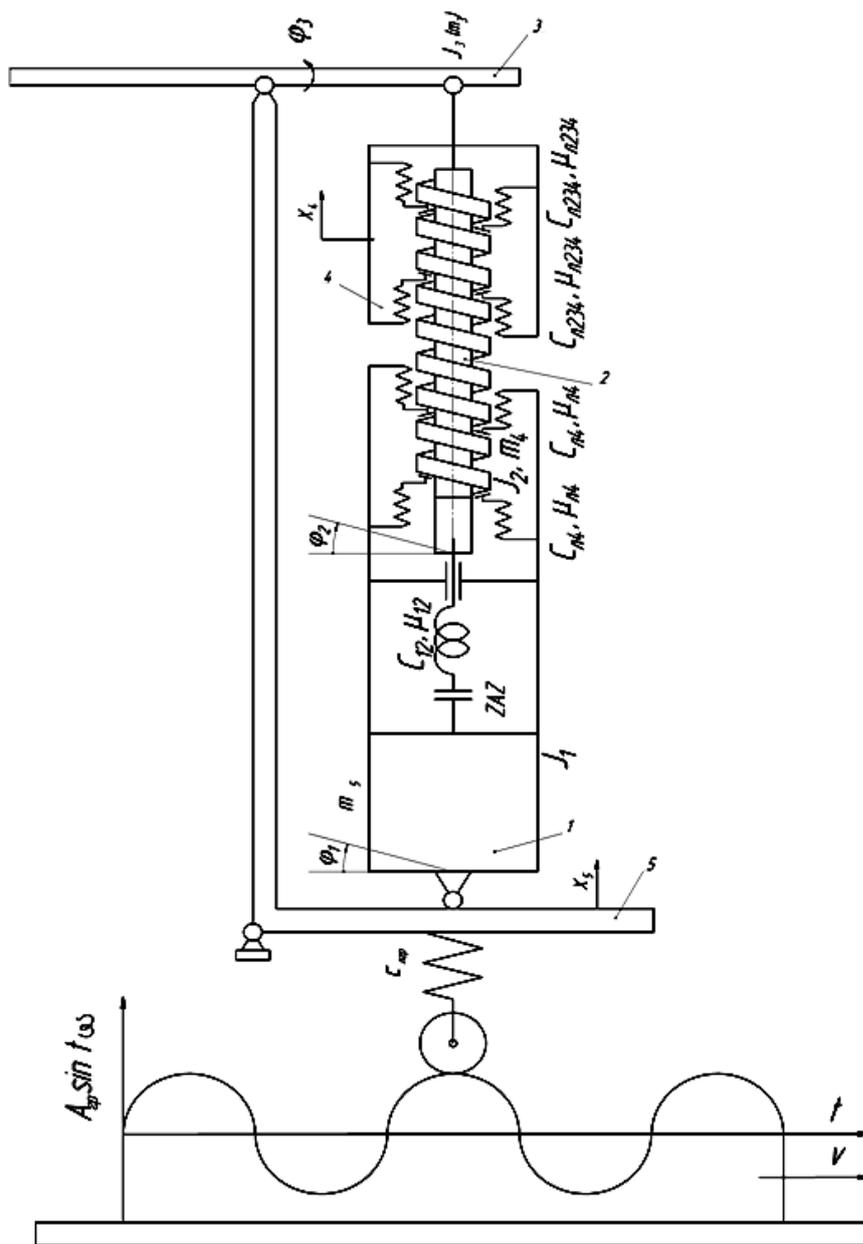


Рис. 6.9. Расчётная схема исполнительного механизма: 1 – двигатель; 2 – блок винта с роликами; 3 – КЧ; 4 – ходовая гайка; 5 – опорная гайка с корпусом

За обобщенные координаты механической части привода принимаем:  
 $\varphi_1$  – угловое положение ротора электродвигателя;  
 $\varphi_2$  – угловое положение блока винта с роликами, приведенное к оси винта;  
 $\varphi_3$  – угловое положение качалки, приведенное к оси винта;  
 $x_4$  – линейное положение блока винта с роликами относительно основания;  
 $x_5$  – линейное положение корпуса относительно основания (земли).

Введем обозначение параметров:

$J_1$  – момент инерции ротора двигателя и зубчатой передачи,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;  
 $J_2$  – момент инерции блока винта с роликами относительно оси винта,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;  
 $J_3$  – момент инерции качалки, приведенный к оси винта,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;  
 $m_4$  – масса блока винта с роликами,  $\text{кг}$ ;  
 $m_5$  – масса корпуса, приведенная к оси штока передачи,  $\text{кг}$ ;  
 $c_{12}$  – крутильная жесткость зубчатой передачи,  $\text{Н} \cdot \text{м}/\text{рад}$ ;  
 $c_{л234}$  – линейная жесткость в сопряжении ходовой полугайки с роликами,  $\text{Н}/\text{м}$ ;  
 $c_{л4}$  – линейная жесткость в сопряжении опорной полугайки с роликами,  $\text{Н}/\text{м}$ ;  
 $c_{лгр}$  – линейная жесткость грунта, приведенная к оси штока,  $\text{Н}/\text{м}$ ;  
 $a_s = S/2\pi$ ;  
 $S$  – перемещение ходовой гайки за оборот винта,  $\text{м}$ ;  
 $ant_{35}$  – величина предварительного натяга ходовой гайки,  $\text{м}$ ;  
 $ant_4$  – величина предварительного натяга опорной гайки,  $\text{м}$ ;  
 $\mu_{12}, \mu_{л234}, \mu_{л4}, \mu_{лгр}$  – коэффициенты демпфирования;  
 $\mu_k$  – приведенный момент трения качающейся части в опорах;  
 $N_{351}, N_{352}$  – осевые силы в резьбовом сопряжении ходовой полугайки;  
 $N_{41}, N_{42}$  – осевые силы в резьбовом сопряжении опорной полугайки;  
 $M_{дв}$  – момент двигателя,  $\text{Н} \cdot \text{м}$ ;  
 $M_{неур}$  – момент неуравновешенной нагрузки,  $\text{Н} \cdot \text{м}$ ;  
 $A_{грл}$  – амплитуда изменения координаты основания,  $\text{м}$ ;

$\omega$  – частота изменения координаты основания,  $c^{-1}$ ;

$\eta_{\text{пх}}$  – КПД прямого хода передачи;

$\eta_{\text{ох}}$  – КПД обратного хода передачи;

$zaz$  – зазор привода, приведенный к двигателю, рад;

$d_{30}$  – средний диаметр резьбы гайки, м;

$F_{c12}$  – восстанавливающая сила при зазоре в редукторе, приведенном к оси двигателя.

$$\text{Если } \varphi_1 - \varphi_2 > zaz/2, \text{ то } F_{c12} = C_{12} \left( \varphi_1 - \varphi_2 - \frac{zaz}{2} \right),$$

$$\text{если } \varphi_1 - \varphi_2 < -zaz/2, \text{ то } F_{c12} = C_{12} \left( \varphi_1 - \varphi_2 + \frac{zaz}{2} \right), \text{ иначе } F_{c12} = 0.$$

$F_{\mu 12}$  – демпфирующий момент зубчатого редуктора.

$$\text{Если } -zaz/2 \leq \varphi_1 - \varphi_2 \leq zaz/2, \text{ то } F_{\mu 12} = 0, \text{ иначе } F_{\mu 12} = \mu_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2).$$

Осевые силы в резьбовых сопряжениях гаек и блока роликов передачи:

$$N_{351} = C_{л234} (\varphi_2 a_s - \varphi_3 a_s + X_4 + ant_{35}),$$

$$N_{352} = C_{л234} (\varphi_2 a_s - \varphi_3 a_s + X_4 - ant_{35}),$$

$$N_{41} = C_{л4} (X_4 - X_5 + ant_4),$$

$$N_{42} = C_{л4} (X_4 - X_5 - ant_4).$$

$$\text{Момент электродвигателя постоянного тока } M_{\text{дв}} = C_m \frac{U}{R_{\text{я}}},$$

где  $C_m$  – коэффициент момента электродвигателя, Н·м/А;

$R_{\text{я}}$  – сопротивление обмоток, Ом;

$U$  – напряжение питания, В.

Напряжение питания выражается формулой

$$U = K_y (x_{\text{зад}} - X_5) - (C_e + C_d) \varphi_1,$$

где  $K_y$  – коэффициент усиления усилителя,

$x_{\text{зад}}$  – заданная координата качалки,

$C_e, C_d$  – коэффициенты противоЭДС двигателя (В/(рад·с)) и обратной связи по скорости.

$$-U_{\text{пред}} \leq U \leq U_{\text{пред}}, \text{ где } U_{\text{пред}} \text{ – предельная величина напряжения.}$$

Уравнения Лагранжа, описывающие движение системы, имеют вид:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_1} = Q_1,$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_2} = Q_2,$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_1} = Q_1,$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_4} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_4} + \frac{\partial \Pi}{\partial x_4} = Q_4,$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_5} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_5} + \frac{\partial \Pi}{\partial x_5} = Q_5.$$

Кинетическая энергия системы

$$T = \frac{J_1 \dot{\varphi}_1^2}{2} + \frac{J_2 \dot{\varphi}_2^2}{2} + \frac{J_3 \dot{\varphi}_3^2}{2} + \frac{m_4 \dot{x}_4^2}{2} + \frac{m_5 \dot{x}_5^2}{2}.$$

Потенциальная энергия системы

$$\begin{aligned} \Pi = & \frac{F_{c12}^2}{c_{12} \cdot 2} + \frac{c_{л234}(\varphi_2 a_s - \varphi_3 a_s + x_4 + ant_{35})^2}{2} + \frac{c_{л234}(\varphi_2 a_s - \varphi_3 a_s + x_4 - ant_{35})^2}{2} + \\ & + \frac{c_{л4}(x_4 - x_5 + ant_4)^2}{2} + \frac{c_{л4}(x_4 - x_5 - ant_4)^2}{2} + \frac{c_{лгр}(x_5 - A_{лгр} \sin \omega t)^2}{2}. \end{aligned}$$

Обобщенные работы:

- по координате  $\varphi_1$

$$\delta A_1 = [M_{дв} - F_{\mu 12}] \delta \varphi_1,$$

- по координате  $\varphi_2$

$$\begin{aligned} \delta A_2 = & \{ F_{\mu 12} - 2\mu_{л234}(\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{\varphi}_3 a_s + \dot{x}_4) a_s - \left[ \left( \frac{1}{\eta_{пх}} - 1 \right) |N_{351}| + (1 - \eta_{ох}) |N_{352}| \right] \times \\ & \times a_s \text{sign}(\dot{\varphi}_2) - (|N_{41}| + |N_{42}|) \mu_{\kappa} \frac{d_{30}}{2} \text{sign}(\dot{\varphi}_2) \} \delta \varphi_2; \end{aligned}$$

- по координате  $\varphi_3$

$$\delta A_3 = [2\mu_{л234}(\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{\varphi}_3 a_s + \dot{x}_4) a_s - M_{неур}] \delta \varphi_3;$$

- по координате  $x_4$

$$\delta A_4 = [-2\mu_{л234}(\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{\varphi}_3 a_s + \dot{x}_4) - \mu_{л4}(\dot{x}_4 - \dot{x}_5)] \delta x_4;$$

- по координате  $x_5$

$$\delta A_5 = [-2\mu_4(\dot{x}_5 - \dot{x}_4) - \mu_5\dot{x}_5] \delta x_5.$$

Обобщенные силы:

- по координате  $\varphi_1$

$$Q_1 = M_{\text{дв}} - F_{\mu 12};$$

- по координате  $\varphi_2$

$$Q_2 = F_{\mu 12} - 2\mu_{\text{л}234}(\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{\varphi}_3 a_s + \dot{x}_4) a_s - \left[ \left( \frac{1}{\eta_{\text{пх}}} - 1 \right) |N_{351}| + (1 - \eta_{\text{ох}}) |N_{352}| \right] \cdot a_s \text{sign}(\dot{\varphi}_2) - (|N_{41}| + |N_{42}|) \mu_{\kappa} \frac{d_{30}}{2} \text{sign}(\dot{\varphi}_2);$$

- по координате  $\varphi_3$

$$Q_3 = 2\mu_{\text{л}234}(\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{\varphi}_3 a_s + \dot{x}_4) a_s - M_{\text{неур}};$$

- по координате  $x_4$

$$Q_4 = -2\mu_{\text{л}234}(\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{\varphi}_3 a_s + \dot{x}_4) - \mu_{\text{л}4}(\dot{x}_4 - \dot{x}_5);$$

- по координате  $x_5$

$$Q_5 = -2\mu_{\text{л}4}(\dot{x}_5 - \dot{x}_4) - \mu_{\text{лр}}\dot{x}_5.$$

После подстановки выражений кинетической и потенциальной энергии и обобщенных сил в уравнения Лагранжа и соответствующих преобразований получим систему дифференциальных уравнений, описывающих движение привода:

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_1 &= (M_{\text{дв}} - F_{c12} - F_{\mu 12}) / J_1, \\ \ddot{\varphi}_2 &= \{F_{c12} + F_{\mu 12} - c_{\text{л}234}(\varphi_2 a_s - \varphi_3 a_s + x_4 + \text{ant}_{35}) a_s - c_{\text{л}234}(\varphi_2 a_s - \varphi_3 a_s + x_4 - \text{ant}_{35}) a_s - 2\mu_{\text{л}234}(\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{\varphi}_3 a_s + \dot{x}_4) a_s - \left[ \left( \frac{1}{\eta_{\text{пх}}} - 1 \right) |N_{351}| + (1 - \eta_{\text{ох}}) \cdot |N_{352}| \right] \times \\ &\times a_s \text{sign}(\dot{\varphi}_2) - (|N_{41}| + |N_{42}|) \mu_{\kappa} \frac{d_{30}}{2} \text{sign}(\dot{\varphi}_2)\} / J_2, \\ \ddot{\varphi}_3 &= [c_{\text{л}234}(\varphi_2 a_s - \varphi_3 a_s + x_4 + \text{ant}_{35}) a_s + c_{\text{л}234}(\varphi_2 a_s - \varphi_3 a_s + x_4 - \text{ant}_{35}) a_s + \\ &+ 2\mu_{\text{л}234}(\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{\varphi}_3 a_s + \dot{x}_4) a_s - M_{\text{неур}}] / J_3, \\ \ddot{x}_4 &= [-c_{\text{л}234}(\varphi_2 a_s - \varphi_3 a_s + x_4 + \text{ant}_{35}) a_s - c_{\text{л}234}(\varphi_2 a_s - \varphi_3 a_s + x_4 - \text{ant}_{35}) a_s - \\ &- c_{\text{л}4}(x_4 - x_5 + \text{ant}_4) - c_{\text{л}4}(x_4 - x_5 - \text{ant}_4) - 2\mu_{\text{л}234}(\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{\varphi}_3 a_s + \dot{x}_4) - \\ &- 2\mu_{\text{л}4}(\dot{x}_4 - \dot{x}_5)] / m_4, \\ \ddot{x}_5 &= [c_{\text{л}4}(x_4 - x_5 + \text{ant}_4) + c_{\text{л}4}(x_4 - x_5 - \text{ant}_4) - c_{\text{лр}}(x_5 - A_{\text{лр}} \sin \omega t) - 2\mu_4(\dot{x}_5 - \dot{x}_4) - \\ &- \mu_5\dot{x}_5] / m_5. \end{aligned}$$

Для систем наведения вводится закон движения, то есть зависимость  $x_{зад}$  от времени, и обычно принимается  $A_{лгр} = 0$ . Для систем стабилизации (горизонтирования) принимаем  $x_{зад} = 0$  и  $A_{лгр} \neq 0$ .

Привод состоял из малоинерционного электродвигателя ЭДМ 56, планетарной передачи винт – гайка с резьбовыми роликами типа ЗК и промежуточного редуктора. Промежуточный редуктор обеспечивал соединение двигателя и передачи по условиям компоновки и имел передаточное отношение, равное 1. Отношение угловой скорости двигателя к угловой скорости качающейся части приблизительно равно 500. Суммарный вероятностный зазор исполнительного механизма, приведенный к качающейся части, составил 0,84 мрад. Момент инерции качающейся части относительно собственной оси составляет 5000 кг·м<sup>2</sup>. Рассматривалась жесткость упругой связи между двигателем и редуктором, контактная жесткость ходовых и опорных гаек в передаче типа ЗК с учетом их предварительного натяга, упругих связей в передаче и качающейся части, а также потери на трение в передаче и опорах качающейся части.

Система управления привода представлена упрощенно с учетом лишь обратных связей по координате КЧ и скорости электродвигателя.

### Результаты моделирования

Результаты моделирования обработки заданного рассогласования представлены на рис. 6.10, а результаты обработки синусоидального сигнала с амплитудой качающейся части 3° и частотой 1 Гц – на рис. 6.11.

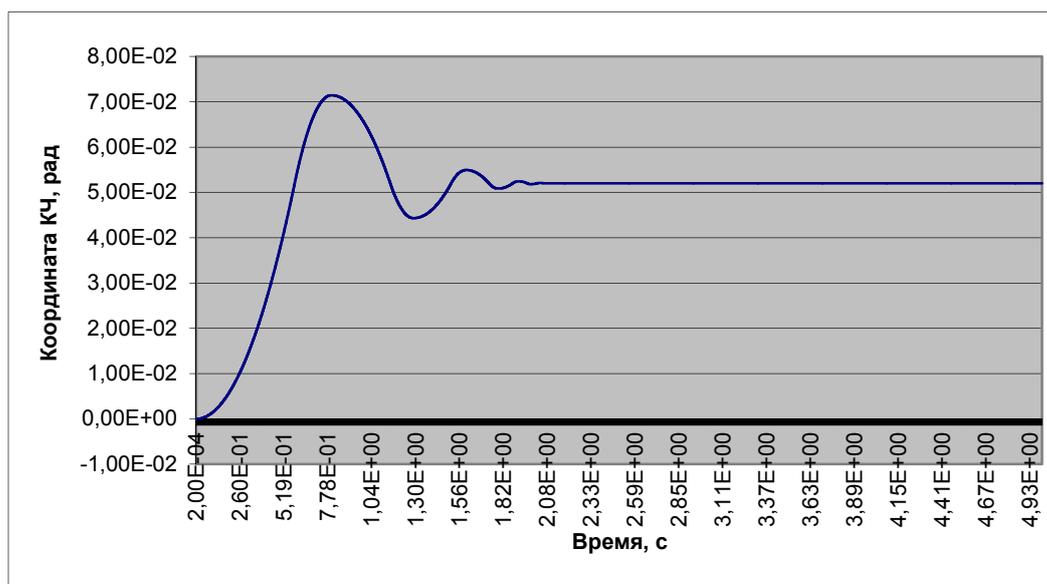


Рис. 6.10. Результаты моделирования обработки заданных рассогласования качающейся части

При моделировании режима стабилизации задавалось угловое движение основания с амплитудой  $3^\circ$  и частотой 1 Гц. Исследовалось влияние различного типа передач винт – гайка качения: шариковинтовых передач (ШВП), планетарных передач винт – гайка с резьбовыми роликами типа SR, выпускаемых серийно за рубежом и передач типа ЗК, разработанных во Владимирском государственном университете. Результаты сравнительного анализа режимов стабилизации при различных типах передач представлены в табл. 6.1 и 6.2. График ошибки стабилизации привода на базе передачи РВПЗК показан на рис. 6.12.

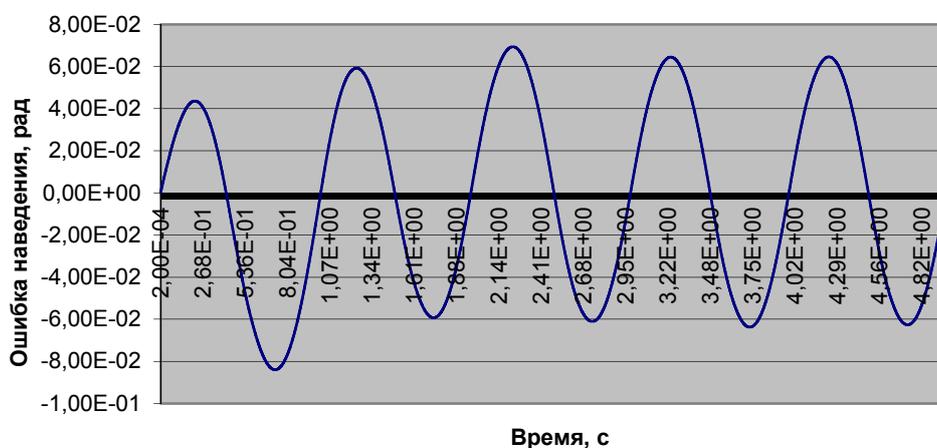


Рис. 6.11. Результаты обработки синусоидального сигнала с амплитудой качающейся части  $3^\circ$  и частотой 1 Гц

Таблица 6.1

Характеристика	ШВП 63×10	РВПК 39×10	РВПЗК 66×6
Момент инерции ИМ с промежуточным редуктором, приведенный к оси вращения двигателя, кг·м <sup>2</sup>	0,00421	0,00101	0,000438
Зазор ИМ, приведенный к оси КЧ, мрад	0,8416	0,8416	0,8416
Ошибка стабилизации, мрад	31,3	0,15	0,120
Максимальный момент двигателя, Н·м	4,86	4,86	4,86

Результаты моделирования соответствуют результатам экспериментальных исследований привода на базе РВПЗК на стенде.

Таблица 6.2

Характеристика	ШВП 63×10	РВПК 39×10	РВПЗК 66×6
Момент инерции ИМ без промежуточного редуктора, приведенный к оси вращения двигателя, кг·м <sup>2</sup>	0,00400	0,00080	0,00023
Зазор ИМ, приведенный к оси КЧ, мрад	0	0	0
Ошибка стабилизации, мрад	31,3	0,1	0,1
Максимальный момент двигателя, Н·м	4,86	1,27	0,66

Как следует из результатов моделирования, привод на базе передачи типа ЗК в связи с ее существенно меньшим моментом инерции по сравнению с другими типами передач требует существенно меньшей величины максимального момента двигателя, чем приводы на базе другого типа передач.

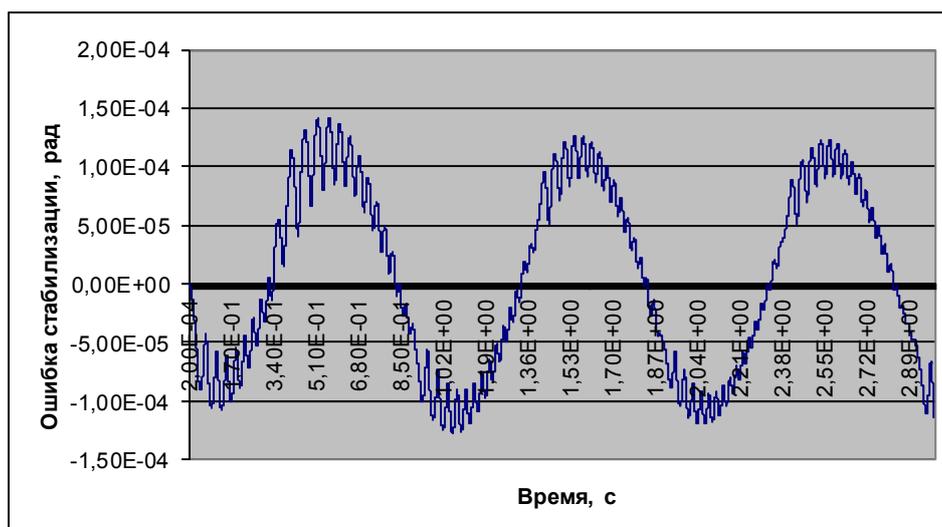


Рис. 6.12. График ошибки стабилизации привода на базе передачи РВПЗК

Математическая модель привода будет развиваться с учетом уточнения основных параметров исполнительного механизма при дальнейших экспериментальных исследованиях привода и с учетом более подробного описания той части математической модели, которая описывает систему управления приводом.

#### 6.4. Математическое моделирование мехатронного модуля в составе ортопедического аппарата автоматизированного остеосинтеза

В трех мехатронных модулях ортопедического аппарата применяются шаговые электродвигатели и микропроцессорные системы управления двигателями, описанные выше.

На рис. 6.13 показана расчетная схема механической части привода аппарата.

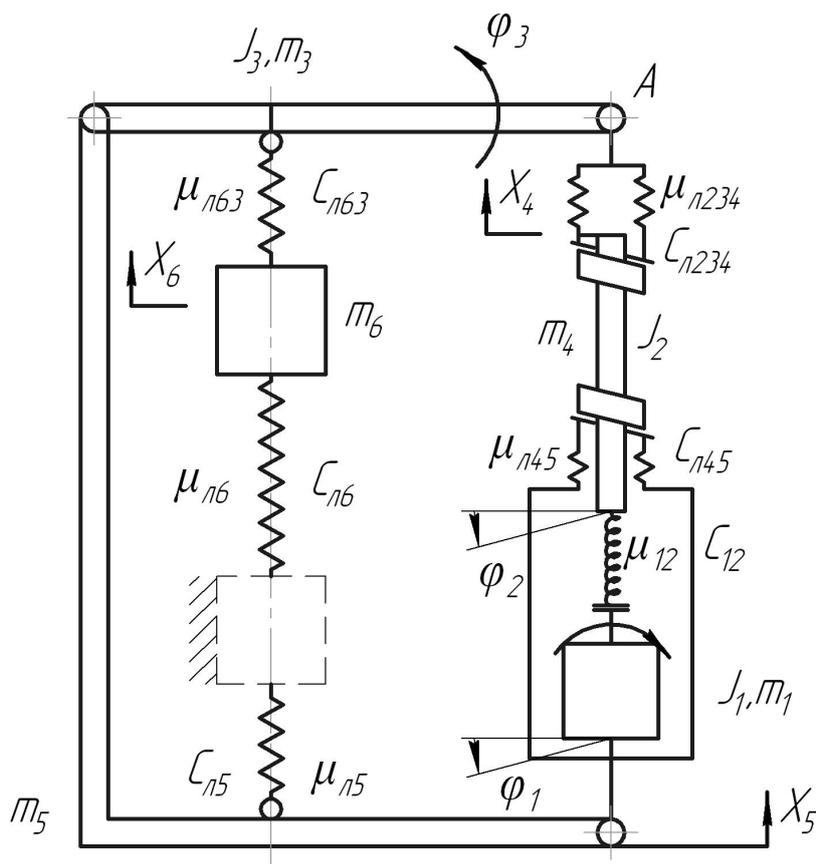


Рис. 6.13. Расчетная схема механической части привода ортопедического аппарата автоматизированного остеосинтеза

За обобщенные координаты механической части привода приняты:

$\varphi_1$  – угловое положение ротора электродвигателя;

$\varphi_2$  – угловое положение блока винта с роликами, приведенное к оси винта;

$\varphi_3$  – угловое положение подвижного кольца, приведенное к оси винта;

$x_4$  – линейное положение блока винта с роликами относительно неподвижной части кости;

$x_5$  – линейное положение кольца, связанного с неподвижным отломком кости;

$x_6$  – линейное положение подвижного отломка относительно неподвижного.

Введем обозначение параметров:

$J_1$  – момент инерции ротора двигателя и промежуточного редуктора,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;

$J_2$  – момент инерции блока винта с роликами относительно оси винта,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;

$J_3$  – момент инерции подвижного кольца, приведенный к оси винта,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;

$m_1$  – масса двигателя,  $\text{кг}$ ;

$m_3$  – масса подвижного кольца,  $\text{кг}$ ;

$m_4$  – масса блока винта с роликами,  $\text{кг}$ ;

$m_5$  – масса кольца, связанная с неподвижным отломком кости,  $\text{кг}$ ;

$m_6$  – масса подвижного отломка кости, мышц, кожи,  $\text{кг}$ ;

$c_{12}$  – крутильная жесткость промежуточного редуктора,  $\text{Н} \cdot \text{м}/\text{рад}$ ;

$c_{л234}$  – линейная жесткость в сопряжении ходовой полугайки с роликами,  $\text{Н}/\text{м}$ ;

$c_{л45}$  – линейная жесткость в сопряжении опорной полугайки с роликами,  $\text{Н}/\text{м}$ ;

$c_{л5}$  – линейная жесткость связи кольца с неподвижным отломком кости,  $\text{Н}/\text{м}$ ;

$c_{л63}$  – линейная жесткость связи подвижного кольца с подвижным отломком кости, Н/м;

$c_{л6}$  – линейная жесткость хрящевой ткани между отломками кости, Н/м;

$$a_s = S/2\pi;$$

$S$  – перемещение ходовой гайки за оборот винта, м;

$\mu_{12}$  – коэффициент демпфирования редуктора, Н·м·с/рад;

$\mu_{л234}$ ,  $\mu_{л45}$ ,  $\mu_{лгр}$  – коэффициенты демпфирования, Н·с/м;

$\mu_k$  – приведенный коэффициент трения качения;

$N_{234}$  – осевые силы в резьбовых сопряжениях ходовой и опорной гайки, Н;

$M_{дв}$  – момент двигателя, Н·м;

$\eta_{пх}$  – КПД прямого хода передачи;

$\eta_{ох}$  – КПД обратного хода передачи;

$zaz$  – зазор редуктора, приведенный к оси электродвигателя, рад;

$d_{30}$  – средний диаметр резьбы гайки, м.

$M_{c12}$  – восстанавливающий момент силы в редукторе, приведенном к оси двигателя, Н·м.

$M_{\mu12}$  – демпфирующий момент зубчатого редуктора, Н·м/рад.

Кинетическая энергия системы

$$T = \frac{J_1\dot{\varphi}_1^2}{2} + \frac{J_2\dot{\varphi}_2^2}{2} + \frac{J_3\dot{\varphi}_3^2}{2} + \frac{m_1\dot{x}_5^2}{2} + \frac{m_4\dot{x}_4^2}{2} + \frac{m_5\dot{x}_5^2}{2} + \frac{m_6\dot{x}_6^2}{2}.$$

Потенциальная энергия системы

$$\begin{aligned} \Pi = & \frac{M_{c12}^2}{c_{12}2} + \frac{c_{л234}(\varphi_2 a_s - \varphi_3 a_s + x_4 - x_5)^2}{2} + \frac{c_{л45}(x_4 - x_5)^2}{2} + \\ & + \frac{c_{л63}\left(x_6 - \frac{\varphi_3 a_s}{2} - x_5\right)^2}{2} + \frac{c_{л5}x_5^2}{2} + \frac{c_{л6}x_6^2}{2}. \end{aligned}$$

Элементарные работы, соответствующие приращениям обобщенных координат:

- по координате  $\varphi_1$

$$\delta A_1 = [M_{дв} - M_{\mu12}] \delta \varphi_1;$$

- по координате  $\varphi_2$

$$\delta A_2 = \{M_{\mu12} - \mu_{л234}(\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{\varphi}_3 a_s + \dot{x}_4 - \dot{x}_5) a_s - \left[ \left( \frac{1}{\eta_{пх}} - 1 \right) N_{234} \right] a_s \text{sign}(\dot{\varphi}_2) -$$

$$- N_{45} \mu_{\kappa} \frac{d_{30}}{2} \text{sign}(\dot{\varphi}_2) \delta \varphi_2;$$

- по координате  $\varphi_3$

$$\delta A_3 = \mu_{\text{л}234} (\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{\varphi}_3 a_s + \dot{x}_4 - \dot{x}_5) a_s \delta \varphi_3;$$

- по координате  $x_4$

$$\delta A_4 = \left[ -\mu_{\text{л}234} (\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{\varphi}_3 a_s + \dot{x}_4 - \dot{x}_5) - \mu_{\text{л}45} (\dot{x}_4 - \dot{x}_5) \right] \delta x_4;$$

- по координате  $x_5$

$$\delta A_5 = \left[ -\mu_{\text{л}45} (\dot{x}_5 - \dot{x}_4) - \mu_5 \dot{x}_5 \right] \delta x_5;$$

- по координате  $x_6$

$$\delta A_6 = -\mu_{\text{л}63} \left( \dot{x}_6 - \frac{\dot{\varphi}_3 a_s}{2} - \dot{x}_5 \right) - \mu_{\text{л}6} \dot{x}_6;$$

$M_{c12}$  – восстанавливающий момент силы при зазоре в редукторе, приведенном к оси двигателя.

$$\text{Если } \varphi_1 - \varphi_2 > \frac{zaz}{2}, \text{ то } M_{c12} = c_{12} \left( \varphi_1 - \varphi_2 - \frac{zaz}{2} \right),$$

$$\text{если } \varphi_1 - \varphi_2 < -\frac{zaz}{2}, \text{ то } M_{c12} = c_{12} \left( \varphi_1 - \varphi_2 + \frac{zaz}{2} \right), \text{ иначе } F_{c12} = 0.$$

$M_{\mu 12}$  – демпфирующий момент зубчатого редуктора.

$$\text{Если } -\frac{zaz}{2} \leq \varphi_1 - \varphi_2 \leq \frac{zaz}{2}, \text{ то } M_{\mu 12} = 0, \text{ иначе } M_{\mu 12} = \mu_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2).$$

Осевые силы в резьбовых сопряжениях гаек и блока роликов передачи:

$$N_{234} = c_{\text{л}234} (\varphi_2 a_s - \varphi_3 a_s + x_4 - x_5), \quad N_{45} = c_{\text{л}45} (x_4 - x_5).$$

Обобщенные силы:

- по координате  $\varphi_1$

$$Q_1 = M_{\text{дв}} - M_{\mu 12};$$

- по координате  $\varphi_2$

$$Q_2 = M_{\mu 12} - \mu_{\text{л}234} (\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{\varphi}_3 a_s + \dot{x}_4 - \dot{x}_5) a_s - \left( \frac{1}{\eta_{\text{пх}}} - 1 \right) |N_{234}| a_s \text{sign}(\dot{\varphi}_2) -$$

$$- N_{45} \mu_{\kappa} \frac{d_{30}}{2} \text{sign}(\dot{\varphi}_2);$$

- по координате  $\varphi_3$

$$Q_3 = \mu_{\text{л}234} (\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{\varphi}_3 a_s + \dot{x}_4 - \dot{x}_5) a_s;$$

- по координате  $x_4$

$$Q_4 = -\mu_{л234}(\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{\varphi}_3 a_s + \dot{x}_4 - \dot{x}_5) - \mu_{л45}(\dot{x}_4 - \dot{x}_5);$$

- по координате  $x_5$

$$Q_5 = -\mu_{л45}(\dot{x}_5 - \dot{x}_4) - \mu_{л5}\dot{x}_5;$$

- по координате  $x_6$

$$Q_6 = -\mu_{л63}\left(\dot{x}_6 - \frac{\dot{\varphi}_3 a_s}{2} - \dot{x}_5\right) - \mu_{л6}\dot{x}_6.$$

После подстановки выражений кинетической и потенциальной энергий и обобщенных сил в уравнения Лагранжа и соответствующих преобразований получим систему дифференциальных уравнений, описывающих движение привода:

$$\ddot{\varphi}_1 = (M_{дв} - M_{с12} - M_{\mu12}) / J_1;$$

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_2 = & \{M_{с12} + M_{\mu12} - c_{л234}(\varphi_2 a_s - \varphi_3 a_s + x_4 - x_5) a_s - \\ & - \mu_{л234}(\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{\varphi}_3 a_s + \dot{x}_4 - \dot{x}_5) a_s - \left[ \left( \frac{1}{\eta_{пк}} - 1 \right) |N_{234}| \right] a_s \text{sign}(\dot{\varphi}_2) - \\ & - |N_{45}| \mu_k \frac{d_{30}}{2} \text{sign}(\dot{\varphi}_2)\} / J_2; \end{aligned}$$

$$\ddot{\varphi}_3 = [c_{л234}(\varphi_2 a_s - \varphi_3 a_s + x_4 - x_5) a_s + \mu_{л234}(\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{\varphi}_3 a_s + \dot{x}_4 - \dot{x}_5) a_s] / J_3$$

$$\begin{aligned} \ddot{x}_4 = & [-c_{л234}(\varphi_2 a_s - \varphi_3 a_s + x_4 - x_5) - c_{л45}(x_4 - x_5) - \\ & - \mu_{л234}(\dot{\varphi}_2 a_s - \dot{\varphi}_3 a_s + \dot{x}_4 - \dot{x}_5) - \mu_{л45}(\dot{x}_4 - \dot{x}_5)] / m_4; \end{aligned}$$

$$\ddot{x}_5 = [c_{л45}(x_4 - x_5) - \mu_{л45}(\dot{x}_5 - \dot{x}_4) - C_{л5}x_5 - \mu_{л5}\dot{x}_5] / (m_1 + m_3 + m_5).$$

## Результаты моделирования

На математической модели исследовалась работа аппарата при:

а) различных периодах управляющих импульсов на шаговом электродвигателе (рис. 6.14);

б) различных величинах напряжения питания шагового электродвигателя (рис. 6.15);

в) различных величинах жесткости хрящевой ткани между отломками кости (рис. 6.16).

При этом регистрировалось изменение в зависимости от времени, с:

а) момента шагового электродвигателя, Н·м;

б) перемещения подвижного отломка кости относительно неподвижного, м;

в) усилия при растяжении хрящевой ткани между отломками, Н.

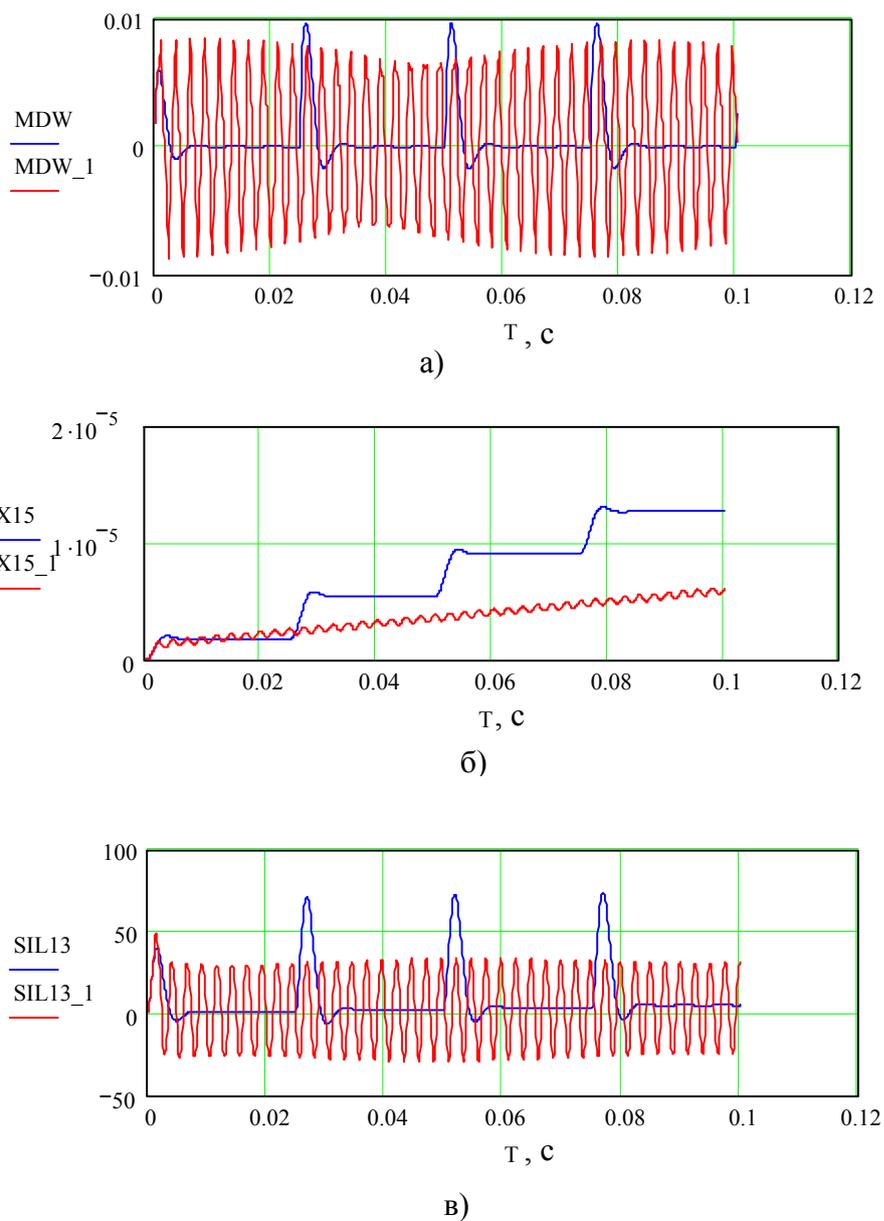
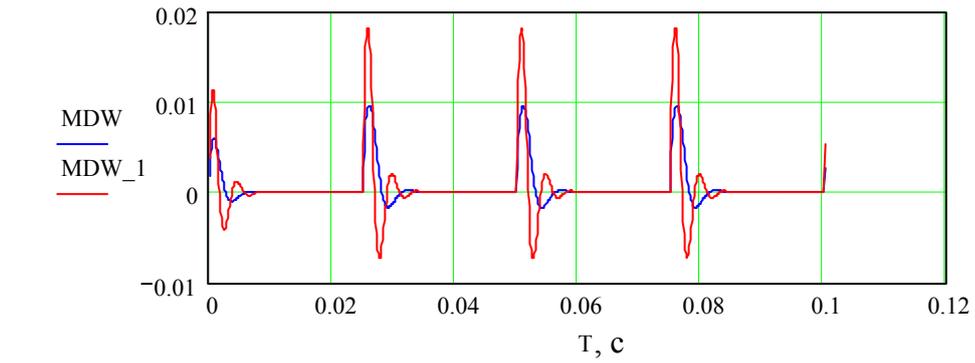
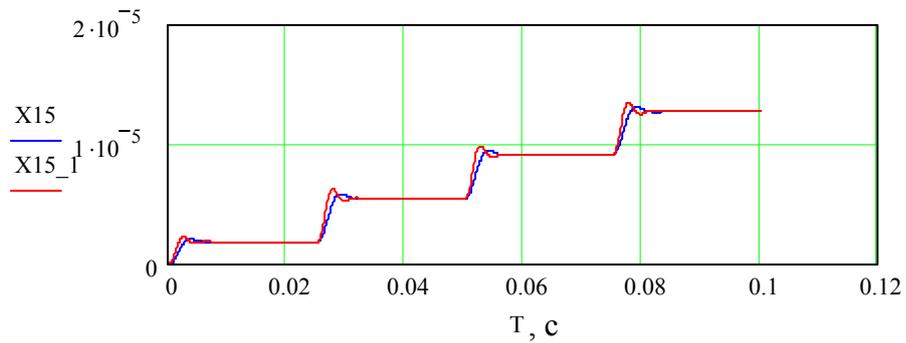


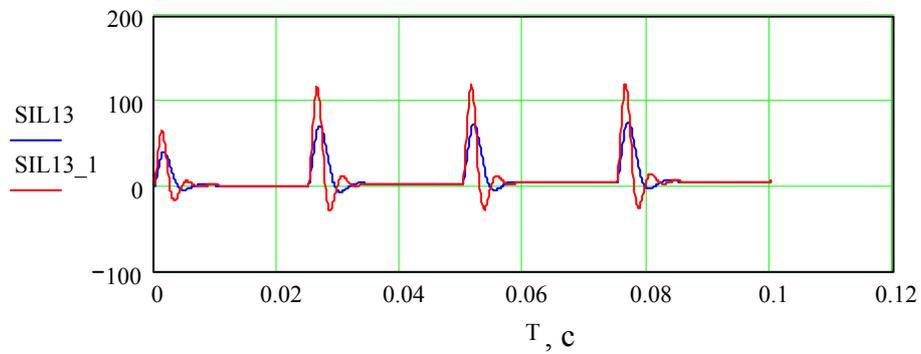
Рис. 6.14. Совмещенные графики работы аппарата при различных периодах управляющих импульсов на шаговом электродвигателе : а – изменение моментов шагового электродвигателя в зависимости от времени; б – изменение перемещения подвижной части костной ткани относительно неподвижного в зависимости от времени; в – изменение усилия при растяжении хрящей между частями костной ткани в зависимости от времени



а)

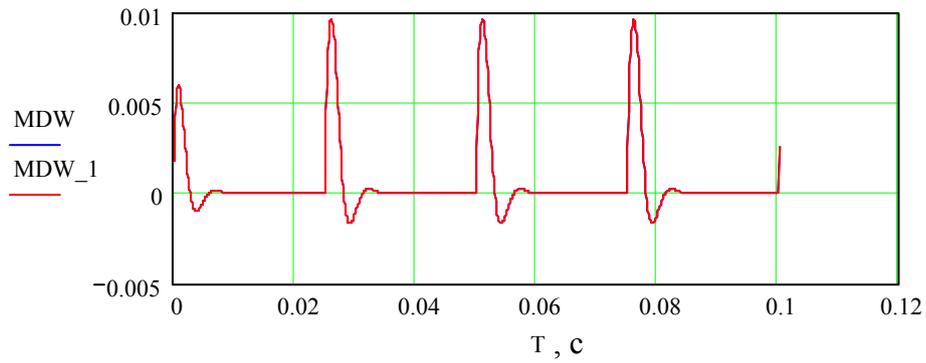


б)

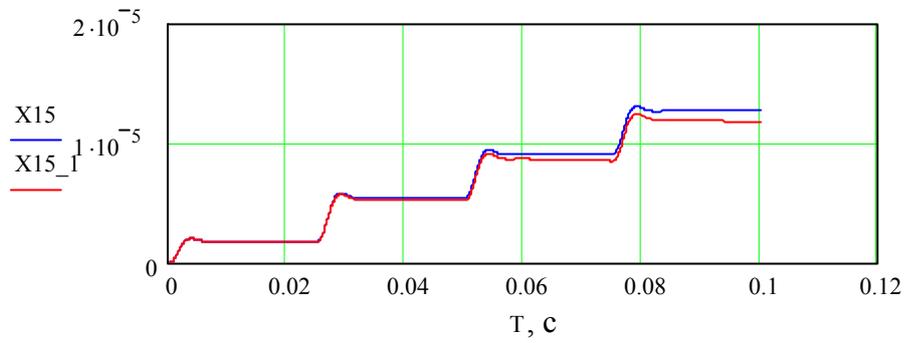


в)

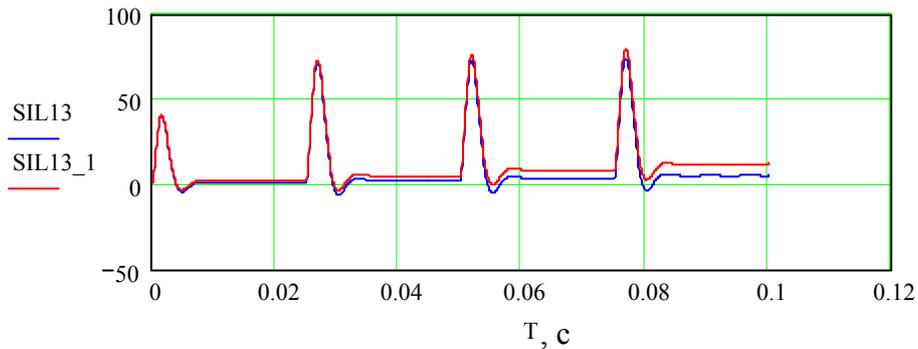
Рис. 6.15. Совмещенные графики работы аппарата при различных величинах напряжения питания шагового электродвигателя: а – изменение моментов шагового электродвигателя в зависимости от времени; б – изменение перемещения подвижной части костной ткани относительно неподвижного в зависимости от времени; в – изменение усилия при растяжении хрящей между частями костной ткани в зависимости от времени



а)



б)



в)

Рис. 6.16. Совмещенные графики работы аппарата при различных величинах жесткости хрящей между частями костной ткани: а – изменение моментов шагового электродвигателя в зависимости от времени; б – изменение перемещения подвижной части костной ткани относительно неподвижного в зависимости от времени; в – изменение усилия при растяжении хрящей между частями костной ткани в зависимости от времени

## Выводы по результатам моделирования

1. На всех графиках перемещений штока привода суммарная величина перемещения за четыре шага электродвигателя соответствует расчетной величине 13,5 мкм.

2. Во время изменения периода следования импульсов ( $T_{sled} = 0,15$  с,  $T_{sled} = 0,1$  с,  $T_{sled} = 0,075$  с и т.д.) при относительно больших периодах отработка перемещения штока привода происходит в соответствии с заданием. Однако по мере уменьшения заданного периода с некоторой величины  $T_{sled}$  происходит уменьшение величины заданного перемещения. При уменьшении  $T_{sled}$  до величины 0,02 с, что соответствует номинальной приёмистости данного шагового электродвигателя, не происходит отработка двигателем заданного угла поворота. При  $T_{sled}$ , равном или меньшем 0,02 с, электродвигатель не способен выполнять заданные функции.

На рис. 6.14 представлены совмещенные графики работы аппарата при периодах управляющих импульсов на шаговом электродвигателе, равных 0,027 с и 0,0025 с.

При периоде 0,0025 с, что не соответствует условию приемистости испытанного шагового электродвигателя, электродвигатель не способен выполнить перемещения с заданной величиной.

3. При изменении напряжения питания шагового электродвигателя ( $U_{пит} = 11$ ,  $U_{пит} = 12$ ,  $U_{пит} = 14$ ,  $U_{пит} = 25$  В) и номинальных величинах  $T_{sled} = 0,1$  с и  $CL11 = 4 \cdot 10^5$  Н·м наблюдается лишь изменение интенсивности переходных процессов, а окончательные значения искомых функций практически остаются неизменными.

На рис. 6.15 представлены совмещенные графики работы аппарата при величинах напряжения питания шагового электродвигателя, равных 12 и 25 В. При напряжении 25 В переходные процессы протекают более интенсивно, с большим перерегулированием, чем при номинальном напряжении 12 В.

4. При изменении жёсткости хрящевой ткани ( $CL11 = 1 \cdot 10^5$ ,  $CL11 = 4 \cdot 10^5$ ,  $CL11 = 10 \cdot 10^5$ ,  $CL11 = 50 \cdot 10^5$  Н/м) с увеличением жесткости величина перемещения штока привода может снижаться. При большой жёсткости, например  $CL11 = 50/10^5$  Н·м, перемещение подвижного отломка кости

относительно неподвижного отломка может осуществляться на величину, существенно меньшую расчетной, что связано с ограниченной величиной момента шагового электродвигателя.

На рис. 6.16 представлены совмещенные графики работы аппарата при величинах жесткости хрящевой ткани между отломками, равных  $4 \cdot 10^5$  и  $4 \cdot 10^6$  Н/м. При большей жесткости наблюдается некоторое снижение величины перемещения подвижного отломка по сравнению с расчетной величиной.

## Глава 7. РЕАЛИЗАЦИЯ РАЗРАБОТОК ПО ПЛАНЕТАРНЫМ ПЕРЕДАЧАМ ВИНТ – ГАЙКА С РЕЗЬБОВЫМИ РОЛИКАМИ И ПРИВОДАМ НА ИХ БАЗЕ

### 7.1. Планетарные передачи винт – гайка с резьбовыми роликами типа SR и приводы на их базе

Серийное производство роликовинтовых передач было налажено в России на «Производстве технологического оборудования» (ПТО) ОАО «АвтоВАЗ» в 1988 г. по лицензии швейцарской фирмы «PDS SA» (при непосредственном участии автора в качестве консультанта в приемке материалов лицензии, их экспертизе и подготовке производства).

Уровень разработанной автором за период 1980 – 1988 гг. в форме САПР методики проектирования роликовинтовых передач существенно превышал уровень методики фирмы «PDS SA», в связи с чем наша методика на АвтоВАЗе была принята в качестве рабочей.

Серийно выпускаемая на ПТО ОАО «АвтоВАЗ» передача РВП 48×8 (рис. 7.1) используется в сварочном роботе ПР-60. Передача соединена

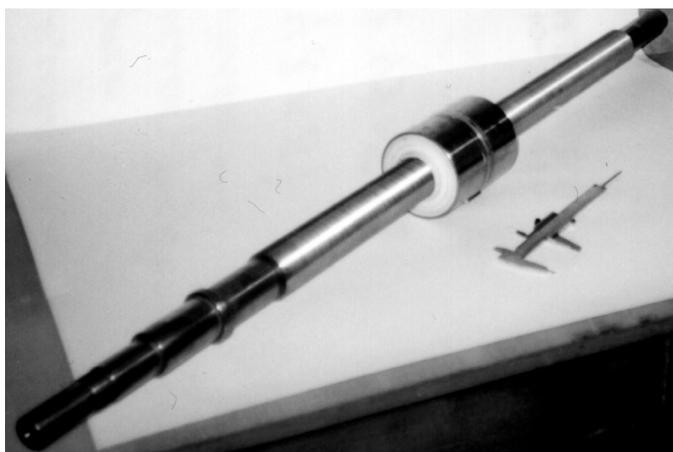


Рис. 7.1. Передача с короткими резьбовыми роликами РВП 48×8

непосредственно с электродвигателем с дисковым печатным якорем ДР. Она имеет номинальную частоту 3000 мин<sup>-1</sup> и обеспечивает высокое ускорение при разгоне, линейную скорость перемещения до 0,5 м/с и допустимую погрешность перемещения схвата (с учетом упругих деформаций металлоконструкции) до 0,4 мм.

На основании разработанной нами методики на

ПТО ОАО «АвтоВАЗ» были спроектированы, изготовлены и внедрены 130 типоразмеров передач с короткими роликами, в частности:

- а) РВП 21×5 для замены шариковинтовой передачи привода станка Z-100 для сверления печатных плат;
- б) РВП 25×10 для привода робота ПР1-300/8;
- в) РВП 39×8 для привода агрегатного станка;
- г) РВП 48×10 для привода робота ПР1-601/60;
- д) РВП 60×8 для привода агрегатного станка.

Кроме того, нами были спроектированы и изготовлены передачи с короткими роликами:

РВП 16×2 (рис. 7.2) для привода регулирования клапана разлива стали;

РВП 16×6 (рис. 7.3) для ручного гайковерта с моментом затяжки 2000 Н·м для монтажа башен ветроэнергетических установок МКБ «Радуга» (г. Дубна);

РВП 40×9 (рис. 7.4) с опорной гайкой для авиационного привода Московского агрегатного завода;

РВП 75×10 (рис. 7.5) со статической (максимальной) грузоподъемностью 600 кН для привода толкателя термопечи;



а)



б)

Рис. 7.2. Передача с короткими резьбовыми роликами РВПК 16×2 (а) и привод на базе этой передачи (б)

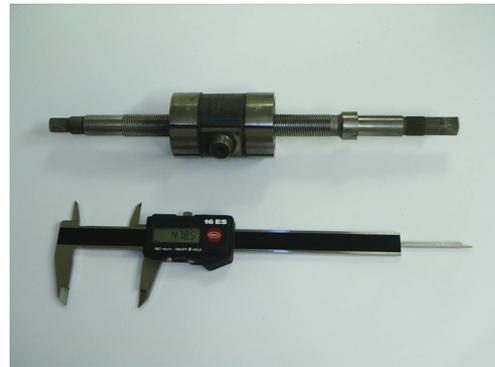


Рис. 7.3. Передача с короткими резьбовыми роликами РВПК 16×6



Рис. 7.4. Передача с короткими резьбовыми роликами РВПК 40×9

РВП 96×15 (рис. 7.6) со статической грузоподъемностью 1000 кН для наклона ковша разлива стали.

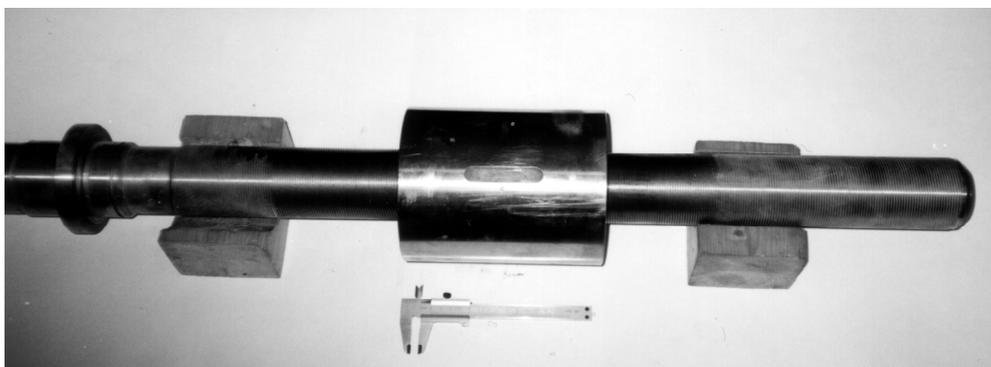


Рис. 7.5. Передача с короткими резьбовыми роликами РВПК 75×10



Рис. 7.6. Гайка и ролики передачи с короткими резьбовыми роликами РВПК 96×15

## 7.2. Планетарные передачи винт – гайка с резьбовыми роликами типа ЗК и приводы на их базе

В 1980 г. была спроектирована и изготовлена передача с длинными роликами РВПЗК 30×1 (рис. 7.7), на базе которой был выполнен специальный привод путем соединения входного участка винта через муфту с малоинерционным электродвигателем ЭДМ-14 при закреплении тахогенератора на другом конце винта. Совместно с ВНИИ «Сигнал» (г. Ковров) на их стендовом оборудовании были проведены впервые ресурсные испытания передачи с длинными роликами РВПЗК 30×1 в составе следящего привода, давшие положительные результаты.

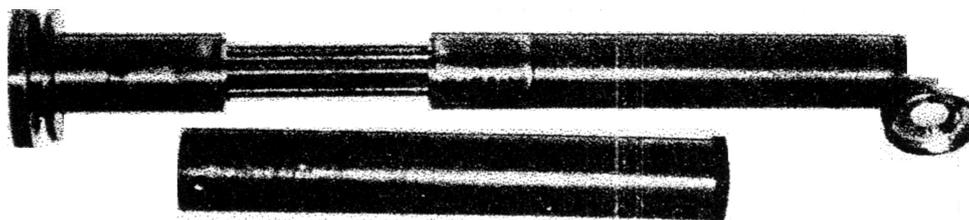


Рис. 7.7. Передача с длинными резьбовыми роликами РВЗК 30×1

С 1987 по 1994 гг. были спроектированы и изготовлены 102 передачи с длинными роликами РВПЗК 21,6×0,1 (рис. 7.8) для привода оптикомеханических устройств системы автоматической юстировки НПО «Энергомаш» (г. Химки). Привод на базе РВПЗК 21,6×0,1 выполнен с непосредственным сочетанием передачи с вентильным электродвигателем ДБМ-40

при закреплении ротора двигателя и ротора оптоэлектронного датчика положения на входном участке винта и при закреплении статора двигателя на опорной гайке. В другом варианте исполнения привод РВПЗК 21,6×0,1 соединен с шаговым электродвигателем ДШИ-200 (см. рис. 7.8). Эти приводы утверждены были для НПО «Энергомаш» как типовые.

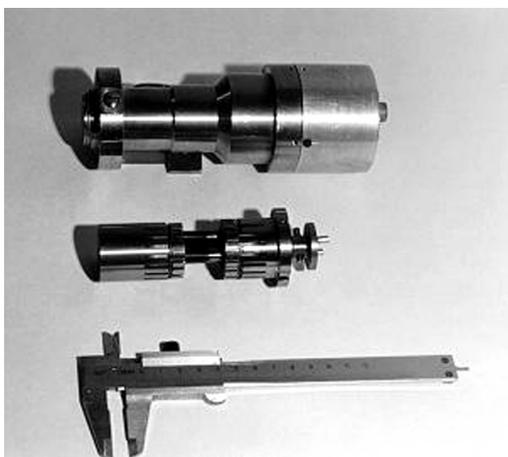


Рис. 7.8. Передача с длинными резьбовыми роликами РВПЗК 21,6×0,1

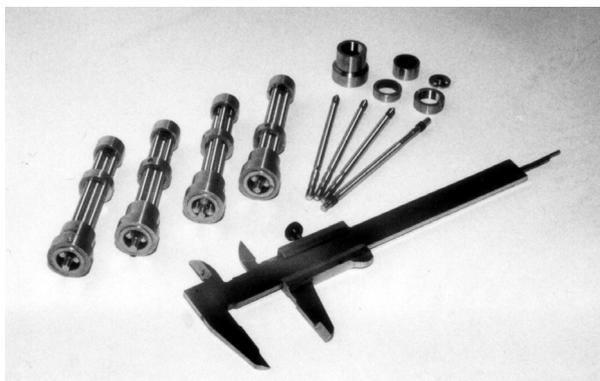


Рис. 7.9. Передача с длинными резьбовыми роликами РВПЗК 12,6×0,1

В 1991 г. была спроектирована и изготовлена передача с длинными роликами РВПЗК 12,6×0,1 (рис. 7.9). В связи с малыми габаритными размерами и массой, относительно высокой редукцией и рабочей нагрузкой до 500 Н эта передача может быть перспективной для разных назначений. В частности, она была использована для привода трехкоординатного манипулятора туннельного микроскопа (рис. 7.10) НПО «Дельта» (г. Москва), а также для привода двухкоординатного сканирующего столика оптического микроскопа. Пять передач РВПЗК 12,6×0,1 (рис. 7.11) были использованы в Институте физических проблем им. Лукина (г. Зеленоград Московской области) для приводов плавной подачи контролируемых образцов в рабочую зону сверхвакуумных контрольных модулей. На базе РВПЗК 12,6×0,1 (см. рис. 7.9) нами был изготовлен автономный ортопедический аппарат автоматизированного остеосинтеза с тремя независимо программируемыми приводами (рис. 7.12) [57, 58]. В настоящее время аппарат находится в стадии завершения сертификационных испытаний.

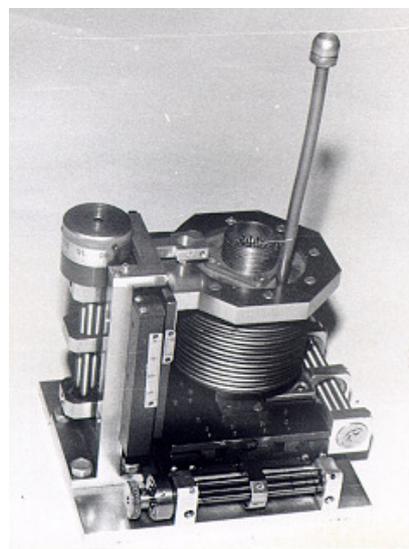


Рис. 7.10. Трехкоординатный манипулятор на базе РВПЗК 12,6×0,1

Спроектированы и изготовлены передачи с длинными роликами в

качестве исполнительных механизмов электромеханических приводов:

а) РВПЗК 21,6×0,0083 (рис. 7.13) со ступенчатыми роликами в сочетании с шаговым электродвигателем ДШИ-200 для привода оптикомеханических устройств системы автоматической юстировки НПО «Энергомаш» (г. Химки) в количестве 18 шт.;

б) РВПЗК 37,5×0,25 (рис. 7.14) в сочетании с вентильным электродвигателем для привода изменения угла наклона лопастей ветроэнергетической установки МКБ «Радуга» (г. Дубна);

в) РВПЗК 50×0,5 (рис. 7.15) в сочетании с электродвигателем ДП 40 для привода ленторегулирующего устройства ткацкой машины МКБ «Радуга» (г. Дубна).

г) РВПЗК 66×6 (рис. 7.16) для специального электромеханического привода (рис. 7.17). РВПЗК 66×6 изготовлена на ПТО ОАО «АвтоВАЗ», успешно прошла точностные испытания и испытания на ресурс.



Рис. 7.11. Однокоординатная подвижка



Рис. 7.12. Автономный ортопедический аппарат автоматизированного остеосинтеза

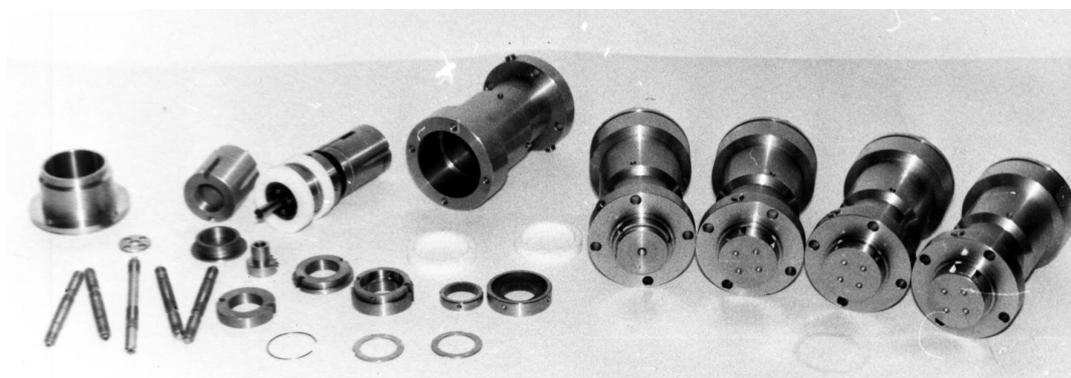


Рис. 7.13. Передача с длинными ступенчатыми резьбовыми роликами РВПЗК 21,6×0,0083

На базе РВПЗК 42×1 создан экспериментальный образец (рис. 7.18, 7.19) [8] электромеханического привода тормоза автомобиля, превышающий по быстрдействию известные гидравлические приводы. Проводилась совместная работа с ОАО «АвтоВАЗ» по компоновке электромеханического привода тормоза для перспективного автомобиля на топливных элементах.

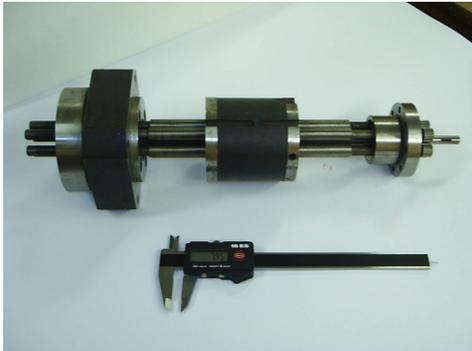


Рис. 7.14. Передача с длинными резьбовыми роликами РВПЗК 37,5×0,25

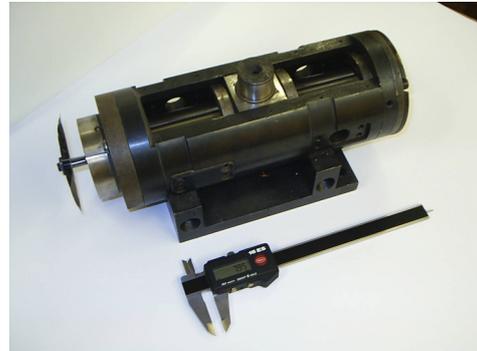


Рис. 7.15. Передача с длинными резьбовыми роликами РВПЗК 50×0,5



Рис. 7.16. Передача с длинными резьбовыми роликами РВПЗК 66×6



Рис. 7.17. Электромеханический привод стабилизатора на базе РВПЗК 66×6

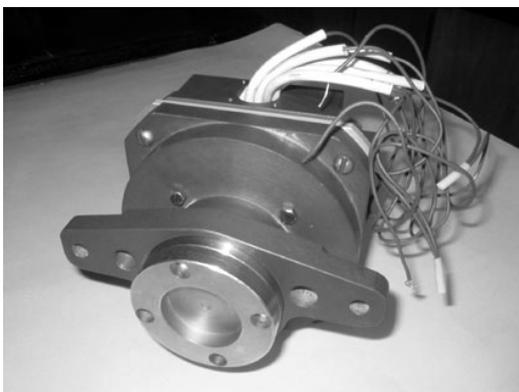


Рис. 7.18. Экспериментальный образец электромеханического привода тормоза автомобиля

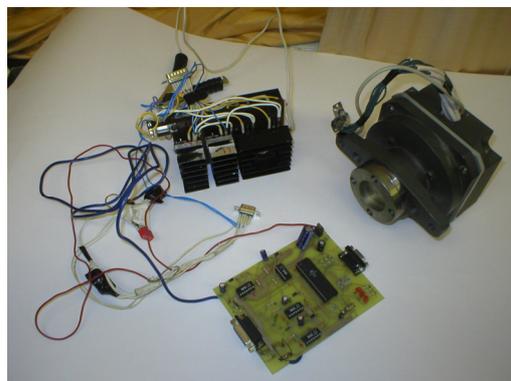


Рис. 7.19. Система управления электромеханическим приводом тормоза автомобиля

Для регулировки положения панелей, образующих отражающую поверхность радиотелескопа миллиметрового диапазона с адаптивным рефлектором диаметром 70 м для дальней космической связи, спроектирован и изготовлен шаговый электропривод (рис. 7.20) на базе передачи РВПЗК 30×0,25.

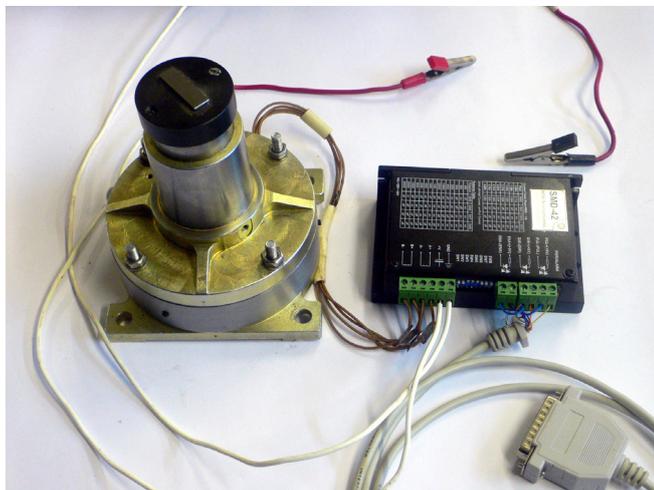


Рис. 7.20. Мехатронный модуль (актуатор) с высокой разрешающей способностью

На базе этого привода разработан мехатронный модуль с высокой разрешающей способностью для нанотехнологического оборудования. Применение обратной связи по положению и высокоточного датчика линейного положения МТ 2571 фирмы *Heidenhain* позволило получить перемещение с разрешающей способностью 50 нм.

На базе передач РВПЗК 52×1 и шаговых двигателей *SIEMENS SIMOSTEP* разработан привод для станков электрохимической обработки деталей по заказу ОАО «Завод «Топаз»» ( Республика Молдова), входящего в группу предприятий «Салют» (Москва). Разработанный привод (рис. 7.21) обеспечивает разрешающую способность 0,1 мкм, превышает по быстродействию, долговечности, компактности и разрешающей способности приводы на базе известных шариковинтовых и роликовинтовых передач.



Рис. 7.21. Электромеханические приводы для станка электрохимической обработки деталей

### 7.3. Автономный ортопедический аппарат автоматизированного остеосинтеза

Аппарат относится к области медицинской техники, в частности к ортопедическим аппаратам остеосинтеза, и может быть использован при регенерации костной ткани длинных конечностей при переломах или необходимости их удлинения.

Известный ортопедический аппарат остеосинтеза (аппарат профессора Г.А. Илизарова) содержит подвижные и неподвижные кольца, связанные стержнями с резьбой и гайками, которые закрепляют кольца на стержнях, поджимая их с двух сторон и обеспечивая возможность относительно-го смещения колец в продольном направлении и весьма ограниченные угловые смещения колец друг относительно друга [В.И. Шевцов, В.А. Немков, А.В. Скляр. Аппарат Илизарова. Биомеханика // Периодика. 1995. 165 с.; А. с. 98471 (СССР). Способ сращения костей при переломах и аппарат для осуществления этого способа / Г.А. Илизаров; опубл. в Б.И. 1954. № 6].

Известные ортопедические аппараты остеосинтеза с ручным приводом имеют нижеперечисленные недостатки.

При ручном аппарате необходимо привлекать медперсонал (медсестер) для того, чтобы вручную четыре-пять раз в сутки подкручивать гайки, увеличивая расстояние между кольцами примерно на 1 мм в сутки, то есть на 200 – 250 мкм за цикл. Дистракция величиной 200 – 250 мкм при осевом усилии 1000 – 1200 Н травмирует кровеносные сосуды и нервные ткани, увеличивает время заживления травм и сроки лечения. Ручной привод повышает трудоемкость обслуживания и создает необходимость содержания соответствующего персонала. Кроме того, ручная технология лечения рассчитана на клиническое лечение и несовместима с амбулаторным лечением.

Анализ изобретений аппаратов с приводами (А. с. 1732956 СССР, МКИ А 61 В 17/60. Компрессионно-дистракционный аппарат / Г.А. Илизаров, Ф.Я. Руц, В. А. Немков, Э.В. Бурлаков (СССР); А. с. 1750666 СССР, МКИ А 61 В 17/58. Компрессионно-дистракционный аппарат / Г.А. Илизаров, А.Е. Филимонов, А.А. Курилкин, Э.М. Елагин, Э.В. Бурлаков (СССР); А. с. 1792671 СССР, МКИ А 61 В 17/58. Компрессионно-дистракционный аппарат / Г.А. Илизаров, Э.В. Бурлаков, Ф.Я. Руц, В.А. Немков (СССР)) показывает, что авторы предлагают лишь разные варианты синхронизации

движения соединительных резьбовых стержней, не решая задачи обеспечения оптимального цикла distraction при автоматизации процесса лечения.

Наиболее близким аналогом является аппарат по патенту РФ № 2 053 724 (1996 г.). Недостатками данного аппарата следующие.

Во-первых, как показали медицинские исследования, оптимальная величина distraction за один цикл, соответствующая естественному процессу регенерации костной ткани, составляет 20 – 30 мкм, а число циклов в сутки около 40. Однако применение в приводе рассматриваемого аппарата передач винт – гайка скольжения не позволяет получить малые стабильные перемещения выходного звена привода, то есть обеспечить высокую разрешающую способность, чувствительность привода. К тому же применение в рассматриваемом аппарате приводов с длинными кинематическими цепями, смонтированными на резьбовых стержнях, повышает габаритные рамеры, вес приводов и снижает их надежность.

Во-вторых, в процессе лечения необходимо обеспечить не только циклические продольные смещения подвижных и неподвижных колец, но и во многих случаях существенные циклические изменения углового положения плоскостей колец относительно друг друга, что трудно осуществить в прототипе при креплении колец на стержнях гайками, навинченными на стержень.

В-третьих, для анализа процесса distraction и выбора режима качественного лечения лечащему врачу необходимо знать не только величины микроперемещений, но и изменения величин усилий, возникающих в различных стержнях в процессе distraction. В рассматриваемом аппарате нет подсистемы измерения микроперемещений и усилий в стержнях и нет подсистемы безопасности.

В-четвертых, в рассматриваемом аппарате отсутствует система управления, хранящая в памяти заданную врачом программу лечения, управляющая работой всех подсистем аппарата и обеспечивающая возможность амбулаторного лечения.

Цель создания автоматизированного ортопедического аппарата – повышение качества и сокращение сроков лечения, автоматизация процесса лечения с возможностью амбулаторного лечения, регистрация величин микроперемещений и соответствующих величин осевых усилий в приводах при обеспечении заданной надежности, массы и габаритных размеров приводов.

На рис. 7.22 показана структурная схема автоматизированного ортопедического аппарата. На рис. 7.23 показан основной привод линейного перемещения.

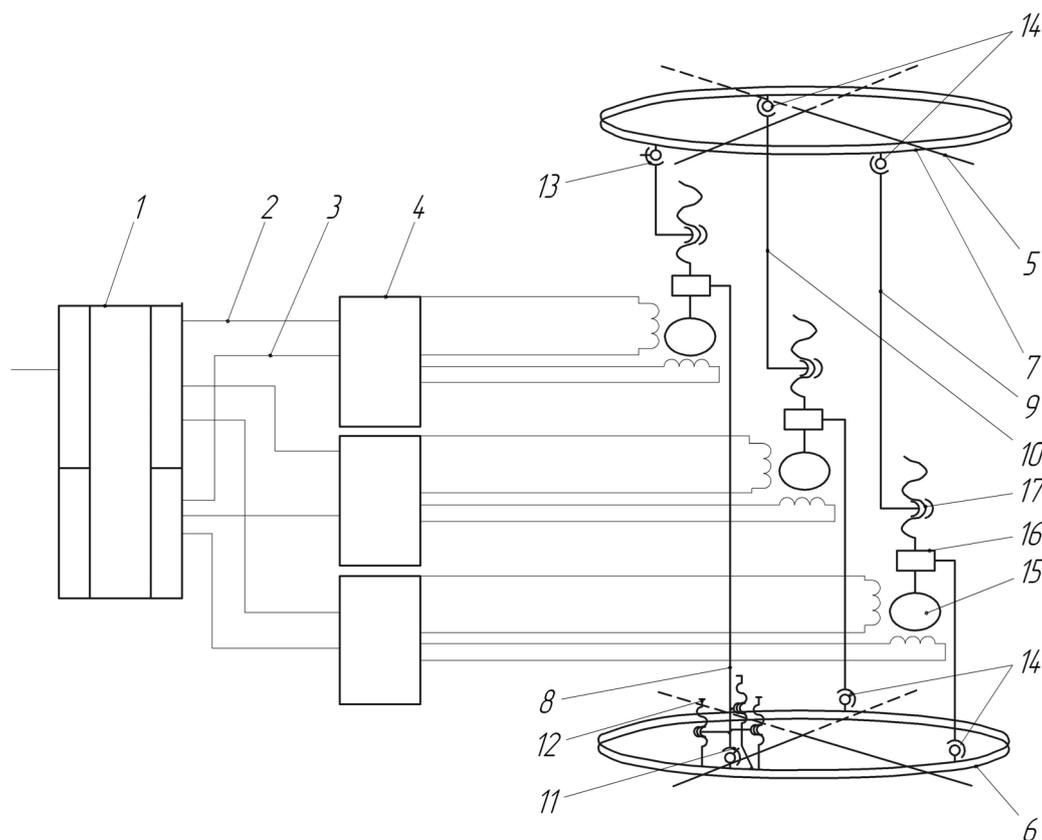


Рис. 7.22. Автономный ортопедический аппарат автоматизированного остеосинтеза

В структурную схему (рис. 7.22) входят: однокристалльная микро-ЭВМ 1, шина данных (два канала) 2, шина управления 3, контроллер управления шагового микроэлектродвигателя 4, спицы 5, нижнее кольцо (неподвижное) 6, верхнее кольцо (подвижное) 7, основной стержень 8, стержни 9 и 10, двухступенной шарнир 11 с фиксаторами 12 его углового положения относительно неподвижного кольца, двухступенной шарнир 13, трехступенные шарниры 14, шаговые микроэлектродвигатели 15, промежуточный редуктор 16, передача винт – гайка 17.

Шарнирно-стержневая система аппарата совместно с приводами обеспечивает не только циклические продольные смещения подвижных и неподвижных колец, но и существенные циклические изменения углового положения плоскостей колец относительно друг друга.

Корпус 18 основного привода (рис. 7.23) жестко заделан в неподвижном кольце 6 аппарата с помощью двухступенного шарнира 11 с тремя регулируемыми фиксаторами-болтами 12 его углового положения от-

носителю неподвижного кольца аппарата. Фиксаторы-болты расположены радиально вокруг корпуса.

Для установки необходимого углового положения основного привода относительно неподвижного кольца 6 необходимо сначала вывинтить болты-фиксаторы 12 в начальное положение, затем установить основной привод в необходимое угловое положение относительно неподвижного кольца, а после этого ввинтить болты-фиксаторы до упора в жестко связанный с неподвижным кольцом кронштейн шарнира 14.

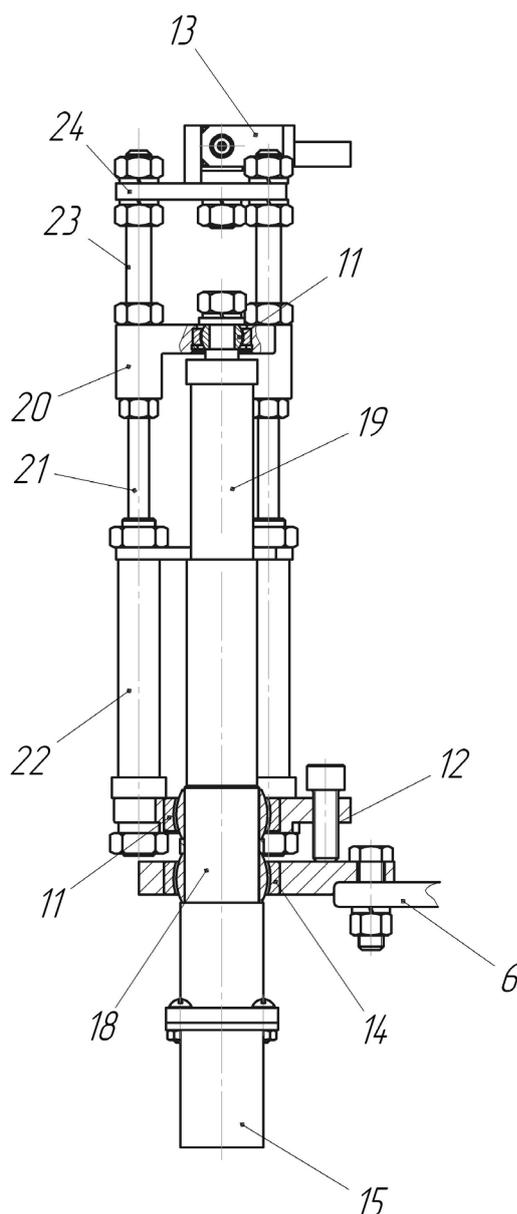


Рис. 7.23. Основной стержень аппарата

Шток 19 привода соединен с перемычкой 20 с помощью трехступенного шарнира 11. В перемычку 20 с одной стороны жестко заделаны два-

три штосселя 21 в соответствующих направляющих 22, а с другой стороны жестко заделаны три резьбовых стержня 23, которые через перемычку 24 и двухступенной шарнир 13 соединены с подвижным кольцом аппарата. Направляющие 22 соединены с корпусом привода 18 с помощью трехступенного шарнира 11. Два трехступенных шарнира 11 с обоих концов привода обеспечивают самоустановку привода и осевое направление нагрузки на привод.

Корпуса двух других приводов связаны трехступенным шарниром с неподвижным кольцом аппарата, а их штоки – трехступенным шарниром с подвижным кольцом аппарата. Во всех трех приводах штоки закреплены от вращения относительно своих корпусов.

Исполнительный модуль состоит из промежуточного планетарного зубчатого редуктора типа 2К-Н и планетарной передачи винт – гайка с резьбовыми роликами (см. рис. 7.23).

Программное управление работой всего аппарата осуществляется микроЭВМ 1, а управление движением шаговых микроэлектродвигателей – микроконтроллером 4. С пульта управления величина перемещения задается в микрометрах, которые пересчитываются в соответствующее число импульсов на входе микроэлектродвигателя. Данные о задаваемых величинах микроперемещений, скорости движения, направлении перемещения для каждого микроэлектродвигателя, периоде цикла задаются с пульта управления и хранятся во внутренней памяти микроЭВМ.

Программное индивидуальное управление шаговыми микроэлектродвигателями осуществляется микропроцессорной системой управления и питания приводов на базе высокоинтегральных микропроцессорных схем и обеспечивает заданные врачом величину дистракции и период цикла, получение различных продольных и угловых смещений подвижного кольца относительно неподвижного кольца.

Программное управление позволяет автоматизировать процесс лечения, а также возможность оперативно задавать и корректировать программы, чтобы они в наибольшей степени отвечали требованиям качественного лечения.

Программное управление обеспечивает возможность аварийного выключения приводов пациентом. Для этого с двух сторон корпуса блока питания установлены кнопки аварийного отключения приводов. При одновременном нажатии двух кнопок срабатывает подсистема аварийного отключения приводов. Это способствует безопасности пациента.

Регистрация микроперемещений штоков осуществляется или с помощью датчиков угла поворота микроэлектродвигателя и пересчета этого угла поворота в линейные перемещения штока, или непосредственно с помощью датчиков линейного перемещения штока.

Регистрация осевых усилий на штоках происходит с помощью тензометрических датчиков на штоке и микропроцессорной подсистемы регистрации осевых усилий приводов.

Регистрация микроперемещений штоков и осевых усилий приводов дает лечащему врачу оперативную и объективную информацию о процессе лечения, что позволяет повысить качество и сократить сроки лечения.

Программное управление и автономное питание от аккумулятора обеспечивают возможность использования разработанного аппарата для амбулаторного лечения, что сокращает трудоемкость и стоимость лечения.

Жесткая заделка корпуса основного привода в неподвижном кольце с помощью двухступенного шарнира с регулируемыми фиксаторами его углового положения относительно неподвижного кольца аппарата позволяет фиксировать любое требуемое угловое положение корпуса основного привода относительно неподвижного кольца при установке аппарата на пациенте или в процессе лечения, что расширяет функциональные возможности аппарата при лечении сложных переломов и сокращает время установки аппарата.

Весогабаритные, энергетические, точностные и стоимостные характеристики аппарата в значительной мере определяются характеристиками передачи винт – гайка. В качестве передачи винт – гайка в приводе аппарата используется передача с резьбовыми роликами, представленная на рис. 7.9, обеспечивающая высокое передаточное отношение, малые габаритные размеры и массу. В рассматриваемом приводе перемещение гайки за оборот винта составляет  $S = 0,25P$ , где  $P$  – шаг резьбы.

Названные преимущества позволяют разрабатывать на базе этой передачи малогабаритные приводы с высокой разрешающей способностью, чувствительностью и со скоростью, соответствующей скорости естественной регенерации костной ткани, при высоком осевом усилии. При этом на каждом шаге двигателя передача обеспечивает высокую плавность перемещения.

Промежуточный планетарный редуктор типа  $2K-H$  занимает по габаритным размерам место муфты, которая могла бы соединить двигатель и передачу, но в отличие от муфты редуктор не только соединяет двигатель с передачей, но и обеспечивает дополнительную редукцию.

За один цикл distraction время работы электродвигателя составляет примерно 5...7 с, а время остановки электродвигателя – примерно 40 мин. Чтобы не оставлять двигатель включенным для фиксации относительного положения колец во время остановки, целесообразно применять самотормозящую передачу винт – гайка с резьбовыми роликами для фиксации относительного положения колец. Применение самотормозящей передачи существенно экономит энергию, увеличивает сроки подзарядки аккумуляторов, что особенно важно при амбулаторном лечении.

Применение шагового микроэлектродвигателя с восемью шагами за оборот микродвигателя в сочетании с промежуточным планетарным редуктором типа 2 *K-H* с передаточным отношением  $u_{ред} = 4$  и планетарной передачей с длинными резьбовыми роликами с перемещением ходовой гайки 100 мкм за оборот винта обеспечивает величину перемещения ходовой гайки 25 мкм за оборот микроэлектродвигателя или 3,125 мкм за шаг микроэлектродвигателя. Разработанный электропривод позволяет реализовать оптимальную величину distraction за цикл и обеспечивает регулировку этой величины, что способствует повышению качества и сокращению сроков лечения.

Надежные унифицированные шаговые микроэлектродвигатели, а также передачи винт – гайка с резьбовыми роликами, отличающиеся высокой редукцией и высокой долговечностью, унифицированная высокоинтегрированная микропроцессорная система управления и питания микроэлектродвигателей, унифицированный малогабаритный аккумулятор обеспечивают высокую надежность, заданную массу и габаритные размеры автономного ортопедического аппарата автоматизированного остеосинтеза.

Таким образом, создан ортопедический аппарат остеосинтеза, повышающий качество и сокращающий сроки лечения, автоматизирующий процесс лечения с возможностью амбулаторного лечения, регистрирующий величины микроперемещений и соответствующие величины осевых усилий в приводах при обеспечении заданной надежности, массы и габаритных размеров приводов.

## Глава 8. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ ВИНТ – ГАЙКА С РЕЗЬБОВЫМИ РОЛИКАМИ И ПРИВОДОВ НА ИХ БАЗЕ

### 8.1. Экспериментальные исследования РВП SR 48×8

В качестве объекта исследования принята серийно выпускаемая на ПТО ОАО «АвтоВАЗ» передача РВП 48×8 (см. рис. 7.1) [59], соответствующая известной передаче *Transrol SR 48×8* [11].

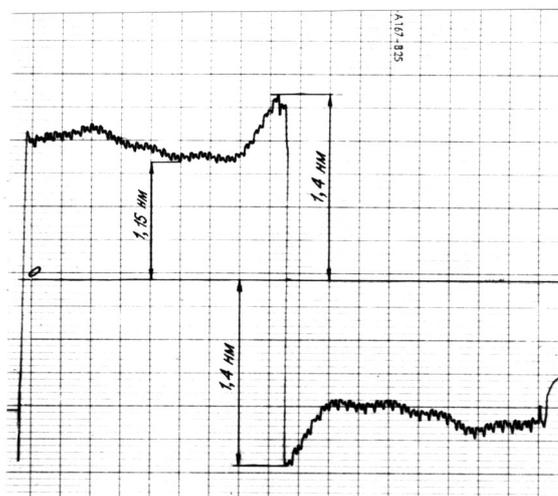
Техническая характеристика передачи:

- а) средний диаметр резьбы винта 48 мм;
- б) средний диаметр резьбы ролика 16 мм;
- в) шаг резьбы 1,6 мм;
- г) длина перемещения гайки 600 мм;
- д) перемещение гайки за оборот винта 8 мм;
- е) число заходов резьбы на винте и гайке 5;
- ж) число заходов резьбы на ролике 1;
- з) предварительный натяг гаек 4000 Н;
- и) осевая жесткость не менее 900 Н/мкм;
- к) момент холостого хода не более 2,5 Н·м;
- л) КПД не менее 0,8;

м) долговечность при номинальной нагрузке 10000 Н не менее 20 млн циклов (оборотов).

Измерение момента холостого хода и осевой жесткости передачи РВП 48×8 осуществлялось на специальных измерительных стендах фирмы «Якоб». Предварительный натяг гаек передачи создавался таким образом, чтобы момент холостого хода не превышал 2,5 Н·м, а осевая жесткость была бы не ниже 900 Н/мкм. Как показали испытания серийных передач, в зависимости от точности изготовления резьб, подбора роликов с разноразмерностью средних диаметров резьбы до 2 мкм и величины предварительного натяга гаек момент холостого хода находился в пределах от 1,15 до 2,5 Н·м, а жесткость в пределах от 900 до 2200 Н/мкм. Графики измерений момента холостого хода и осевой жесткости представлены на рис. 8.1 и 8.2. Результаты испытаний соответствуют результатам расчетов, выполненных на основе математической модели передачи.

Так, при силе предварительного натяга от 2500 до 4000 Н и нагрузке 10000 Н расчетный момент холостого хода находился в пределах от 1,7 до 2,7 Н·м, а расчетная жесткость в пределах от 2100 до 2450 Н/мкм.



а)



б)

Рис. 8.1. График экспериментальных зависимостей момента холостого хода от угла поворота винта: а – при меньшем натяге гаек; б – при большем натяге гаек

На ПТО ОАО «АвтоВАЗ» передачи изготавливались на резьбошлифовальных станках фирмы «Reishauer» по первому – третьему классу точности. Погрешности резьб винта и роликов определялись на измерительной машине «SIP», а погрешности резьб гайки – на трехкоординатной измерительной машине «OPTON». Погрешность измерения этих средств составляет 0,5 мкм. Характеристики погрешностей резьб винта, роликов, гайки представлены по данным метрологической лаборатории ПТО ОАО «АвтоВАЗ» в табл. 8.1.

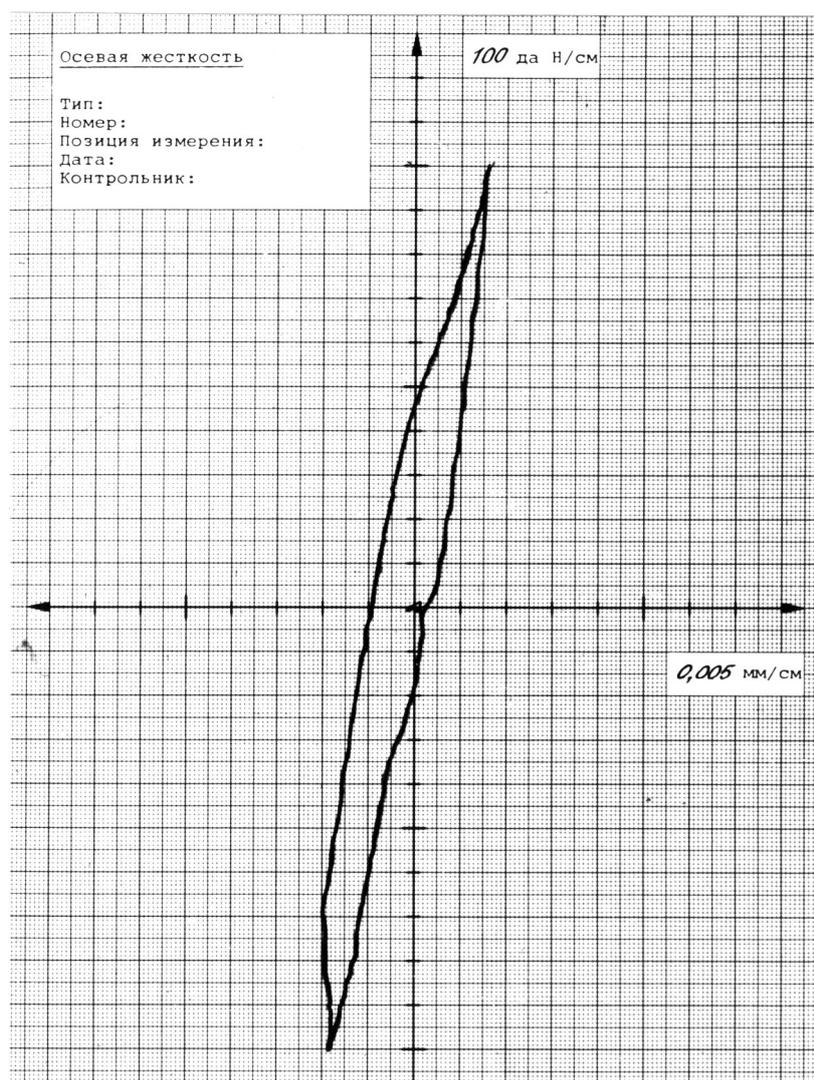


Рис. 8.2. Зависимость осевой нагрузки РВПК от осевой контактной деформации резьб (петля гистерезиса)

Таблица 8.1

Действительные отклонения по виткам геометрических характеристик передачи

Геометрические характеристики	Номинальный размер, мм	Предельное отклонение, мкм	Действительные отклонения по виткам, мкм										Среднее квадратичное отклонение		
			1-й	2-й	3-й	4-й	5-й	6-й	7-й	8-й	9-й	10-й		Среднее значение	
Средний диаметр резьбы: винта	48	-100	-5,0	-7,5	-7,0	-1,5	-4,0	-4,5	-5,0	-5,0	-6,5	-7,5	-2,5	-5,0	2,0
	16	-50	-2,0	-4,0	-5,0	-4,0	-7,0	-4,0	-5,0	-3,0	-3,0	-2,0	-3,0	-3,93	1,38
	80	+60	+40,0	+39,5	+39,5	+40,5	+42,0	+40,5	+40,0	+40,0	+40,0	+41,0	+43,0	+40,63	0,95
гайки № 2	Значительно больше	Значительно больше	+38,5	+37,0	+38,5	+38,5	+38,5	+38,5	+38,5	+38,5	+38,5	39,0	38,5	+38,34	0,44
	1,6	+1,5	-0,5	+1,0	+0,5	-0,5	+0,0	-0,5	+1,5	+1,0	-0,5	-0,5	-2,0	+0,02	0,98
	1,6	+1,5	+0,5	-1,0	-0,0	-0,0	+2,0	-0,5	+0,5	0,0	+1,0	+1,0	-2,0	-0,01	0,91
Шаг резьбы: гайки № 1	1,6	+1,5	-0,0	0,0	-0,5	+0,5	-0,5	-0,5	+0,0	-1,0	+0,5	+0,5	0,0	+0,02	0,45
	Значительно больше	Значительно больше	+1,0	-1,0	+0,5	0,0	0,0	+0,5	-0,5	0,0	0,0	0,0	0,0	+0,02	0,49

Проведен статистический анализ погрешностей резьб. На рис. 8.3 представлены гистограммы и графики плотности распределения вероятностей погрешностей шага резьб винта (рис. 8.3, а), роликов (рис. 8.3, б), гайки (рис. 8.3, в), а также погрешностей среднего диаметра резьб винта (рис. 8.3, г), роликов (рис. 8.3, д), гайки (рис. 8.3, е).

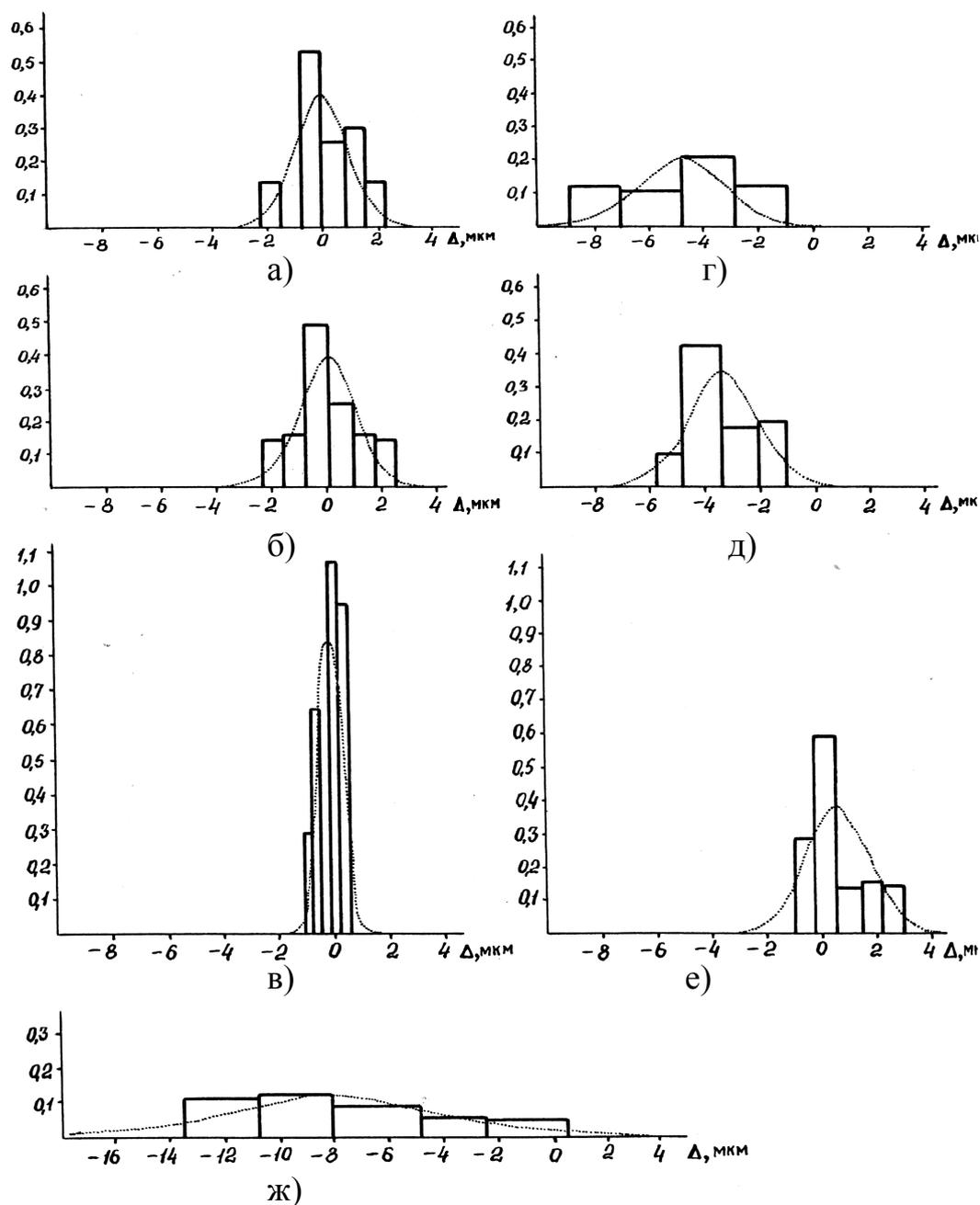


Рис. 8.3. Функции плотности распределения погрешностей резьб и кинематической погрешности передачи

Из анализа распределений следует, что поле рассеяния значений шага резьбы лежит в пределах: для винта  $\pm 3\sigma = \pm 3$  мкм, для ролика  $\pm 3\sigma = \pm 3,19$  мкм, для гайки  $\pm 3\sigma = \pm 1,45$  мкм, а поле рассеяния значений среднего диаметра резьбы лежит в пределах: для винта  $\pm 3\sigma = \pm 6$  мкм, для ролика  $\pm 3\sigma = \pm 3,84$  мкм, для гайки  $\pm 3\sigma = \pm 3,28$  мкм. Как видно из анализа, погрешности среднего диаметра резьбы превышают погрешности шага резьбы. Это необходимо учитывать при определении условий свинчиваемости передачи. Меньшие погрешности резьбы гайки по сравнению с погрешностями резьб винта и ролика объясняются более высоким техническим уровнем станков для шлифования внутренних резьб по сравнению со станками для шлифования наружных резьб на ПТО ОАО «АвтоВАЗ».

Из табл. 8.1 следует, что максимальная разность погрешностей шага соседних витков не превышает 3 мкм. Поэтому резьбы относятся к первому классу точности. Поскольку погрешность шага в основном определяет долговечность, жесткость и высокочастотную составляющую кинематической погрешности передачи, то изготовление роликовинтовых передач на станках технического уровня фирмы «*Reishauer*» является условием обеспечения высокого качества передач.

На измерительной машине «*OPTON*» проведены экспериментальные исследования действительной кинематической погрешности передачи РВП 48×8 (передача № 40 за 1989 г.). При этом винт закреплялся неподвижно, а гайка вращалась и перемещалась по винту. Измерения отклонений линейного перемещения гайки выполнялись после каждого оборота гайки.

Результаты измерений представлены в табл. 8.2. На рис. 8.3, ж представлены гистограмма и график плотности распределения вероятностей кинематической погрешности передачи РВП 48×8.

Предельное поле рассеяния кинематической погрешности  $\pm 3\sigma = \pm 11,24$  мкм. Кинематическая погрешность передачи с короткими роликами РВП 48×8 превышает погрешность отдельных геометрических параметров резьбы. Это объясняется тем, что кинематическая погрешность передачи с короткими роликами как кинематической цепи зависит от погрешностей последовательно соединенных звеньев, то есть винта, роликов, гайки, в особенности от накопленной погрешности шага резьбы винта на длине перемещения. Поскольку максимальная разность кинематической погрешности на длине перемещения 300 мм составляет 12 мкм, передача имеет третий класс точности. Результаты испытаний подтверждают, что передачи с короткими роликами относятся к высокоточным передачам и

могут использоваться в высокоточных приводах, в частности станков и роботов.

Таблица 8.2

Результаты экспериментальных исследований действительной кинематической погрешности РВП 48×8

Длина перемещения гайки, мм	16	32	48	64	80	96	112	128	144	160	
Кинематическая погрешность передачи, мкм	0	-1,5	-10,0	-2,5	-5,0	-7,5	-5,5	-3,5	-9,0	-11,0	
Длина перемещения гайки, мм	176	192	208	224	240	256	272	288	304	320	
Кинематическая погрешность передачи, мкм	-10,0	-7,5	-8,0	-11,5	-10,0	-10,5	-11,5	-12,0	-11,5	-9,5	
Длина перемещения гайки, мм	336	352	368	384	400	416	432	448	464	480	496
Кинематическая погрешность передачи, мкм	-9,5	-11,5	-9,5	-8,5	-8,5	-9,5	-8,5	-8,5	-6,5	-7,5	-4,0

**8.2. Экспериментальные исследования РВПЗК 21,6×0,1 в составе мехатронного модуля с шаговым электродвигателем**

**8.2.1. Исследование влияния геометрических погрешностей резьбовых поверхностей деталей и поверхностей зубчатых венцов на кинематическую погрешность**

В настоящее время в различных отраслях (металлообработка, производство микросхем, нанотехнологии, специальные задачи) возникает необходимость обеспечивать перемещение устройств с дискретностью до 0,01 мкм.

Высокой разрешающей способностью характеризуются приводы, выполненные на базе РВПЗК [1].

Конструкция РВПЗК 21,6×0,1 со смещением опорного участка резьбы ролика относительно его ходового участка (рис. 8.4) выполнена из вин-

та 1, резьбовых роликов-сателлитов 2 с длиной резьбы, равной сумме длин ходовых 3, 4 и опорных 5, 6 полу гаек и максимальной величины, перемещения ходовой гайки 4, из ходовых полу гаек 3, 4 и опорных полу гаек 5, 6, расположенных на концах длинных роликов 2. Кроме того, для предотвращения проскальзывания резьб на концах винта 1 и роликов 2 нарезаны зубчатые венцы 7, 8, а на конце опорной гайки 6 – эпицикл 9. Резьбы на опорных участках роликов 2 смещены по шагу относительно резьб на ходовых участках роликов для обеспечения условий сборки, а резьба на опорном участке винта 1 отсутствует. Радиальную нагрузку на опорных участках роликов и винта воспринимают цилиндрические поверхности 10. Такое решение позволяет осуществлять за один оборот винта 1 перемещение ходовой гайки 4 на четверть шага резьбы.

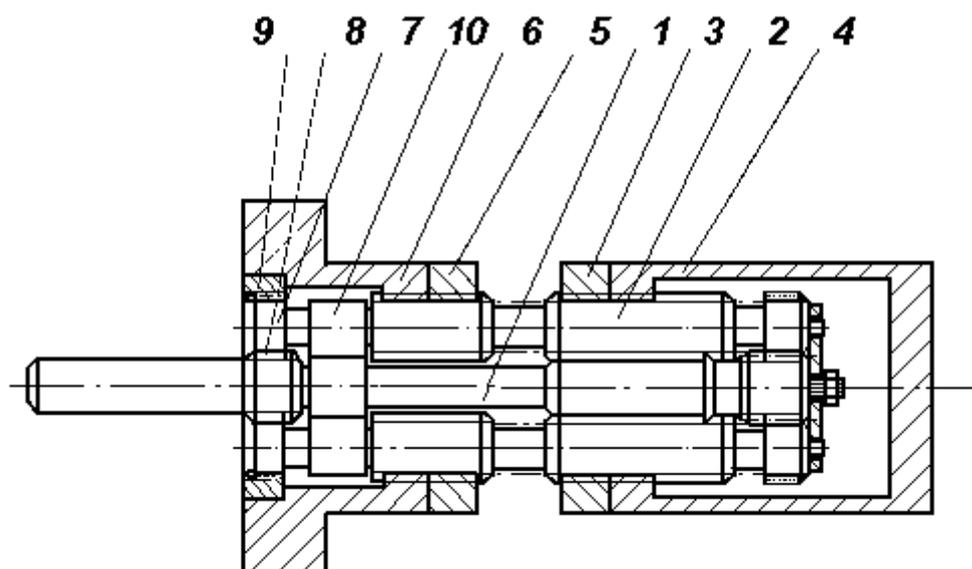


Рис. 8.4. Схема РВПЗК 21,6×0,1. Техническая характеристика передачи: средний диаметр резьбы винта и ролика – 7,2 мм; шаг резьбы – 0,4 мм; длина резьбы полу гаек – 8 мм; перемещение ходовой гайки за оборот винта – 0,1 мм; общее перемещение ходовой гайки – 10 мм

Угол подъема резьбы на роликах выполнен равным углу подъема резьбы на винте, но с противоположным знаком. Это обеспечивает предотвращение осевого смещения винта и роликов. Угол подъема резьбы на опорной гайке равен по величине и направлению углу подъема резьбы на ролике. Это предотвращает осевое смещение роликов относительно опор-

ной гайки. Угол подъема на ходовой гайке отличается от угла подъема резьбы на роликах. Этим обеспечивается осевое смещение ходовой гайки относительно блока роликов и винта при вращении последнего.

Эквивалентная схема передачи такого типа соответствует планетарной схеме редуктора  $2K-H$  при остановленном эпицикле и обыкновенной передаче винт – гайка (рис. 8.5) [2, 3, 4].

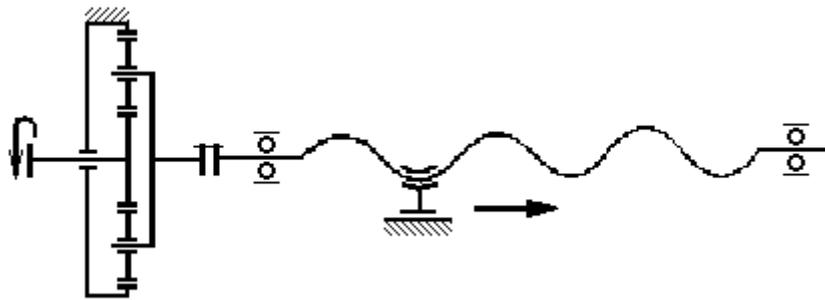


Рис. 8.5. Кинематическая схема РВПЗК 21,6×0,1

Одной из важных потребительских характеристик РВПЗК является величина кинематической погрешности. Для установления основных причин ее возникновения были проведены исследования передачи РВПЗК 21,6×0,1 (рис. 8.6).

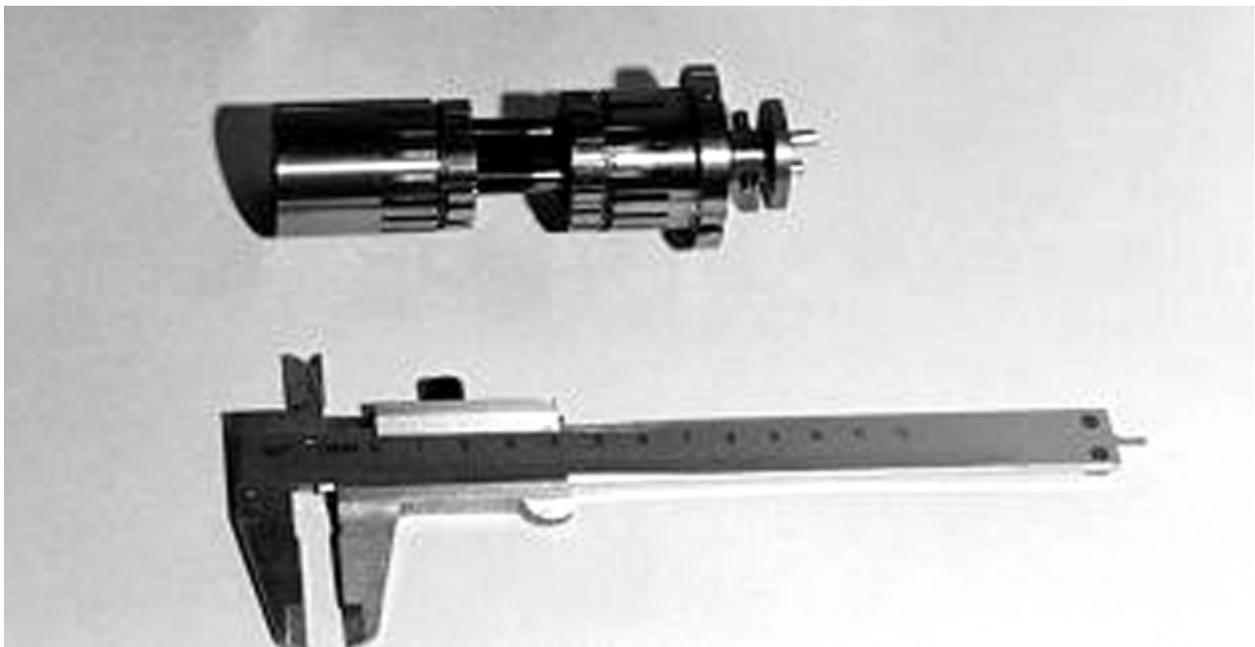


Рис. 8.6. Общий вид РВПЗК 21,6×0,1

Для проведения замеров зависимости величины кинематической погрешности от угла поворота входного вала РВПЗК передача устанавливалась на испытательный стенд (рис. 8.7).

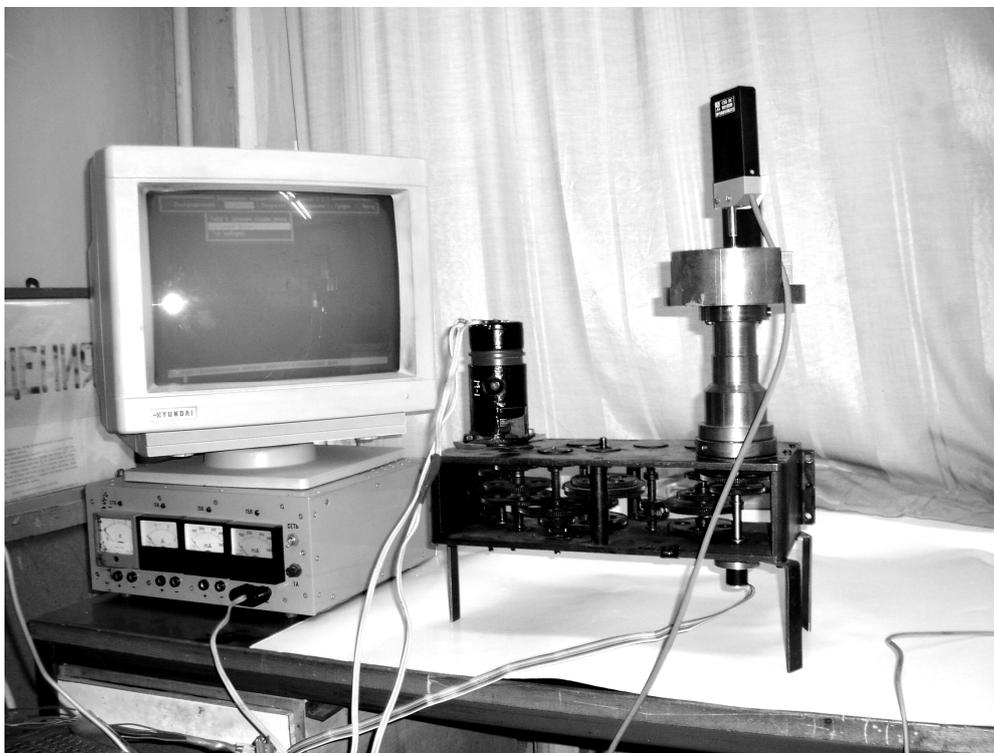


Рис. 8.7. Общий вид испытательного стенда

Выбор измерительных средств с учетом допускаемых погрешностей измерений регламентирует ГОСТ 8.051-81. Допуск на погрешность перемещения ходовой гайки принимаем равным  $T = 3$  мкм. С учетом высокой точности перемещений принимаем соотношение допускаемой погрешности измерения в зависимости от точности измерения – 35 %. Определяем расчетную допускаемую погрешность измерения из выражения

$$\frac{\delta_{\text{изм. расч}}}{T} 100 \% \leq 35 \%,$$

откуда получаем, что расчетная допускаемая погрешность измерения  $\delta_{\text{изм. расч}} = 1,05$  мкм.

Выбираем средство измерения исходя из условия

$$\Delta_{\text{lim си}} \leq (0,6 \dots 0,8) \delta_{\text{изм. расч}} ;$$

$$\Delta_{\text{lim си}} \leq (0,6 \dots 0,8) 1,05 \approx 0,7 \text{ мкм},$$

где  $\Delta_{\text{lim си}}$  – погрешность средства измерения.

ЛИР-15.000ПС5, экспериментально подтвержденная погрешность  $\Delta_{\text{lim си}}$  которого не превышает 0,4 мкм.

Преобразователи линейных перемещений ЛИР (фотоэлектрические) осуществляют преобразование измеряемого перемещения в последовательность электрических сигналов, содержащих информацию о величине и направлении этих перемещений для последующей обработки в системах УЧПУ или УЦИ.

Для выбора датчика углового положения будем руководствоваться следующим условием: разрешающая способность датчика должна позволять отследить такой наименьший угол поворота винта, при котором ходовая гайка переместится на величину, равную или меньшую погрешности датчика линейных перемещений, т.е.

$$\frac{S_{\text{об}}}{\Delta_{\text{lim си}}} \leq N_{1\text{об}},$$

где  $S_{\text{об}}$  – перемещение ходовой гайки за один оборот винта,  $N_{1\text{об}}$  – количество импульсов в одном обороте на выходе датчика углового положения ( $N_{1\text{об}} = 40\,000$ ). Отсюда получаем, что допуск на угловое положение винта ( $T_y$ ) равен 1/250 оборота или  $1^\circ 26'$ .

Определяем расчетную допускаемую погрешность измерения. Для данного качества точности принимаем соотношение допускаемой погрешности измерения в зависимости от точности объекта измерения равным 35 %. Определяем расчетную допускаемую погрешность измерения из выражения:

$$\frac{\delta_{\text{у.изм.расч}}}{T} 100 \% \leq 35\%,$$

откуда получаем, что расчетная допускаемая погрешность измерения  $\delta_{\text{у.изм.расч}} = 0^\circ 30'$ .

Выбираем средство измерения исходя из условия

$$\Delta_{\text{lim у.си}} \leq (0,6 \dots 0,8) \delta_{\text{у.изм.расч}};$$

$$\Delta_{\text{lim у.си}} \leq (0,6 \dots 0,8) 0^\circ 30' \approx 0^\circ 21' = 1260'',$$

где  $\Delta_{\text{lim у.си}}$  – погрешность средства измерения.

Данному критерию соответствует датчик ЛИР-119А.000ПС, имеющий дискретность 32,4 угловых секунд (40000 импульсов за один оборот) и погрешность 150 угловых секунд.

Принцип действия датчика ЛИР-119А.000ПС аналогичен принципу

действия датчика ЛИР-15.000ПС5, только реализован для случая вращательного движения.

Устройство стенда следующее (рис. 8.8). От источника постоянного тока 2 на электродвигатель 4 подается постоянное напряжение от 6 до 36 В. Электродвигатель 4 через компенсирующую муфту приводит в движение входной вал редуктора 5. Вращение выходного вала редуктора отслеживается датчиком 6 углового положения ЛИР-119А.000ПС, установленным на нижнем конце выходного вала. Другой конец выходного вала редуктора приводит в движение через кулачковую муфту (для компенсации отклонения от соосности) винт РВПЗК. Корпус РВПЗК 3 вертикально закреплен на корпусе редуктора через центрирующую проставку. На верхнем торце РВПЗК закреплен датчик 1 линейных перемещений ЛИР-15. Измерительный шток датчика касается концевой меры, закрепленной на торце штока ходовой гайки РВПЗК. Концевая мера используется для устранения влияния неровностей поверхности. Датчики 1 и 6 подсоединены к компьютеру 7 посредством платы цифрового ввода. Для фиксирования результатов эксперимента применялось специальное программное обеспечение.

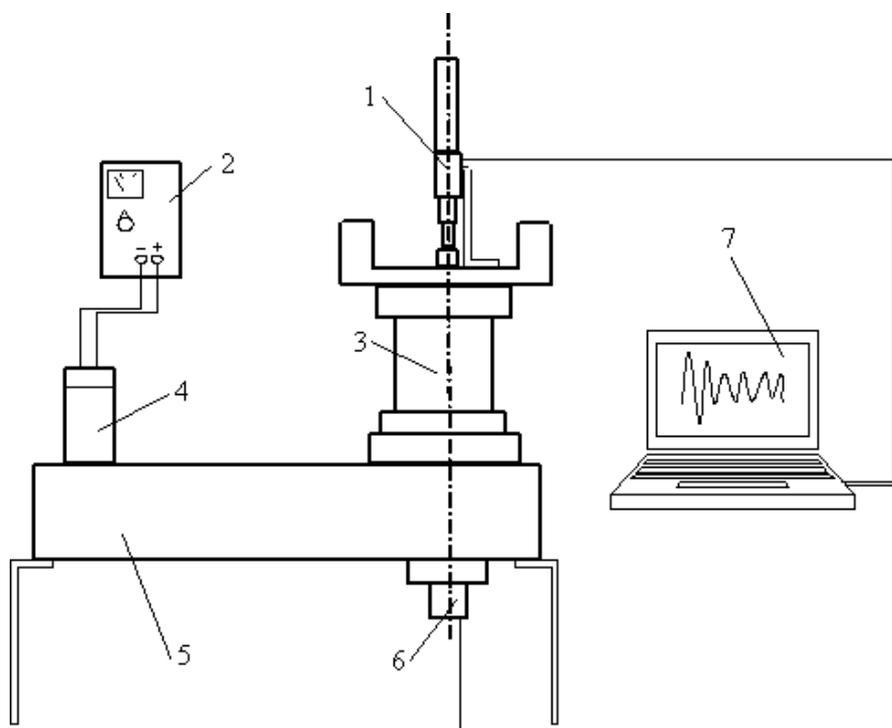


Рис. 8.8. Схема испытательного стенда

Для выяснения величины и характера изменения величины кинематической погрешности измерения проводились с таким расчетом, чтобы за цикл измерений оси роликов совершили целое число оборотов вокруг оси винта (1 или 2). Один оборот винта посредством датчика углового положения разбивался на 1000 шагов (один шаг соответствовал 0,001 оборота или 40 импульсам датчика). Величина линейного перемещения фиксировалась через каждый шаг датчика углового положения.

Чтобы выяснить влияние величины натяга на величину кинематической погрешности, замеры проводились для разных величин натяга, от нулевой до максимальной. Величина натяга определялась тактильно и контролировалась по моменту холостого хода.

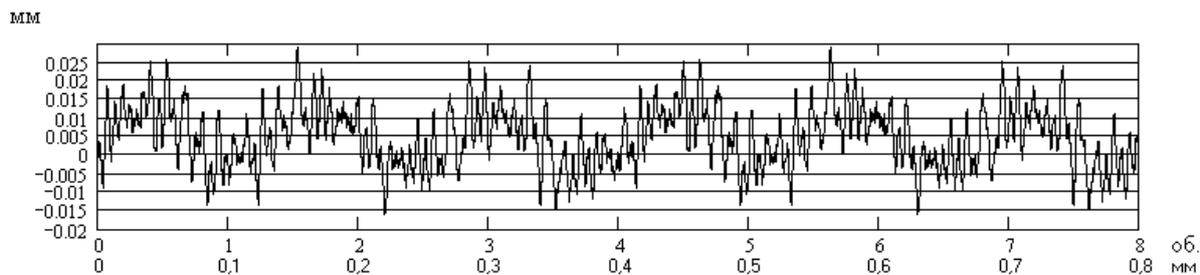
Результаты измерений были занесены в базу данных, состоящую из номинальных (теоретических) и действительных (экспериментальных) значений линейных перемещений ходовой гайки, а также кинематических погрешностей (разница между действительным и ожидаемым значениями) механизма. По этим данным были построены графики кинематической погрешности (рис. 8.9) и проведена статистическая обработка результатов измерений. Статистические характеристики представлены в табл. 8.3.

Таблица 8.3

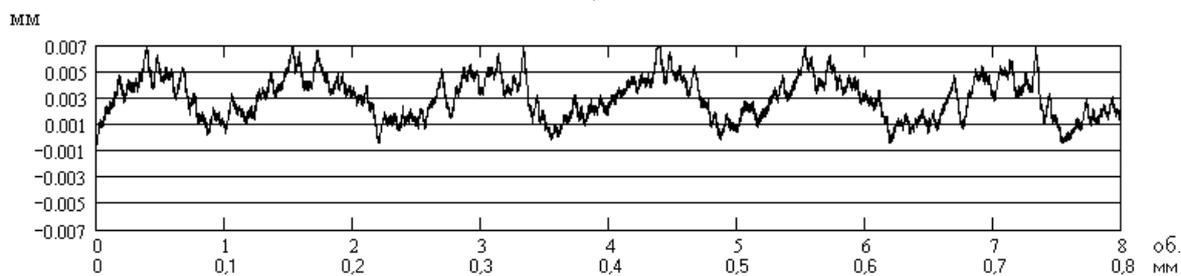
Значения параметров кинематической погрешности механизма

Величина натяга ходовой и опорной гайки	Момент холостого хода, Н·м	Среднее значение кинематической погрешности, мкм	Среднее квадратическое отклонение кинематической погрешности $\sigma$ , мкм	Доверительный интервал, $\pm 3\sigma$ , мкм
Нет	0,003	4,796	8,198	$\pm 24,594$
Весьма малый	0,004	1,745	1,844	$\pm 5,532$
Малый	0,007	2,372	1,338	$\pm 4,014$
Средний	0,015	0,466	1,263	$\pm 3,789$
Высокий	0,021	-0,688	0,802	$\pm 2,406$

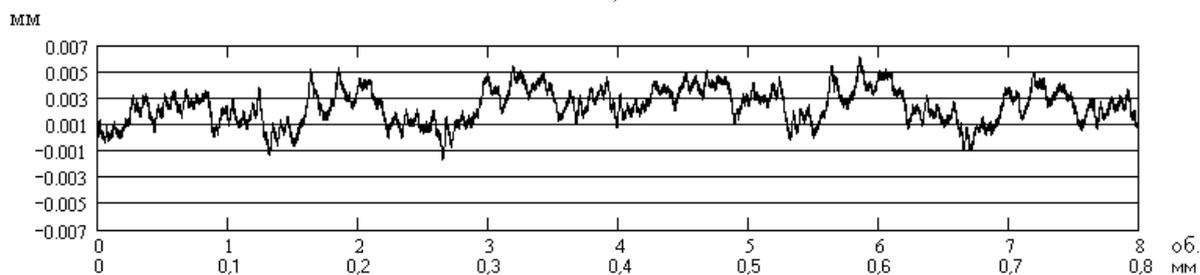
С целью определения амплитуд основных гармоник и выявления видов движений, соответствующих гармоникам с наибольшими амплитудами, был проведен гармонический анализ кинематической погрешности.



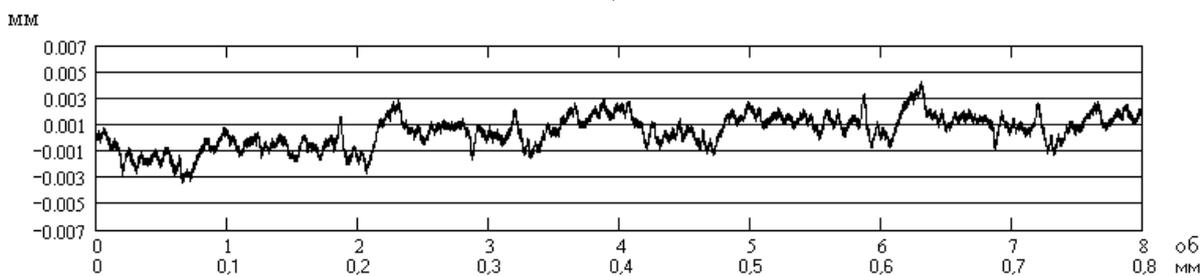
а)



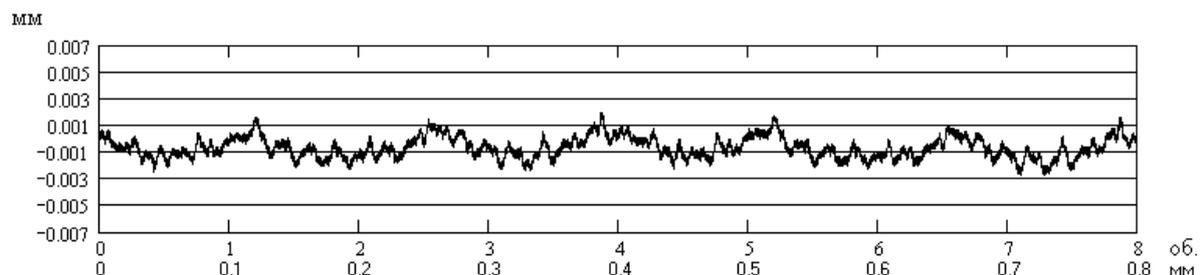
б)



в)



г)



д)

Рис. 8.9. Графики кинематической погрешности перемещения ходовой гайки с различным натягом: а – нет; б – весьма малый; в – малый; г – средний; д – высокий

Исходя из кинематики РВПЗК 21,6×0,1, была составлена таблица частот и номеров гармоник основных движений в функции перемещения ходовой гайки (табл. 8.4).

Таблица 8.4

Частоты и номера гармоник основных движений  
в функции перемещения ходовой гайки

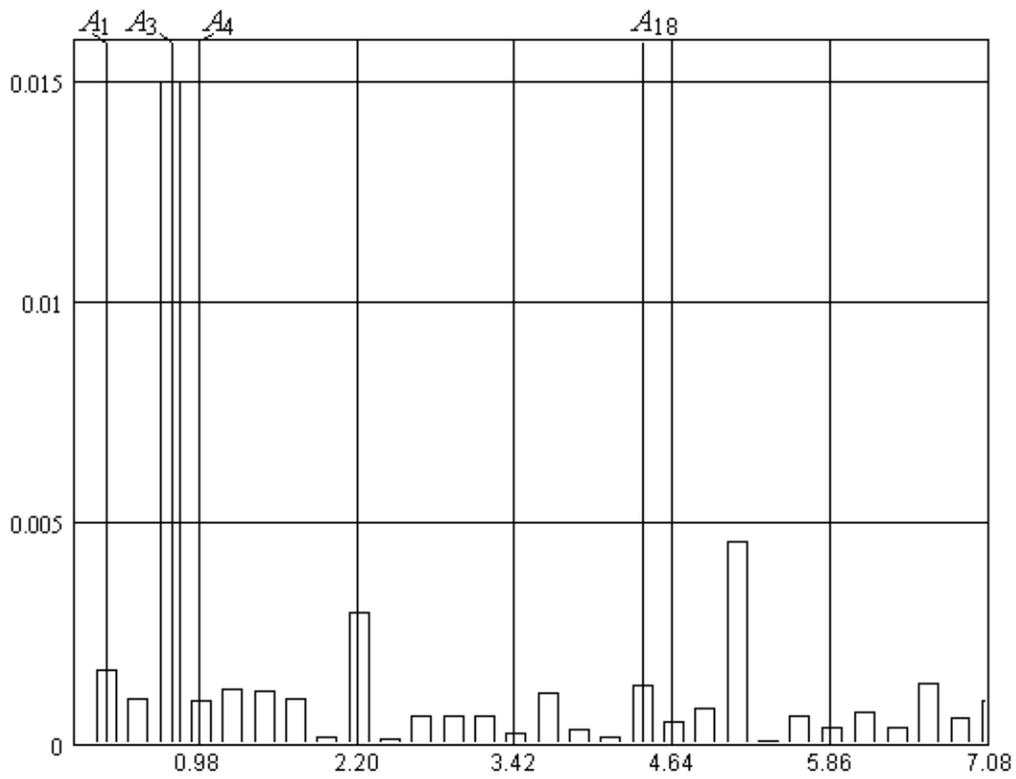
Вид движения	Относительная частота в оборотах винта	Период в угловых шагах винта	Порядковый номер гармоники при разложении в ряд Фурье
Вращение винта	1	1000	4
Переносное вращение роликов относительно оси винта	1/4	4000	1
Вращение ролика вокруг собственной оси	3/4	1333,33	3
Перекачивание роликов по винту	9/2	222,22	18
Перекачивание роликов по опорной гайке	3/4	1333,33	3
Зацепление-расцепление зубьев ролик – эпицикл	108	9,26	442
Зацепление-расцепление зубьев винт – ролик	36	27,78	147

Полученные зависимости кинематической погрешности перемещения ходовой гайки (см. рис. 8.9) посредством упрощенного преобразования Фурье в системе MathCAD раскладывались на гармоники, по величине амплитуд которых строились гистограммы (рис. 8.10 – 8.12). Процентные соотношения амплитуд основных гармоник к доверительному интервалу средних значений кинематической погрешности занесены в табл. 8.5.

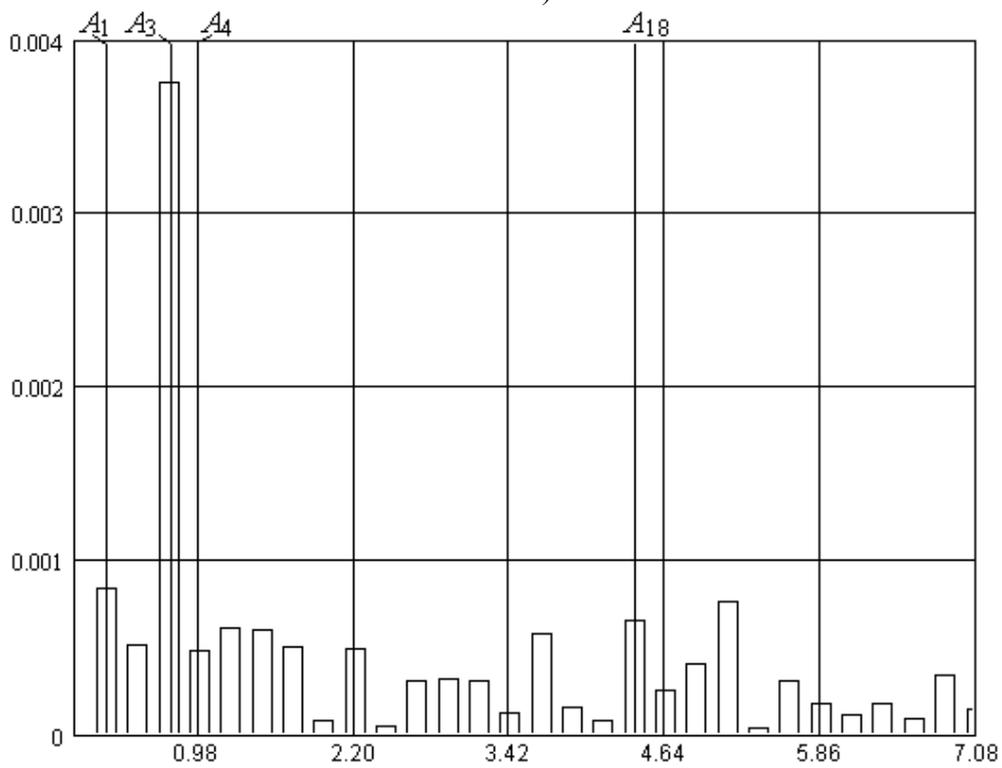
Таблица 8.5

Процентные соотношения амплитуд основных гармоник к доверительному интервалу средних значений кинематической погрешности

Натяг	Доверительный интервал среднего значения кинематической погрешности $\pm 3\sigma$ , мкм	$A_4$ , %	$A_1$ , %	$A_3$ , %	$A_{18}$ , %
Нет	$\pm 24,594$	3,94	6,87	60,99	3,90
Весьма малый	$\pm 5,532$	4,43	7,59	33,98	5,97
Малый	$\pm 4,014$	11,96	8,59	28,65	10,21
Средний	$\pm 3,789$	6,20	13,99	26,13	3,96
Высокий	$\pm 2,406$	6,65	7,69	34,91	7,48

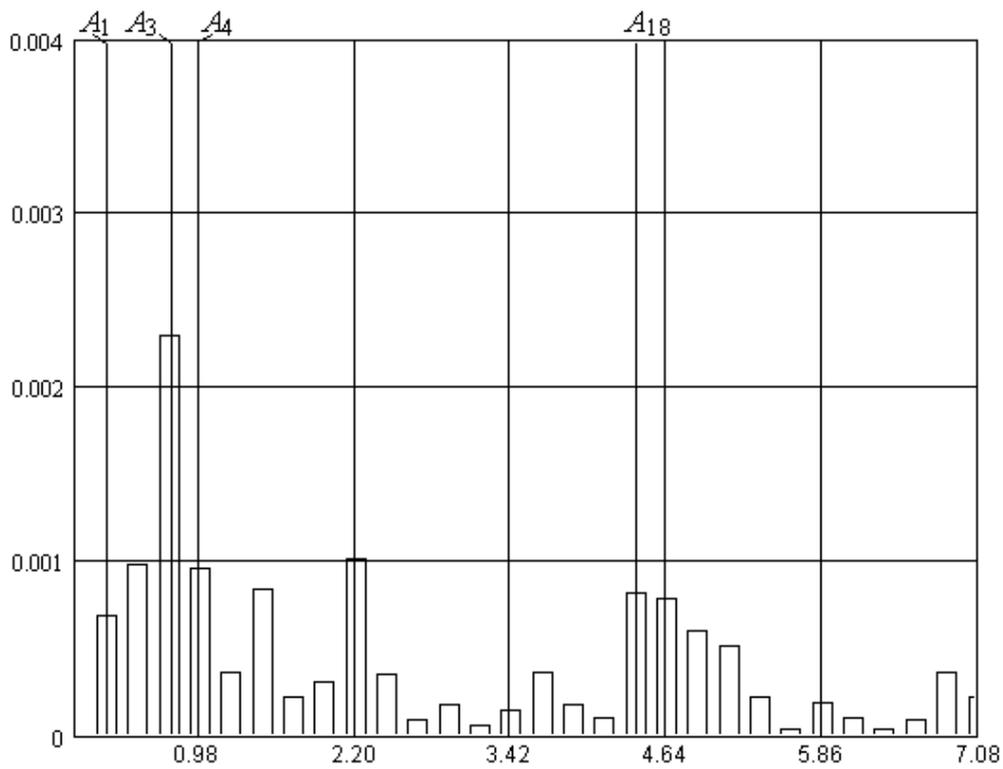


а)

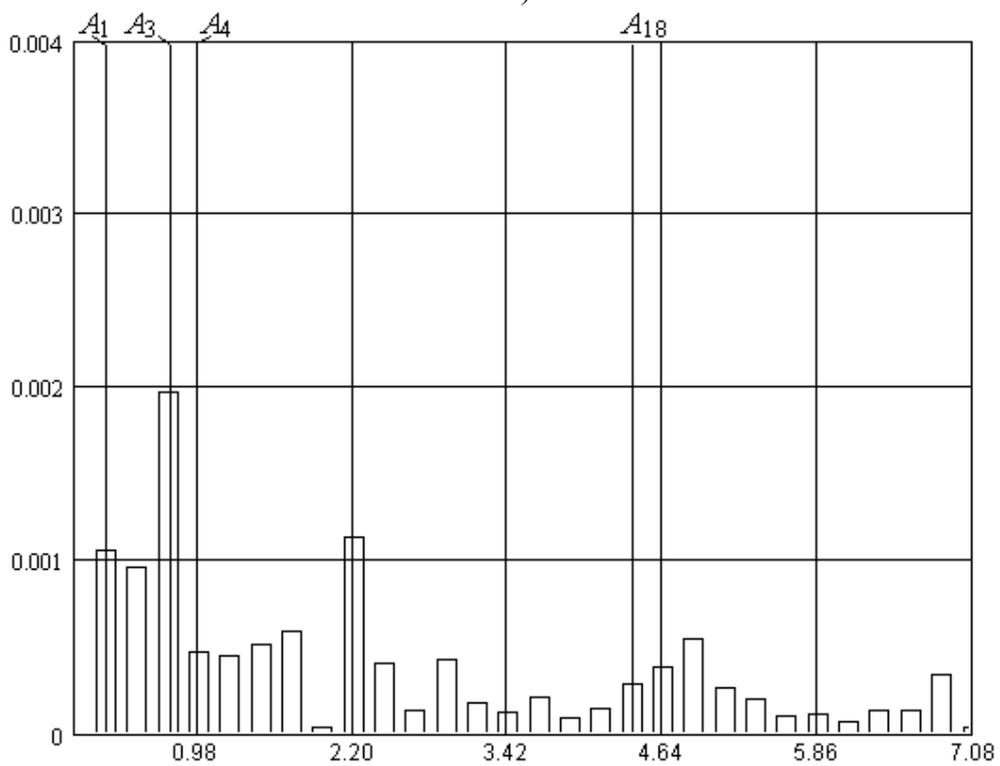


б)

Рис. 8.10. Гистограммы зависимости амплитуд основных гармоник (мм) от их относительной частоты (обороты винта): а – без натяга; б – весьма малый натяг



а)



б)

Рис. 8.11. Гистограммы зависимости амплитуд основных гармоник (мм) от их относительной частоты (обороты винта): а – малый натяг; б – средний натяг

Как видно из рис. 8.9, величина кинематической погрешности передачи существенно зависит от величины предварительного натяга гаек. При отсутствии натяга доверительный интервал кинематической погрешности составил  $\pm 24,6$  мкм, а при высоком натяге –  $\pm 2,4$  мкм.

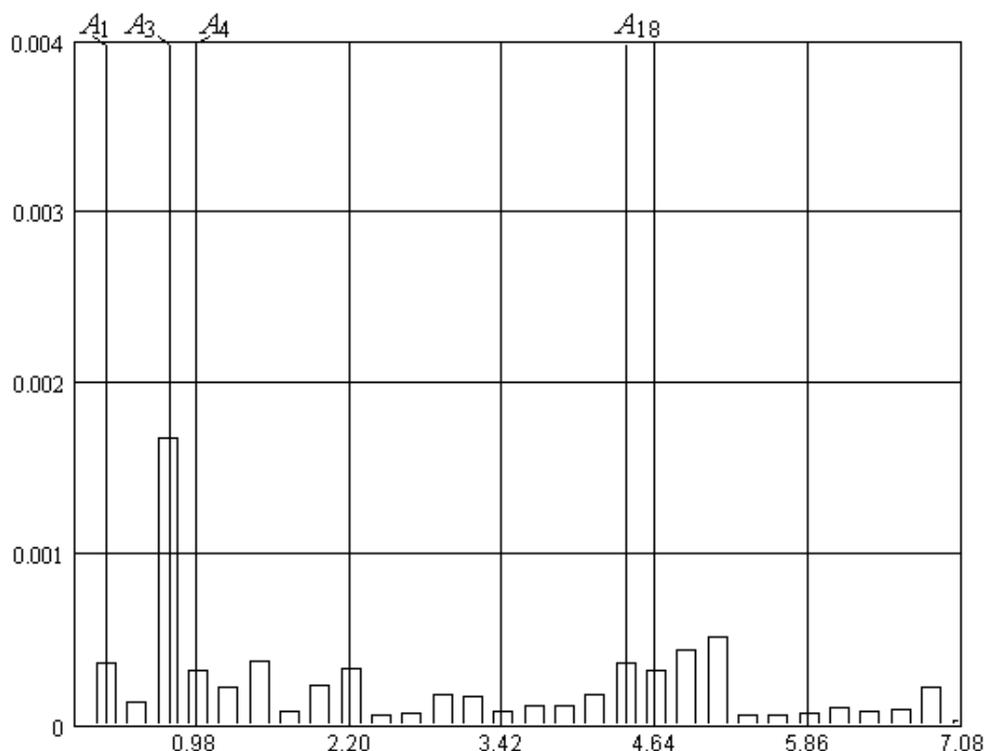


Рис. 8.12. Гистограммы зависимости амплитуд основных гармоник (мм) от их относительной частоты (обороты винта) – высокий натяг

По результатам гармонического анализа можно сделать следующее заключение, что основную долю в кинематическую погрешность вносят погрешности геометрии зубчатых венцов роликов [5] и эпицикла при движении роликов относительно эпицикла ( $A_3 + A_5$  от 26 до 61 %). Кроме того, значительное влияние оказывают погрешности:

нарезания зубьев винта ( $A_1, A_4$ : от 4 до 12 %),

нарезания зубьев эпицикла ( $A_2$ : от 7 до 14 %).

Выводы: для повышения кинематической точности передачи РВПЗК  $21,6 \times 0,1$  можно рекомендовать:

1) обеспечение большей соосности зубчатого венца эпицикла и резьбовой поверхности опорной гайки;

2) ужесточение допусков по соосности зубчатых венцов и резьбовых поверхностей роликов и винта;

3) создание предварительного натяга гаек.

Оптимизация технологических требований по нормам точности, усовершенствование технологии изготовления зубчатых венцов, в частности замена объемной закалки зубчатых венцов на поверхностную закалку, могут позволить (при небольших затратах) значительно (на 30 – 50 %) снизить кинематическую погрешность роликвинтовых передач.

### 8.2.2. Исследования осевой жесткости и мертвого хода

Величина мертвого хода и осевой жесткости передачи определяются при проведении полного цикла нагрузки и разгрузки передачи в обоих направлениях при максимальном значении осевой нагрузки, соответствующей номинальной осевой нагрузке передачи.

С этой целью был разработан стенд (рис. 8.13).

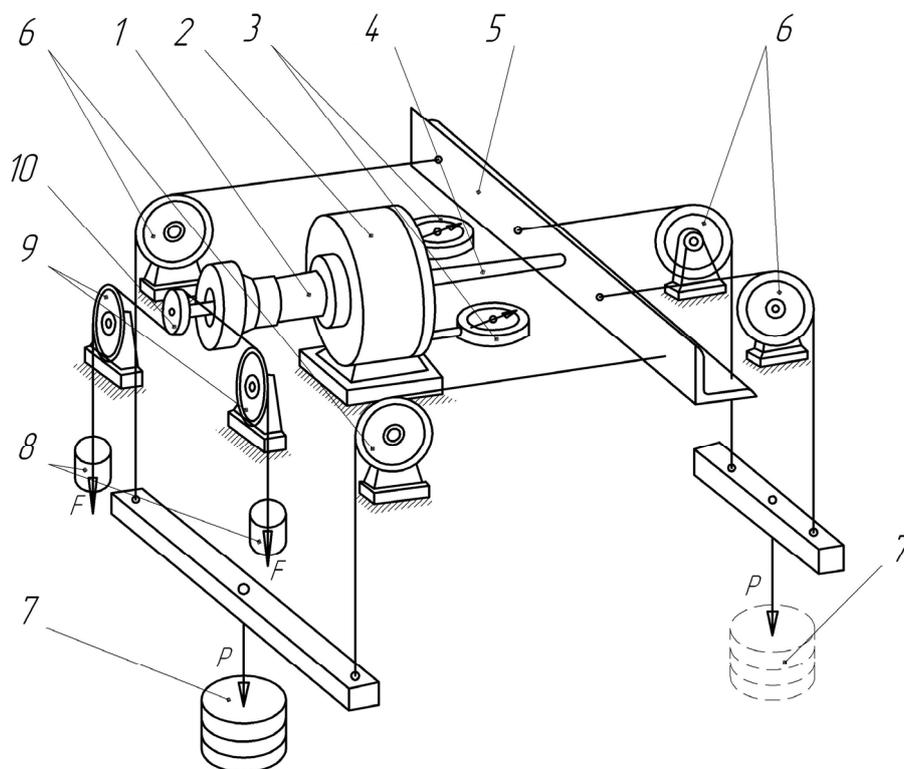


Рис. 8.13. Схема экспериментального универсального стенда для оценки параметров передачи

Стенд построен на каркасе из швеллеров и уголков и состоит из передачи РВПЗК 21,6×0,1 (1), прикрепленной фланцем своего корпуса к закрепленному на станине корпусу 2. Через корпус 2 проходит подвижный наконечник 4 штока передачи, закрепленный в уголке 5, имеющем возможность двигаться вместе с наконечником штока в горизонтальном направлении. В корпусе 2 симметрично закреплены корпуса датчиков линейных перемещений 3, измерительные штоки которых касаются торцевой поверхности штока передачи и позволяют измерять перемещение штока передачи относительно ее корпуса. Система четырех блоков 6 позволяет создавать осевые нагрузки различной величины на шток передачи с помощью грузов 7. Причем подвеска грузов 7 через блоки 6 с правой стороны создает растягивающее усилие в передаче, а подвеска грузов 5 через блоки 6 с левой стороны создает в передаче сжимающие усилия.

Шкив 10, закрепленный на входном конце винта передачи, и система блоков 9 с грузами 8 позволяют создавать момент пары сил на входе передачи.

Измерение осевых деформаций передачи с помощью датчиков 3 при грузах 7 различной величины и различного направления при закрепленном входном конце винта передачи позволяет строить диаграмму зависимости деформации от нагрузки и определять осевую жесткость передачи и ее мертвый ход.

Отношение работы груза 7 при линейном перемещении штока винта на величину, соответствующую обороту винта передачи, к работе момента пары сил на входе передачи за оборот винта определяет КПД передачи.

На рис. 8.14 по результатам экспериментов построена диаграмма зависимости осевой деформации передачи РВПЗК 21,6×0,1 от величины и знака осевой нагрузки.

В соответствии с этой диаграммой осевая жесткость составила 37 Н/мкм, а величина мертвого хода – 3,75 мкм, КПД передачи РВПЗК 0,36...0,40.

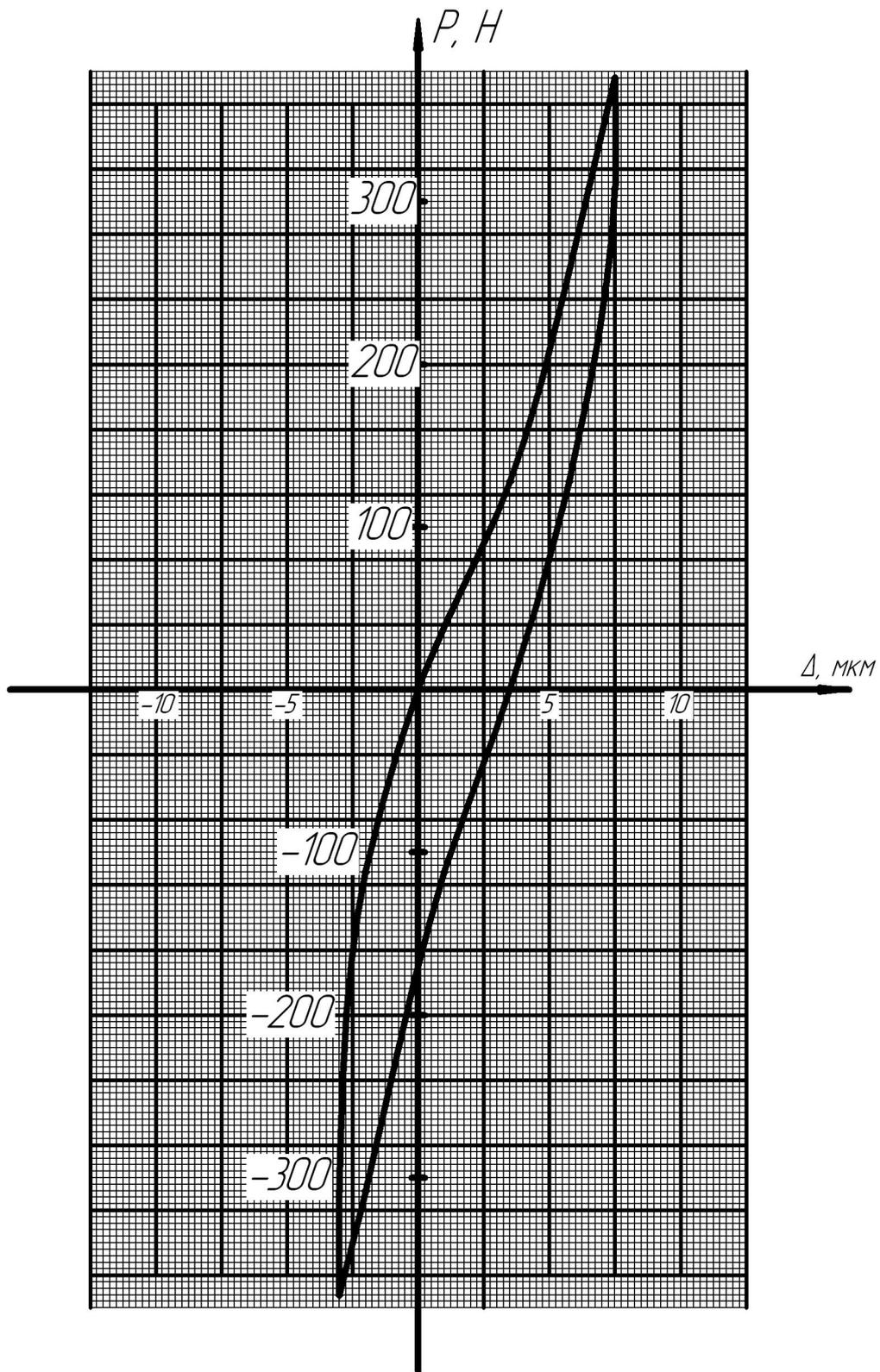


Рис. 8.14. Диаграмма зависимости осевой деформации передачи РВПЗК  $21,6 \times 0,1$  от величины и знака осевой нагрузки

### **8.2.3. Исследования привода на базе РВПЗК 21,6×0,1 и шагового электродвигателя**

Технические характеристики передачи РВПЗК 21,6×0,1 (см. рис. 7.8):

- а) средний диаметр резьбы винта 7,2 мм;
- б) средний диаметр резьбы ролика 7,2 мм;
- в) шаг резьбы 0,4 мм;
- г) длина перемещения гайки 10 мм;
- д) перемещение гайки за оборот винта 0,1 мм;
- е) предварительный натяг гаек 300 Н;
- ж) статическая грузоподъемность 13000 Н;
- з) момент инерции  $0,35 \cdot 10^{-6}$  кг·м<sup>2</sup>;
- и) осевая жесткость не менее 250 Н/мкм;
- к) момент холостого хода не более 0,012 Н·м;
- л) расчетное КПД прямого хода 0,43;
- м) долговечность при эквивалентной нагрузке 500 Н 18000 млн циклов (оборотов).

Привод на базе передачи с длинными роликами РВПЗК 21,6×0,1 и шагового электродвигателя 2ДВШ-0,6-0,225 был испытан в 1993 г. в измерительной лаборатории ВНЦ ГОИ им. С.И. Вавилова (г. С.-Петербург) [60].

Направляющие исполнительного механизма привода выполнены в виде направляющих скольжения со скользящей посадкой штока в направляющих.

Шаговый электродвигатель 2ДВШ-0,6-0,225 имеет следующие характеристики:

- количество шагов за оборот вала 1600;
- максимальная частота вращения вала 1000 шаг/с;
- номинальный момент на валу 0,6 Н·м;
- допустимая погрешность угла поворота вала 2,7'.

На испытательном стенде привод был установлен таким образом, чтобы шток исполнительного механизма (передачи) был направлен вверх и нагружен усилием 700 Н путем навески грузов.

К стенду была подключена система управления и сбора данных, включающая:

- измеритель индуктивный с блоком показывающим электронным Микрон-02;
- периферийный контроллер на базе микроЭВМ;
- центральную ЭВМ;
- источники питания, кабельную сеть;
- программное обеспечение.

Измеритель линейных перемещений Микрон-02 обеспечивает разрешение в пределах:

2000 мкм – 1 мкм;  
200 мкм – 0,1 мкм;  
20 мкм – 0,01 мкм.

Время установления показаний датчика не более 0,2 с.

Управление перемещением привода по заданному закону и сбор данных производились периферийным контроллером, а обработка данных, визуализация и документирование – центральной ЭВМ.

В начале испытаний осуществлялся предварительный прогон исполнительного механизма под нагрузкой. Для этого с помощью периферийного контроллера задавалось возвратно-поступательное движение привода с перемещением штока в пределах  $\pm 2,5$  мм и скоростью перемещения 6 мкм/с. Продолжительность предварительных испытаний – 16 ч. В ходе этих испытаний не обнаружено появления мертвых ходов и заклиниваний привода.

Для измерения погрешностей привода был установлен предел измерения датчика 20 мкм при разрешении 0,01 мкм. С помощью периферийного контроллера задавалось возвратно-поступательное движение привода в пределах 700 шагов. Измерение проводилось в 28000 точек. Время стоянки привода для выполнения измерений на каждом шаге 0,2 с. Результаты испытаний для двух сканов по 700 точек показаны на рис. 8.15, а, б.

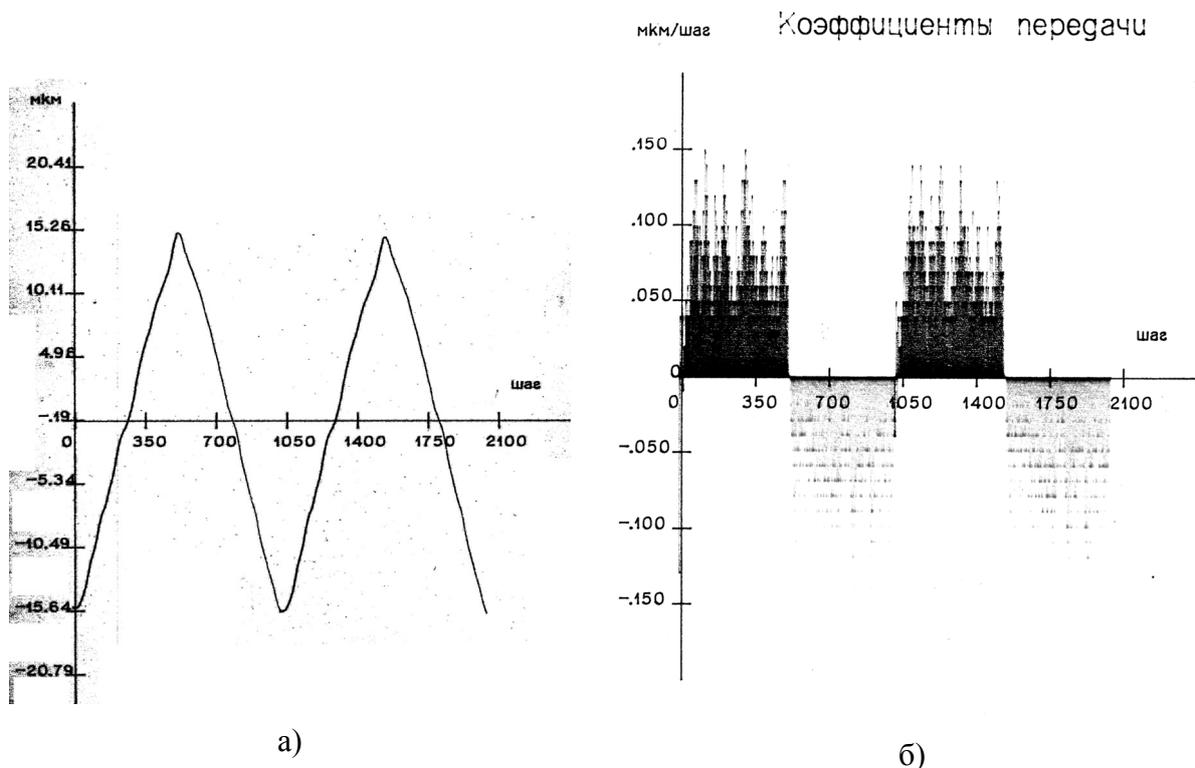


Рис. 8.15. Траектория перемещения (а) и коэффициенты передачи (б) при пределе измерения датчика 20 мкм при разрешении 0,01 мкм

В результате обработки данных установлены следующие значения усредненных коэффициентов передачи привода:

- при движении вверх – 61,5 нм/шаг со средним квадратическим отклонением 20,9 нм/шаг;

- при движении вниз – 56,3 нм/шаг со средним квадратическим отклонением 22,8 нм/шаг.

Для измерения вариаций статического коэффициента передачи при реверсах привода был установлен предел измерения датчика 200 мкм при разрешении 0,1 мкм. С помощью периферийного контроллера задавалось возвратно-поступательное движение привода в пределах 2010 шагов. Измерение проводилось в 32000 точек. Результаты испытаний для четырех сканов (8000 точек) показаны на рис. 8.16, а, б.

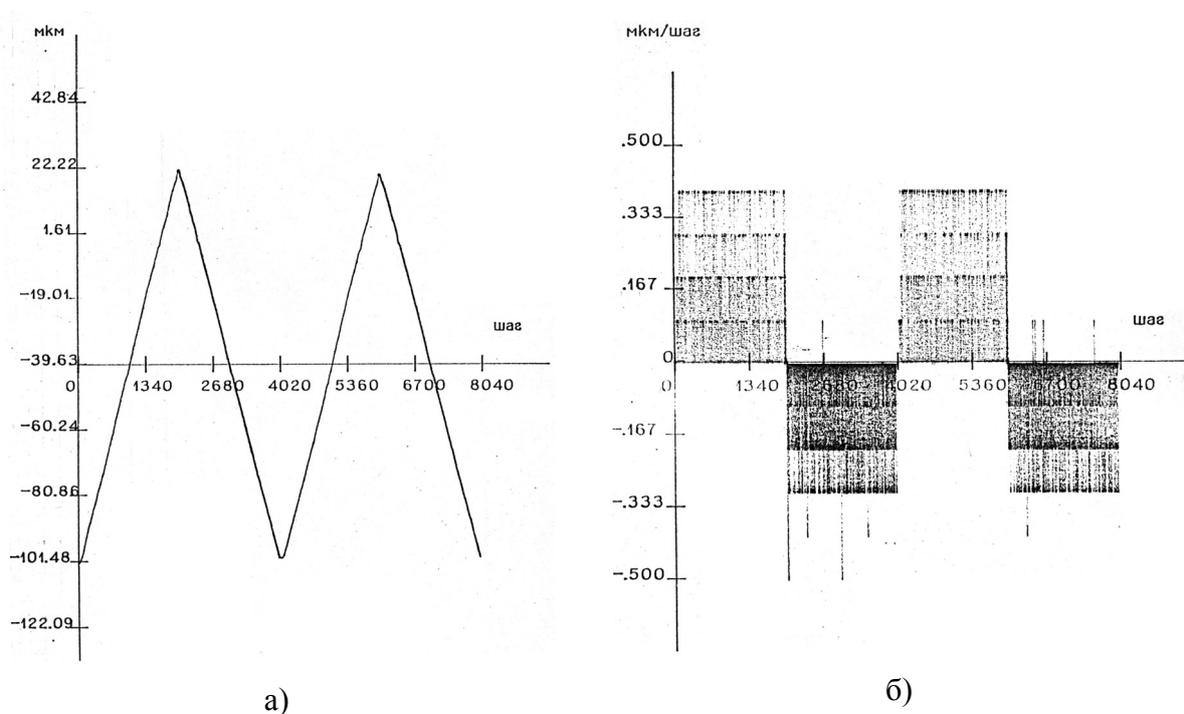


Рис. 8.16. Траектория перемещения (а) и коэффициенты передачи (б) при пределе измерения датчика 200 мкм при разрешении 0,1 мкм

В результате обработки данных установлено:

- усредненный коэффициент передачи привода при движении вверх равен 60,6 нм/шаг с гистерезисом при реверсе с опускания на подъем 30 шагов;

- усредненный коэффициент передачи привода при движении вниз равен 60,4 нм/шаг с гистерезисом при реверсе с подъема на опускание 15 шагов.

Значения допустимого внутришагового отклонения резьбы испытанной передачи, изготовленной на резьбошлифовальных станках фирмы *Reishauer* по принятой на ОАО «АвтоВАЗ» технологии, составляет  $\pm V_{2\pi} = \pm(1,5 - 3)$  мкм. Предельное отклонение действительного положения штока привода от номинального положения при нагрузке 700 Н по результатам испытаний составляет  $\pm 3\sigma = \pm(0,062 - 0,068)$  мкм. Отсюда получаем

$$\frac{V_{2\pi}}{3\sigma} = 22 - 50.$$

В России разрешающая способность шагового электромеханического привода 0,06 мкм со средним квадратическим отклонением 0,02 мкм получена в 1993 г. впервые.

Для существенного уменьшения величины гистерезиса целесообразно направляющие скольжения, примененные в исследуемом исполнительном механизме, заменить или на беззазорные направляющие качения, или при малых и особо точных перемещениях – на упругие направляющие.

В НПО «Энергомаш» в приводе оптикомеханических устройств системы автоматической юстировки, выполненном на базе передачи с длинными роликами РВПЗК 21,6×0,1 и шагового электродвигателя ДШИ-200, погрешность угла поворота рамки карданного подвеса находится в пределах от 2" до 10".

### **8.3. Экспериментальные исследования актуаторов на базе РВПЗК 30×0,25 и РВПЗК 30×0,4**

#### **8.3.1. Описание актуаторов и их системы управления**

В соответствии с техническим заданием, разработанным ОАО «КБ специального машиностроения» (г. С.-Петербург), и в соответствии с результатами испытаний первого экспериментального образца в рамках хоздоговорной темы № 3205/05 в 2006 г. был разработан, отлажен и испытан опытный образец актуатора на базе планетарной передачи винт – гайка с резьбовыми роликами типа ЗК (РВПЗК) РВПЗК 30×0,25 и шагового электродвигателя с полым ротором.

Кроме этого в 2006 г. в результате совместных работ между ОАО «Электроприбор» (г. С.-Петербург) и ВлГУ был сконструирован актуатор на базе РВПЗК 30×0,25 (ВлГУ) и бесконтактного моментного двигателя (МД) производства ОАО «Электроприбор».

Усовершенствование актуатора, разработанного ранее во ВлГУ совместно с Институтом проблем машиноведения (ИПМаш) РАН (г. С.-Петербург) и не имевшего обратной связи по положению, велось в направлении уменьшения габаритных размеров и обеспечения высокой разрешающей способности. На рис. 8.17 показаны: справа – ранее выполненный актуатор на базе передачи РВПЗК 30×0,25 без обратной связи; слева – усовершенствованный облегченный актуатор на базе передачи РВПЗК 30×0,4 с обратной связью и высокой разрешающей способностью. На ранее разработанном актуаторе выполнена система управления (расположена на направляющей актуатора) без возможности деления шага. На новом актуаторе использована система управления с делением шага SMD-42.

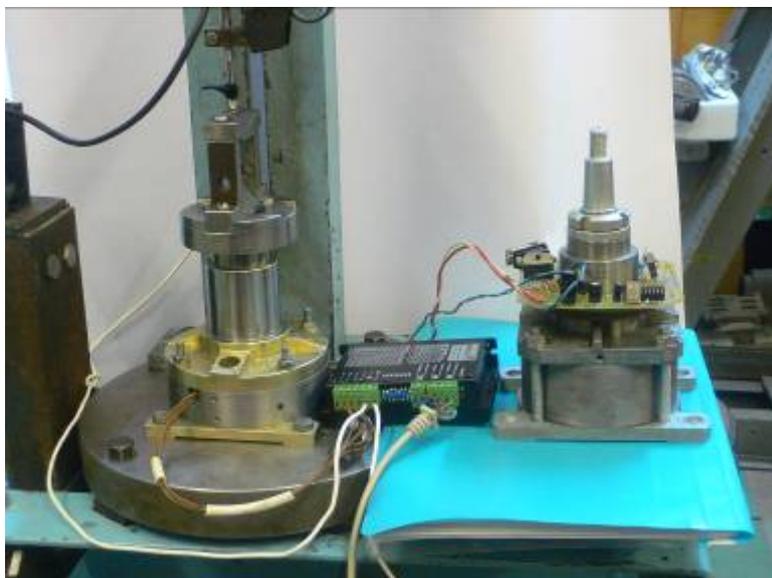


Рис. 8.17. Актуаторы: справа – без обратной связи; слева – с обратной связью и высокой разрешающей способностью

### **Описание системы управления актуатора с обратной связью по положению**

На этапе 2007 года для повышения точности позиционирования построен следящий привод. Для введения обратной связи по положению необходимо было разработать собственное программное обеспечение, так как использование комплектного программного обеспечения не дает такой возможности.

Блок управления приводом подключается к LPT-порту компьютера. Для управления приводом используется три бита порта:

DB0 – шаг;

DB1 – направление вращения двигателя;

DB2 – разрешение работы блока управления.

Работа блока управления разрешена при низком уровне сигнала на линии DB2 LPT-порта. При высоком уровне сигнала работа блока запрещена, двигатель отключается и соответственно ток удержания становится равным нулю. Поэтому во время работы необходимо на линии DB2 удерживать низкий уровень сигнала.

Линия DB1 определяет направление вращения двигателя.

На линии DB0 необходимо формировать импульсы. Один импульс соответствует одному шагу двигателя. Следовательно, без дробления шага для того, чтобы вал двигателя повернулся на один оборот, необходимо сформировать 200 импульсов. В случае дробления шага 1/128 необходимо подать  $200 \cdot 128 = 25600$  импульсов на один оборот двигателя. Скорость вращения определяется частотой следования импульсов.

Таким образом, формируя последовательности импульсов на линии DB0 и переключая уровень на линии DB1, можно обеспечить полное управление приводом.

Для получения информации о положении было необходимо составить программу чтения данных с платы интерфейса.

Плата интерфейса использует следующие адреса:

220(h)	Порт регистра данных (16..23 разряды счетчика)	Первый канал датчика ЛИР 930 (или Heidenhain)
221(h)	Порт регистра данных (8..15 разряды счетчика)	
222(h)	Порт регистра данных (0..7 разряды счетчика)	

Для чтения данных с портов регистра данных можно использовать прямое обращение по указанному адресу:

$x0 = \text{inp} (\&H220)$

$x1 = \text{inp} (\&H221)$

$x2 = \text{inp} (\&H222)$

$x = x2 + x1 * 256 + x0 * 256^2$

$x$  – значение датчика положения.

Используя программу управления приводом и программу ввода информации с датчика положения, была реализована программа следящего привода, структурная схема которого показана на рис. 8.18.

Информация о величине перемещения снимается с интерфейсной платы с помощью программы, представленной выше. Величина ошибки позиционирования вычисляется выражением  $\Delta = x_3 - x$ . Далее формируются знак ошибки для задания направления вращения двигателя (DB1) и модуль ошибки, который определяет число шагов (DB0), необходимое для

сведения ошибки к нулю. Эти сигналы выводятся на линии DB1 и DB0 LPT-порта.

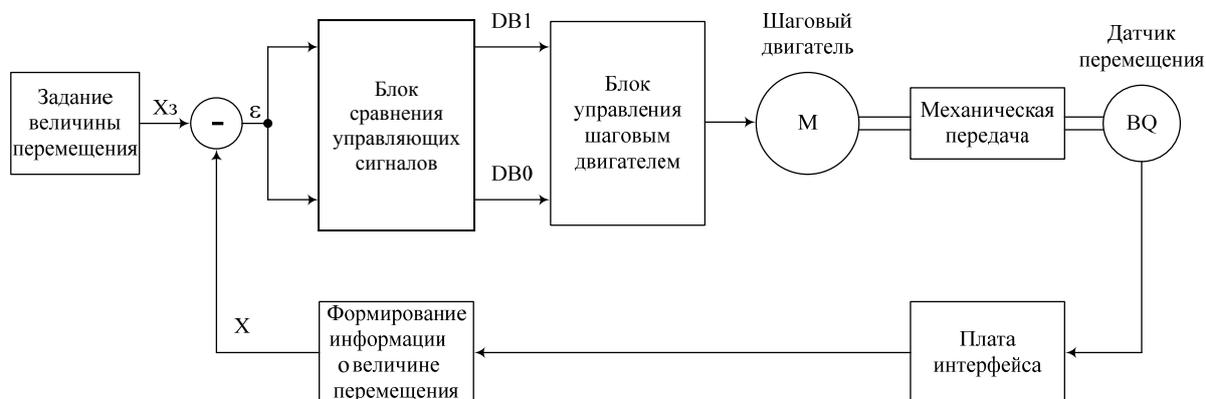


Рис. 8.18. Схема управления следящего привода

### 8.3.2. Ресурсные испытания актуаторов и исследования их жесткости, КПД и самоторможения

Проведены испытания актуаторов на ресурс. Общая длительность работы актуатора на базе РВПЗК 30×0,25 в 2006 – 2007 гг. составила 550 ч, общая длительность работы актуатора на базе РВПЗК 30×0,4 в 2008 г. – 250 ч. При этом отказов актуаторов не зафиксировано.

Для определения основных характеристик РВПЗК был разработан и изготовлен стенд (рис. 8.19), состоящий из рамы 1 с планшайбой 2, на который установлена РВПЗК 3. На планшайбе закреплена стойка 4. На стойке установлен датчик линейных перемещений 5. На конце штока 6 РВПЗК закреплена втулка 7 с призмой, на которой установлен рычаг 8 с грузами 9. На крышке втулки закреплена концевая мера 10, с которой контактирует измерительный наконечник датчика линейных перемещений. Концевая мера необходима для исключения влияния шероховатости контактной поверхности на

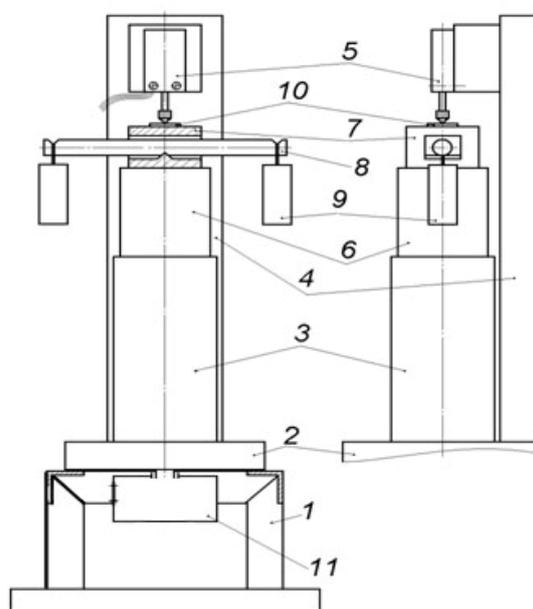


Рис. 8.19 Схема стенда для измерения характеристик передачи

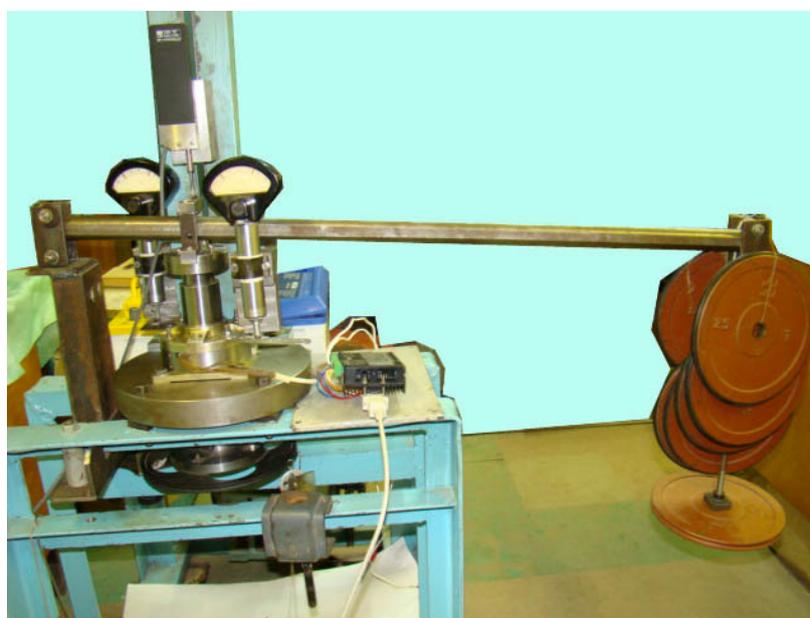
Концевая мера необходима для исключения влияния шероховатости контактной поверхности на

показания датчика. Для закрепления винта РВПЗК от поворота используется электромагнитный момент шагового электродвигателя 11, включенного при заданном положении.

Для создания требуемой нагрузки на шток привода конструкция испытательного стенда была оснащена рычагом (рис. 8.20 а, б). Отношение плеча груза к плечу штока привода составляет 5 : 1.



а)



б)

Рис. 8.20. Экспериментальный стенд для определения жесткости привода

В качестве датчика линейных перемещений использован оптоэлектронный датчик ЛИР-15 с погрешностью измерения  $\pm 0,5$  мкм или датчик *Heidenhain-Metro MT 2571* с погрешностью измерения 0,2 мкм и с разрешающей способностью 0,05 мкм. Сигнал с измерительного датчика подается на ЭВМ и регистрируется в численном виде.

Для измерения жёсткости к штоку РВПЗК прикладывается осевая нагрузка посредством грузов 9 (см. рис. 8.19) при неподвижном входном конце винта передачи.

В результате испытаний получаем действительную зависимость

$$L_i = f(Q_i),$$

где  $L_i$  – осевая деформация привода на  $i$ -й нагрузке;

$Q_i$  – приложенная осевая нагрузка.

Расчетная зависимость жесткости

$$C_{i,i+1} = \frac{\Delta Q_{i, i+1}}{\Delta L_{i, i+1}} = \frac{Q_{i+1} - Q_i}{L_{i+1} - L_i - \left( \frac{И1 + И2}{2} \right)},$$

где  $\Delta Q_{i, i+1} = Q_{i+1} - Q_i$  – приращение осевой нагрузки на  $i, i+1$  участке графика;

$\Delta L_{i, i+1} = L_{i+1} - L_i$  – приращение осевой деформации актуатора на  $i, i+1$  участке графика;

$L_i = И_i - \left( \frac{И1_i + И2_i}{2} \right)$  – абсолютная деформация при  $i$ -й осевой нагрузке

$Q_i$ ;

$L_{i+1} = И_{i+1} - \left( \frac{И1_{i+1} + И2_{i+1}}{2} \right)$  – абсолютная деформация при  $i+1$ -й осевой

нагрузке  $Q_{i+1}$ ;

$И_i, И1_i, И2_i$  – соответствующие показания ЛИР-15 и двух микаторов, измеряющих перемещения основания при  $i$ -й осевой нагрузке  $Q_i$ ;

$И_{i+1}, И1_{i+1}, И2_{i+1}$  – соответствующие показания ЛИР-15 и двух микаторов, измеряющих перемещения основания при  $i+1$ -й осевой нагрузке  $Q_{i+1}$ .

При испытаниях РВПЗК 30×0,4 в течение прикатки произошло ослабление натяга гаек актуатора. При этом осевой зазор между полугайками оказался нулевым при практически нулевой силе натяга.

После прикатки актуатора было сделано три последовательных нагружения актуатора (табл. 8.6 – 8.8, рис. 8.21).

Таблица 8.6

Таблица нагружения и разгружения актуатора (1-й цикл)

№ п/п	$Q_i$ , Н	$I_i$ , мкМ	$I1_i$ , мкМ	$I2_i$ , мкМ	$L_i$ , мкМ	$\Delta L_{i, i+1}$ , мкМ	$\Delta Q_{i,i+1}$ , Н	$C_{i, i+1}$ , Н/мкМ
<b>Режим нагружения</b>								
1	0	0	15,2	-1,1	–	–	–	–
2	245	5	15,6	-0,8	-2,4	–	–	–
3	370	12	15,7	-0,4	4,35	6,75	125	18,5185
4	495	16,5	16	0	8,5	4,15	125	30,1205
5	620	22,5	16	0,2	14,4	5,9	125	21,1864
6	745	26,5	16	0,45	18,275	3,875	125	32,2581
7	870	30,5	16	0,7	22,15	3,875	125	32,2581
8	995	33	16,4	0,9	24,35	2,2	125	56,8182
9	1120	36	16,5	1,2	27,15	2,8	125	44,6429
10	1270	39,5	16,9	1,5	30,3	3,15	150	47,6190
11	1470	43,5	17	1,8	34,1	3,8	200	52,6316
12	1620	46,5	17,2	2	36,9	2,8	150	<b>53,5714</b>
<b>Режим разгружения</b>								
11	1470	46	17	1,6	36,7	–	–	–
10	1270	43	16,9	1,25	33,925	2,775	200	72,0721
9	1120	42	16,8	1	33,1	0,825	150	81,8182
8	995	40	16,7	0,8	31,25	1,85	125	67,5676
7	870	39	16,6	0,75	30,325	0,925	125	75,1351
6	745	37,5	16,5	0,5	29	1,325	125	94,3396
5	620	36	16,3	0,1	27,8	1,2	125	84,1667
4	495	32	16,1	0,2	23,85	3,95	125	31,6456
3	370	29	16	0	21	2,85	125	43,8596
2	245	25,5	15,95	-0,2	17,625	3,375	125	37,0370
1	0	21,5	15,9	-0,5	13,8	3,825	245	64,0523

Таблица 8.7

Таблица нагружения и разгружения актуатора (2-й цикл)

№ п/п	$Q_i$ , Н	$I_i$ , мкм	$И1_i$ , мкм	$И2_i$ , мкм	$L_i$ , мкм	$\Delta L_{i, i+1}$ , мкм	$\Delta Q_{i, i+1}$ , Н	$C_{i, i+1}$ , Н/мкм
<b>Режим нагружения</b>								
1	0	-5,5	15,5	-0,7	–	–	–	–
2	245	8	16	-0,6	0,3	–	–	–
3	370	15,5	16,1	-0,8	7,85	7,55	125	16,5563
4	495	20,5	16,2	-0,7	12,75	4,9	125	25,5102
5	620	25,5	16,4	-0,5	17,55	4,8	125	26,0417
6	745	29,5	16,8	-0,5	21,35	3,8	125	32,8947
7	870	32	17	-0,5	23,75	2,4	125	52,0833
8	995	36,5	17	-0,5	28,25	4,5	125	27,7778
9	1120	39	17,1	-0,6	30,75	2,5	125	50,0000
10	1270	42,5	17,4	-0,6	34,1	3,35	150	44,7761
11	1470	47	17,9	-0,6	38,35	4,25	200	47,0588
12	1620	50	18	-0,6	41,3	2,95	150	<b>50,8475</b>
<b>Режим разгружения</b>								
11	1470	49,5	17,9	-0,8	40,95	–	–	–
10	1270	46	17,5	-1	37,75	3,2	200	62,5000
9	1120	45	17,4	-1,2	36,9	0,85	150	76,4706
8	995	42,5	17,2	-1,4	34,6	2,3	125	54,3478
7	870	39,5	17	-1,4	31,7	2,9	125	43,1034
6	745	37	17	-1,7	29,35	2,35	125	53,1915
5	620	34	16,8	-1,5	26,35	3	125	41,6667
4	495	31	16,5	-1,5	23,5	2,85	125	43,8596
3	370	27	16,3	-1,5	19,6	3,9	125	32,0513
2	245	22,5	16,2	-1,3	15,05	4,55	125	27,4725
1	0	19,5	16,1	-1	11,95	3,1	245	79,0323

Таблица нагружения и разгружения актуатора (3-й цикл)

№ п/п	$Q_i$ , Н	$I_i$ , мкМ	$И1_i$ , мкМ	$И2_i$ , мкМ	$L_i$ , мкМ	$\Delta L_{i, i+1}$ , мкМ	$\Delta Q_{i, i+1}$ , Н	$C_{i, i+1}$ , Н/мкМ
<b>Режим нагружения</b>								
1	0	0,5	15,7	-1,1	–	–	–	–
2	245	15	16	-1,3	7,65	–	–	–
3	370	24	16,2	-1,5	16,65	9	125	13,8889
4	495	25,5	16,5	-1,5	18	1,35	125	92,5926
5	620	29	16,8	-1,4	21,3	3,3	125	37,8788
6	745	31,5	17	-1,3	23,65	2,35	125	53,1915
7	870	35,5	17	-1,5	27,75	4,1	125	30,4878
8	995	38	17,2	-1,2	30	2,25	125	55,5556
9	1120	40,5	17,2	-1,3	32,55	2,55	125	49,0196
10	1270	43,5	17,5	-1,3	35,4	2,85	150	52,6316
11	1470	48	17,9	-1,3	39,7	4,3	200	46,5116
12	1620	51	18,1	-1,2	42,55	2,85	150	<b>52,6316</b>
<b>Режим разгружения</b>								
11	1470	50	18	-1,4	41,7	–	–	–
10	1270	47	17,6	-1,6	39	2,7	200	74,0741
9	1120	45,5	17,5	-1,8	37,65	1,35	150	71,1111
8	995	43,5	17,3	-2	35,85	1,8	125	69,4444
7	870	40	17,1	-1,7	32,3	3,55	125	35,2113
6	745	38	17	-1,8	30,4	1,9	125	65,7895
5	620	34	16,9	-1,6	26,35	4,05	125	30,8642
4	495	31	16,5	-2	23,75	2,6	125	48,0769
3	370	27,5	16,2	-1,5	20,15	3,6	125	34,7222
2	245	22	16,1	-1,2	14,55	5,6	125	22,3214
1	0	19	16,1	-0,5	11,2	3,35	245	73,1343

Осевую жёсткость актуатора можно определить как отношение приращения нагрузки (Н) к приращению деформации (мкм) на линейном участке нижней границы петли гистерезиса. По результатам экспериментальных исследований осевая жесткость актуатора на базе РВПЗК 30×0,4 в режиме нагружения находится в пределах от 50,84 до 53,57 Н/мкм со средним значением 52,35 Н/мкм.

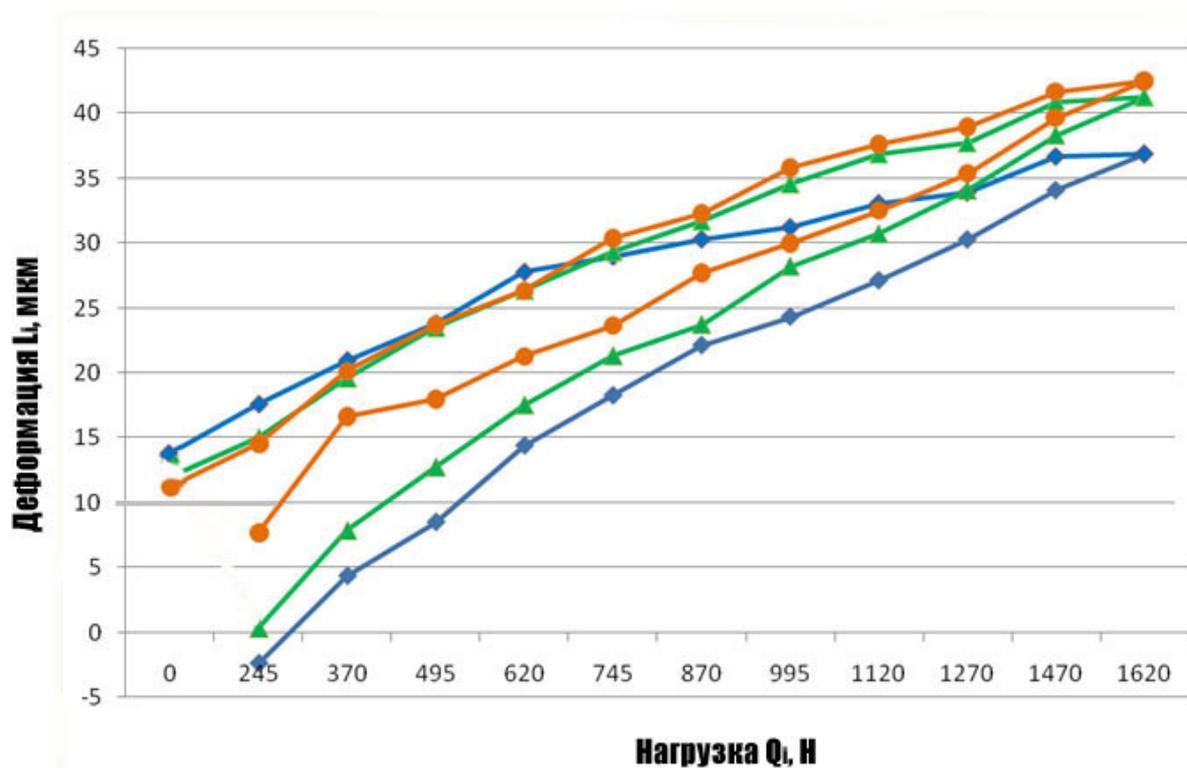


Рис. 8.21. График зависимости деформации от осевой нагрузки: (1-й цикл – с квадратными маркерами, 2-й цикл – с треугольными маркерами, 3-й цикл – с круглыми маркерами; в циклах: нижний график – режим нагружения; верхний график – режим разгружения)

После прикатки планируется восстановление натяга гаек и тогда можно предполагать, что восстановленный натяг будет способствовать увеличению осевой жесткости актуатора и увеличению запаса по самоторможению.

Если в передаче РВПЗК 30×0,25 при шаге резьбы 1 мм получаем за один оборот винта перемещение ходовой гайки 0,25 мм, то в передаче РВПЗК 30×0,4 при шаге резьбы 0,4 мм получаем за оборот винта перемещение ходовой гайки 0,4 мм.

При сниженной редукции в передаче РВПЗК 30×0,4 повышается

КПД и снижается запас по самоторможению передачи. Поэтому для оценки свойств самоторможения передачи РВПЗК 30×0,4 проведены ее экспериментальные исследования.

Для определения КПД передачи на ведущем валу устанавливается барабан 13 с намотанной на нём нитью (рис. 8.22, 8.23). К концам нити, переброшенным через блоки 14, подвешиваются одинаковые грузы 15, при помощи которых к ведущему валу РВПЗК прикладывается пара сил с известным моментом  $M = PD$ , где  $P$  – вес одного груза 15,  $D$  – диаметр барабана 13.

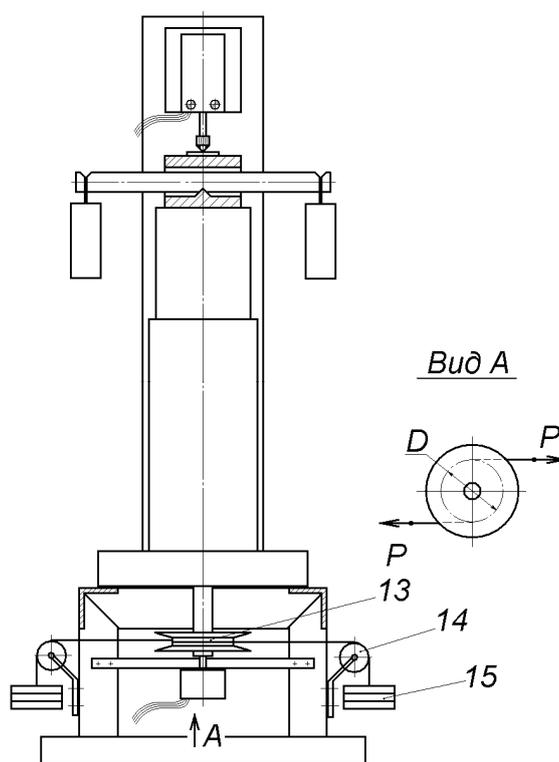


Рис. 8.22. Схема стенда для измерения КПД

Измерение КПД передачи осуществляется следующим образом. По-средством грузов 9 прикладывается известная осевая нагрузка  $Q$ . После этого постепенно увеличиваются грузы 15 до момента «трогания» передачи, которое фиксируется датчиком линейных перемещений. КПД передачи равен отношению полезной работы к затраченной:

$$\eta_{пх} = \frac{A_{пол}}{A_{затр}},$$

где  $A_{пол} = Q\Delta l$ ,  $A_{затр} = PD\Delta\varphi$ .

Таким образом,

$$\eta_{mx} = \frac{Q\Delta l}{PD\Delta\varphi}$$

Отношение  $\Delta l / \Delta\varphi$  определяется с помощью передаточной функции РВПЗК, полученной расчетом, либо полученной непосредственно при проведении опыта с помощью датчиков линейных и угловых перемещений.

Измерение КПД проводится при различных величинах осевой нагрузки  $Q$ .

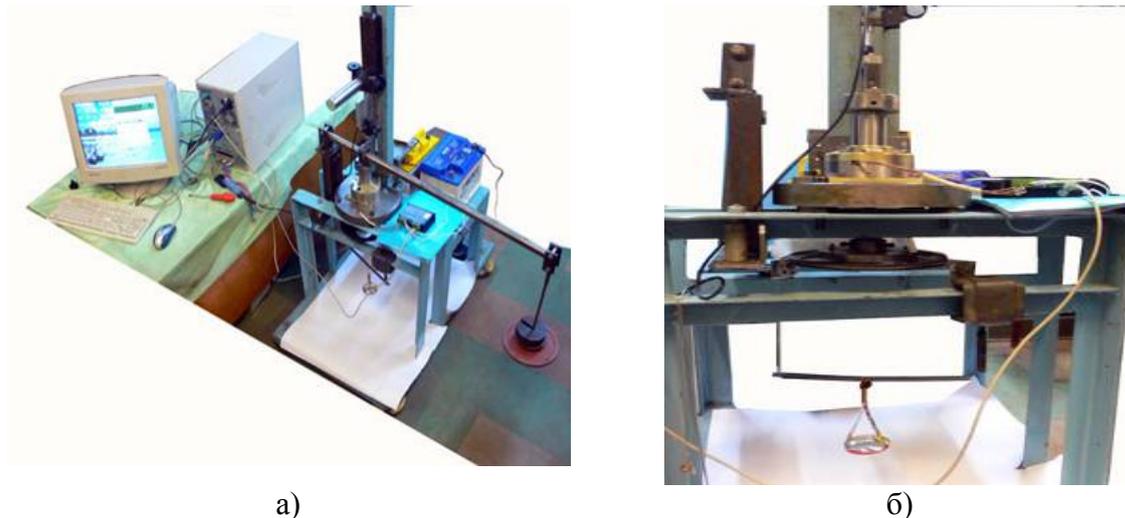


Рис. 8.23. Экспериментальный стенд для измерения КПД: а – вид стенда сверху; б – вид спереди

В табл. 8.9 и на рис. 8.24 представлены результаты экспериментальных исследований КПД в зависимости от нагрузки для актуатора при снятом магнитном роторе, оказывающем тормозящее воздействие.

Таблица 8.9

Результаты исследований КПД

$Q_i$ , Н	$M_{вх}$	КПД	$Q_i$ , Н	$M_{вх}$	КПД
Без магнитного ротора (после прикатки)			Без магнитного ротора (после прикатки)		
245	0,04	0,390	995	0,137	0,463
370	0,057	0,413	1120	0,147	0,485
495	0,072	0,438	1270	0,162	0,499
620	0,087	0,454	1470	0,182	0,514
745	0,102	0,465	1620	0,202	0,511
870	0,117	0,474	2495	0,287	0,554

Как показали результаты испытаний КПД прямого хода, величина КПД после прикатки существенно увеличилась особенно при увеличенных нагрузках, в частности, при осевой нагрузке 1620 Н КПД прямого хода составило 0,51, а при нагрузке 2495 Н – 0,55. Вместе с тем испытания актуатора совместно с электродвигателем без подключения статора к источнику питания показали обеспечение свойства самоторможения актуатора за счет остаточного магнитного момента на всем диапазоне прикладываемых осевых нагрузок вплоть до 3120 Н.

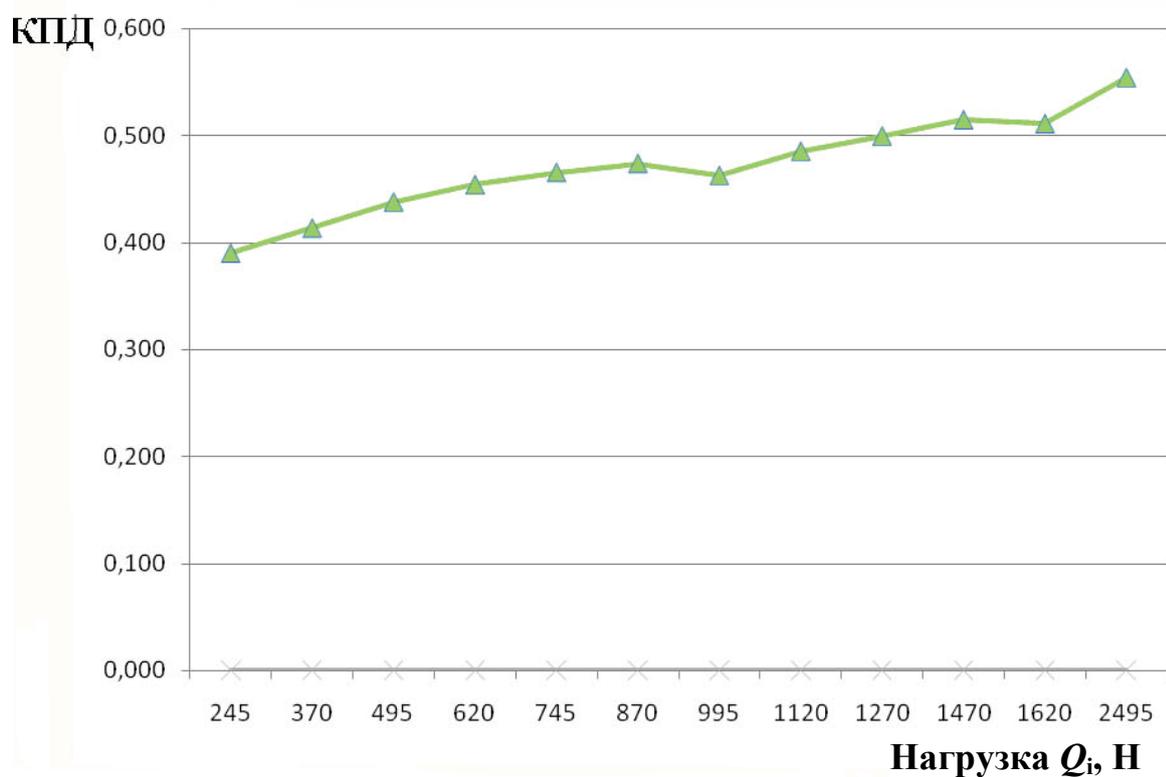


Рис. 8.24. График зависимости КПД от прикладываемой осевой нагрузки при снятом магнитном роторе

Таким образом, актуатор с остаточным магнитным моментом, с одной стороны, обеспечивает снижение потерь энергии на трение качения, а с другой – обеспечивает необходимое свойство самоторможения с запасом.

Следует также отметить, что восстановление необходимого натяга гаек будет способствовать еще большему повышению запаса самоторможения актуатора.

На графиках (рис. 8.25) показано влияние на КПД прямого хода прикатки актуатора в течение 250 часов как без остаточного магнитного

момента (отсутствие двигателя при свободном входном конце винта), так и при наличии остаточного магнитного момента при установленном шаговом двигателе без подключения питания статора.

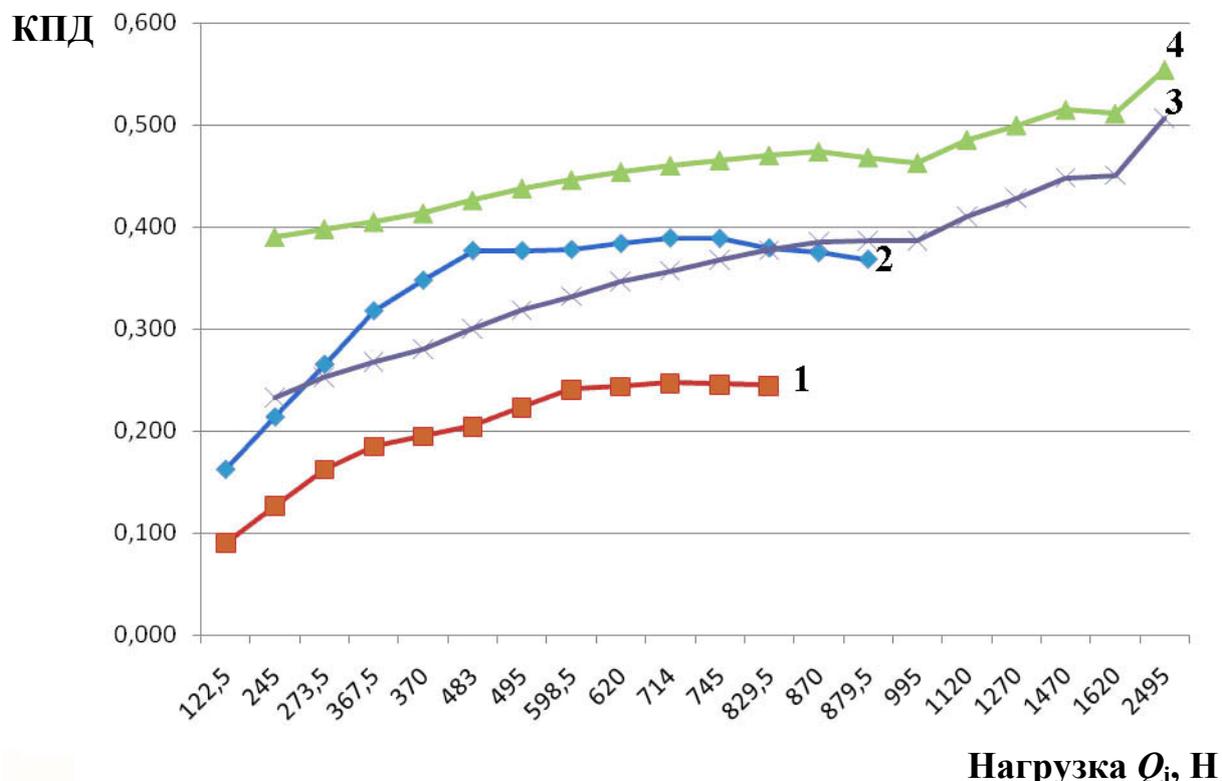


Рис. 8.25. Графики зависимости КПД от прикладываемой осевой нагрузки: 1 – до прикатки при включенном шаговом двигателе; 2 – до прикатки при снятом магнитном роторе двигателя; 3 – после прикатки при включенном шаговом двигателе; 4 – после прикатки при снятом магнитном роторе двигателя

### 8.3.3. Исследования точности актуатора на базе РВПЗК 30×0,25 без обратной связи системы управления по положению

В результате испытаний получена таблица отклонений действительного перемещения штока от номинального. В связи с её большим размером (8000 шагов вверх и 8000 шагов вниз) приводится только график зависимости погрешности отработки заданного сигнала на восьми оборотах электродвигателя (рис. 8.26).

После статистической обработки данных таблицы получены: среднее значение 1,25 мкм, среднеквадратическое отклонение  $\sigma = 0,661$  мкм и поле рассеяния  $\pm 3\sigma = \pm 3 \cdot 0,661$  мкм. Разрешающая способность актуатора определяется выражением  $1,25 \pm 1,984$  мкм. При этом следует отметить, что по данным таблицы не зафиксировано ни одного шага электродвигате-



#### **8.3.4. Исследования точности актуатора на базе РВПЗК 30×0,4 с обратной связью системы управления по положению**

После прикатки в течение 250 часов проведены повторные испытания актуатора (рис. 8.27) на базе РВПЗК 30×0,4 и шагового электродвигателя ДШР-110 с полым ротором.



Рис. 8.27. Фото актуатора на базе передачи РВПЗК 30×0,4

На рис. 8.28 показан стенд для проведения экспериментальных исследований разрешающей способности нового актуатора. Стенд включает в себя актуатор, датчик линейного положения МТ-2571, систему управления SMD-42, нагружающее устройство и компьютер для регистрации и обработки результатов измерений.



Рис. 8.28 Стенд для проведения экспериментальных исследований разрешающей способности нового облегченного актуатора

Применение в новом облегченном актуаторе обратной связи по положению позволило получить действительное перемещение, равное заданному перемещению. График зависимости действительного перемещения штока актуатора от заданного перемещения показан на рис. 8.29. При этом разрешающая способность актуатора ограничена величиной 50 нм с учетом разрешающей способности датчика положения МТ-2571. Такая разрешающая способность соответствует мировому уровню высокой разрешающей способности, например, столиков МТ mot 100×100 фирмы *Marzhauser* (Германия).

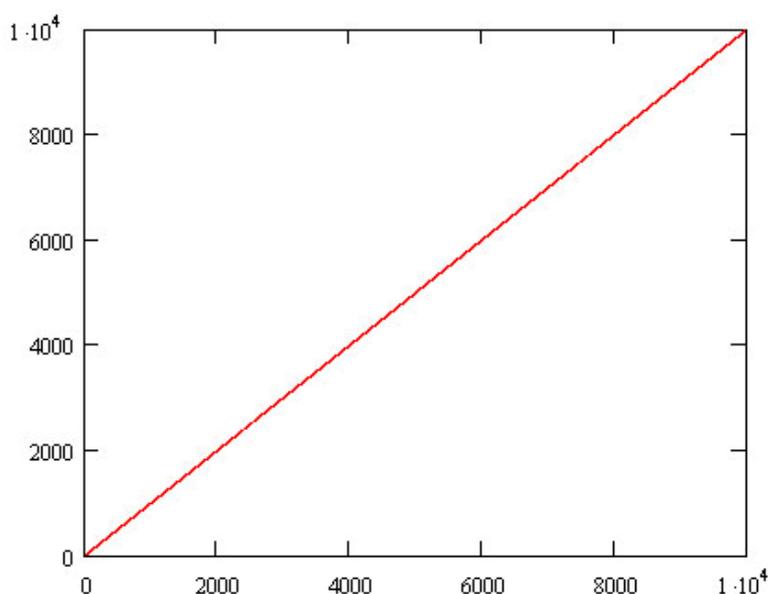


Рис. 8.29. График зависимости действительного перемещения штока актуатора от заданного перемещения

### **8.3.5. Сравнение основных характеристик актуатора ВлГУ на базе РВПЗК 30×0,25 для радиотелескопа РТ-70 и итальянского актуатора Sardinia Radio Telescope (SRT) для радиотелескопа SRT**

Для радиотелескопа SRT установлены 1116 электромеханических актуаторов. Привод состоит из шагового электродвигателя и исполнительного механизма на базе шариковинтовой передачи (ШВП) с натягом и червячной передачи с малым люфтом и передаточным отношением  $U_{ред} = 35$ . Конец выходного вала ШВП закреплён в линейных направляющих из двух обойм для предотвращения радиальных нагрузок на шариковинтовую передачу.

Диапазон регулирования актуатора  $\pm 6$  мм относительно среднего положения. Это предполагаемый диапазон для компенсации деформации под

действием силы тяжести. Диапазон перемещений актуатора  $\pm 15$  мм используется для преобразования первичной поверхности из сформированного профиля в истинный параболоид.

Линейное положение актуатора не измеряется, но вычисляется через шаги электродвигателя. Точность положения актуатора определяется мёртвым ходом исполнительного механизма (порядка 20 мкм) и кинематической точностью (в пределах нескольких микрометров, порядка 6...7 мкм).

Сравнение основных характеристик рассматриваемых актуаторов приведено в табл. 8.10.

Таблица 8.10

Сравнительная оценка характеристик актуаторов

Основные характеристики	Актуаторы	
	SRT	ВлГУ
Масса, кг	9,5	4,5
Размеры, мм	185×280×330/294	106×140×195/145
Перемещение штока, мм:		
максимальное, рабочее	$\pm 6$	$\pm 5$
Рабочее + регулирующее	$\pm 15$	$\pm 5$
Осевая рабочая нагрузка, Н:		
номинальная	–	720
максимальная	3000	1200
Радиальная рабочая нагрузка, Н	1500	650
Максимально допустимая осевая нагрузка (статическая грузоподъёмность), Н	10 000	11 000
Максимальная радиальная нагрузка, Н	7 000	1 600
Максимальный момент в осевой плоскости актуатора, Н·м	–	400
Осевая жёсткость, Н/мкм	20	40 – 50
Погрешность положения без обратной связи по положению, мкм	$\pm 15$	$\pm 5$
Линейная скорость, мм/мин	0 – 21,5	0 – 10,5

Основные характеристики	Актуаторы	
	SRT	ВлГУ
Расход энергии, В·А:		
min	16	–
max	23	5
Стоимость актуатора, \$	1 895	1 750
Стоимость 1440 актуаторов, \$	2 728 800	2 520 000

Анализ характеристик актуаторов показывает, что актуатор ВлГУ по сравнению с актуатором *SRT* имеет:

- а) меньшую в 2,1 раза массу, в три раза меньшую погрешность положения и в два раза большую жесткость, меньшие габаритные размеры, меньшее энергопотребление;
- б) практически одинаковую статическую грузоподъемность;
- в) меньшую в 2,5 раза максимальную осевую рабочую нагрузку и в два раза меньшую линейную скорость.

### Заключение

Актуатор на базе удешевленной модифицированной передачи РВПЗК 30×0,25 проходил ресурсные испытания с периодическим измерением основных параметров: точности, КПД, жесткости, нагрева.

Одной из главных целей испытаний была проверка свойств самоторможения.

В результате испытаний было выявлено, что после 250 часов работы в результате прикатки (приработки) КПД передачи повысилось в пределах 0,51...0,55.

Таким образом, повышение значения КПД более 0,5 привело к потере свойства самоторможения. Однако привод в сборе с шаговым электродвигателем за счет остаточного магнитного момента (без подключения статора к источнику питания) остался самотормозящим. При этом за счет самоторможения с учетом остаточного магнитного момента удерживалась нагрузка 3120 Н, что в четыре раза превышает максимальную рабочую нагрузку 725 Н.

На основе усовершенствованного актуатора создана однокоординатная подвижка, включающая передачу РВПЗК 30×0,4, шаговый электродвигатель ДШР-110, систему управления SMD-42 с делением шага электродвигателя до 25600 шагов за оборот и отрицательной обратной связью по положению штока. При этом разрешающая способность актуатора ограничена величиной 50 нм с учетом разрешающей способности датчика поло-

жения МТ 2571 фирмы *Heidenhain*. Таким образом, разрешающая способность нового актуатора с отрицательной обратной связью по положению штока по сравнению с актуатором без обратной связи была улучшена в 25 раз. Такая разрешающая способность соответствует мировому уровню высокой разрешающей способности, например столиков МТ mot 100×100 фирмы *Marzhauser*.

#### **8.4. Экспериментальные исследования РВПЗК 52×1 в составе электромеханических приводов для станков электромеханической обработки лопаток турбин**

Электромеханический привод включает (рис. 8.30):

- а) планетарную передачу винт – гайка с резьбовыми роликами РВПЗК 52×1×60;
- б) шаговый электродвигатель SIEMENS SIMOSTEP 1FL3 043;
- г) сильфонную соединительную муфту МК/10/30;
- д) корпус с фланцевым креплением передачи и электродвигателя;
- е) блок питания привода SIMATIC FM FM STEPDRIVE.

Четыре первых привода прошли предварительную прикатку около 10 ч при ускоренных испытаниях.

На рис. 8.31 показан стенд, оснащенный для испытаний грузоподъемности и жесткости передачи РВПЗК 52×1 и точности привода с обратной связью по положению штока привода.



Рис. 8.30. Электромеханические приводы

На рис. 8.32 показана установка датчика линейных перемещений при измерении точности привода и жесткости передачи. Одна пара стержней,

закрепленных на направляющей, связывает корпус привода и измерительный наконечник, а другая пара стержней, установленных на штоке, – шток привода и корпус датчика. Передача усилия от штока привода на качалку осуществляется через шариковый сферический подшипник.



Рис. 8.31. Стенд при измерении грузоподъемности, жесткости и точности привода



Рис. 8.32. Установка датчика линейных перемещений при измерении точности и жесткости привода

При измерении КПД и момента холостого хода передачи с привода снимается электродвигатель, а вместо электродвигателя устанавливается нагружающее устройство, создающее крутящий момент пары сил на входе передачи.

При испытании работоспособности привода при различной нагрузке мерные грузы прикладывались к подвесу на конце балки как к рычагу второго рода с соотношением плеча линии действия мерных грузов на стержне подвеса и плеча линии действия осевой силы на штоке передачи как 15 : 1. В соответствии с этим шток привода дополнительно к нагрузке от веса балки нагружался последовательно осевыми силами с величинами 3375; 6750; 8325; 9375; 10000; 12000 Н при отработке заданного положения. При этом проектная номинальная нагрузка составляла 10000 Н, а максимальная проектная нагрузка – 12000 Н.

Осевая жесткость передачи при нагрузке 10000 Н близка к проектной величине 600 Н/мкм.

При осевых нагрузках на шток 2000; 4625; 8000; 11750 Н экспериментальные значения КПД передачи составили соответственно 0,61; 0,64; 0,71; 0,69, что соответствует проектным значениям. Момент холостого хода передачи при относительно слабом натяге (для выборки осевого зазора в передаче) составил 0,55 Н·м.

Экспериментальные испытания КПД передачи проводились на специально созданном стенде (рис. 8.33).



Рис. 8.33. Стенд при измерении КПД передачи

Используя программу управления приводом и программу ввода информации с датчика положения, реализовали программу следящего привода, структурная схема которого показана на рис. 8.34.

В качестве датчика положения использовали ЛИР-15 (ЛИР-17) с допустимой погрешностью 1 мкм (2 мкм).

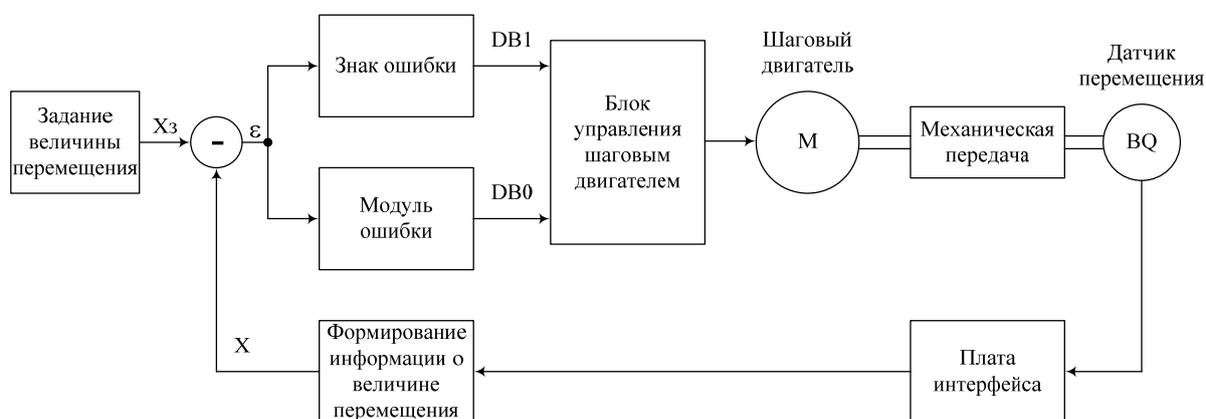


Рис. 8.34. Структурная схема следящего привода

Измерение погрешности обработки заданного положения показало, что погрешность положения штока привода находится в пределах  $\pm 2$  мкм.

Следует отметить, что прикатка приводов в течение 10 ч является недостаточной и связана с требованиями заказчика по ускоренной поставке приводов. Наш опыт показывает, что для стабилизации характеристик привода необходима в несколько раз более длительная прикатка. При этом могут существенно повыситься жесткость, КПД передачи и уменьшиться погрешность обработки заданного положения привода.

### 8.5. Экспериментальные исследования долговечности и прочности при перегрузках исполнительного механизма на базе РВПЗК 66×6

Проблема создания электромеханического привода стабилизатора связана с решением задачи обеспечения заданной долговечности и прочности при перегрузках исполнительного механизма этого привода в конструктивном пространстве существующего гидропривода. Планетарные передачи винт – гайка с резьбовыми роликами (РВП) имеют высокую удельную грузоподъемность [1]. Ниже рассматриваются экспериментальные исследования разработанной во Владимирском государственном университете РВПЗК 66×6 [2, 3, 4].

Испытания на долговечность проводились на стенде (рис. 8.35, 8.36).

Крепление исполнительного механизма на базе передачи РВПЗК 66×6 приведено на рис. 8.37.

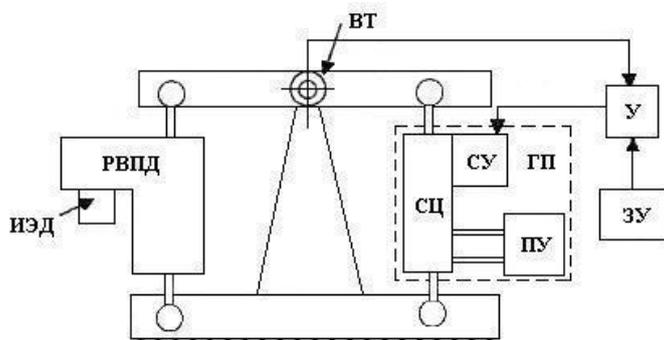


Рис. 8.35. Стенд-качалка: ЗУ – задающее устройство; У – усилитель; ГП – нагружающий гидропривод; СЦ – силовой цилиндр; ПУ – питающая установка; СУ – система управления; ИЭД – имитатор электродвигателя

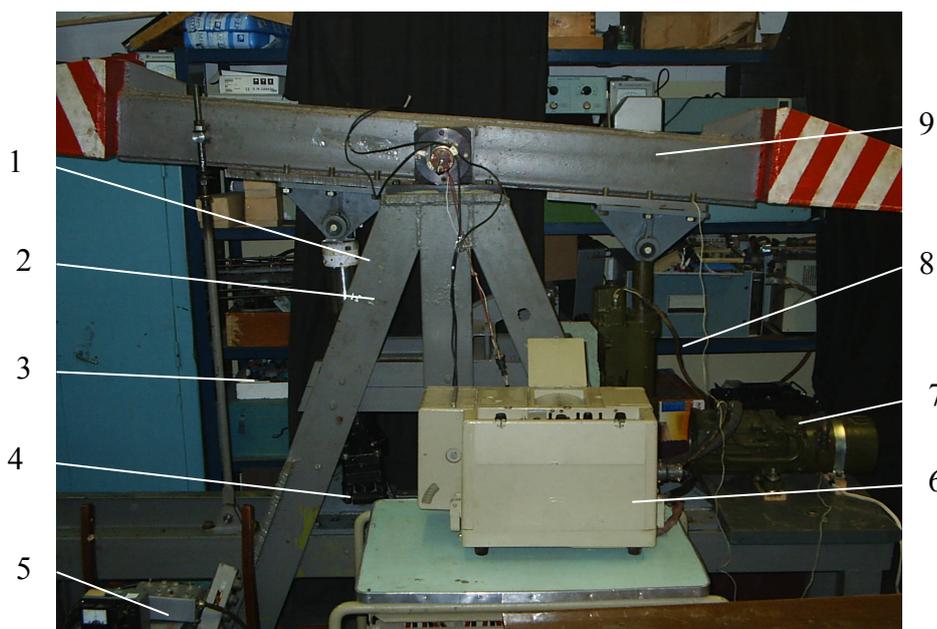


Рис. 8.36. Стенд-качалка: 1 – тензодатчики на ходовой гайке РВПЗК 66×6; 2 – РВПЗК 66×6; 3 – шток упоров-ограничителей; 4 – стойка; 5 – тензоусилитель; 6 – шлейфовый осциллограф; 7 – насос нагружающего гидропривода; 8 – гидроцилиндр; 9 – КЧ

Испытания исполнительного механизма на базе РВПЗК 66×6 проводились в режиме обратного хода. Режим обратного хода для исполнительного механизма тяжелее, чем режим прямого хода, потому что КПД обратного хода меньше КПД прямого хода. Характеристики фактических режимов проведенных ресурсных испытаний даны в табл. 8.11, из таблицы вид-

но, что фактическое время проведенных ускоренных испытаний составило 500 ч.

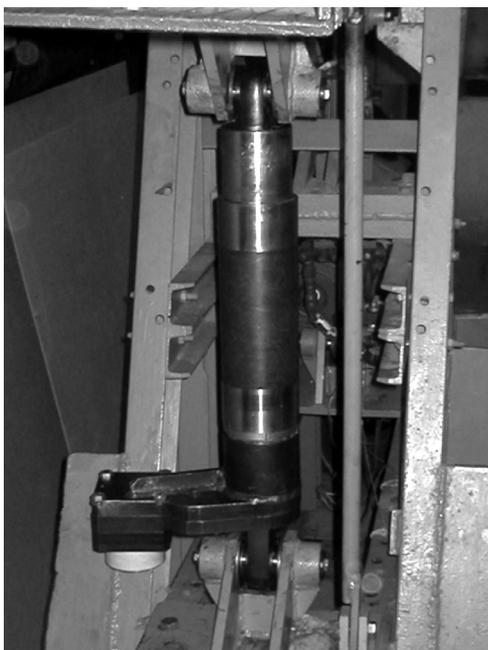


Рис. 8.37. Крепление исполнительного механизма на базе передачи РВПЗК 66×6

Для оценки состояния исполнительного механизма (ИМ) в процессе ресурсных испытаний через каждые 50 часов работы производились оценки следующих механических характеристик:

- а) величина приведенного к оси гайки мертвого хода в ИМ;
- б) момент холостого хода  $M_{xx}$  в ИМ, демонтированном с качалки;
- в) плавность работы ИМ.

*Таблица 8.11*

Характеристики фактических параметров  
при различных режимах ресурсных испытаний

Вид входного сигнала	Фактическое время работы	Фактическая частота, Гц	Размах КЧ на упорах, мм	Реальный размах КЧ, град
Синусоидальный	3 ч 00 мин	1	65	±2,07
	16 ч 39 мин	1	90	±3,29
	18 ч 48 мин	1	82	±2,90
	10 ч 7 мин	1,05	82	±2,90
	1 ч 26 мин	1,06	82	±2,90
	167 ч 45 мин	1,1	82	±2,90
Итого	217 ч 45 мин	—	—	±2,83

Вид входного сигнала	Фактическое время работы	Фактическая частота, Гц	Размах КЧ на упорах, мм	Реальный размах КЧ, град
Треугольный	3 ч 00 мин	1,25	71	±2,37
	12 ч 00 мин	1,25	65	±2,07
	78 ч 00 мин	1,25	67	±2,17
	54 ч 50 мин	1,4	67	±2,17
	10 ч 25 мин	1,3	70	±2,32
	18 ч 45 мин	1,4	67	±2,17
	5 ч 15 мин	1,3	70	±2,32
Итого	182 ч 15 мин	—	—	±2,23
Прямоугольный	100 ч 00 мин	1,1	70	±2,32
Итого	500 ч 00 мин	—	—	—

Выбор измерительных средств с учетом допускаемых погрешностей измерений выполнен согласно ГОСТ 8.051-81.

Зависимость для определения эквивалентного числа часов работы

$$t_E = \sum \left( \frac{A_i}{A_h} \right)^4 \left( \frac{v_i}{v_H} \right)^7 t_i,$$

где  $A_h, A_i$  – номинальная и фактическая амплитуда, мм;  $v_h, v_i$  – номинальная и фактическая частота, Гц;  $t_i$  – фактическое время на  $i$ -й частоте, ч.

По указанным формулам проведена оценка эквивалентного числа циклов и эквивалентного времени наработки исполнительного механизма. Результаты оценки приведены в табл. 8.12.

Таким образом, эквивалентное время работы 1666 ч превысило заданный ресурс 1000 ч в 1,6 раза.

График изменения величины мертвого хода ИМ представлен на рис. 8.38.

Передача работала от 0 до 217 ч 45 мин на синусоидальном входном сигнале; от 217 ч 45 мин до 400 ч на треугольном входном сигнале и от 400 до 500 ч – на прямоугольном входном сигнале.

Таблица 8.12

Оценка эквивалентного числа циклов и эквивалентного времени наработки ИМ

Вид входного сигнала	Реальное время работы	Размах перемещений КЧ на радиусе 580 мм, мм	Размах перемещений ходовой гайки, мм	Частота заданного сигнала, Гц	Эквивалентное время работы, ч
Синусоидальный	3 ч 00 мин	65	37,655	1	1,090
	16 ч 39 мин	90	60,000	1	22,247
	18 ч 48 мин	82	52,897	1	17,310
	10 ч 7 мин	82	52,897	1,05	13,111
	1 ч 26 мин	82	52,897	1,06	1,980
	167 ч 45 мин	82	52,897	1,1	300,994
Итого	217 ч 45 мин	—	—	—	356,732
Треугольный	3 ч 00 мин	71	43,034	1,25	7,403
	12 ч 00 мин	65	37,655	1,25	20,802
	78 ч 00 мин	67	39,448	1,25	152,635
	54 ч 50 мин	67	39,448	1,4	237,194
	10 ч 25 мин	70	42,138	1,3	31,962
	18 ч 45 мин	67	39,448	1,4	81,112
	5 ч 15 мин	70	42,138	1,3	16,108
Итого	182 ч 15 мин	—	—	—	547,216
Прямоугольный	100 ч 00 мин	70	42,138	1,1	762,292
Итого	500 ч 00 мин	—	—	—	1666

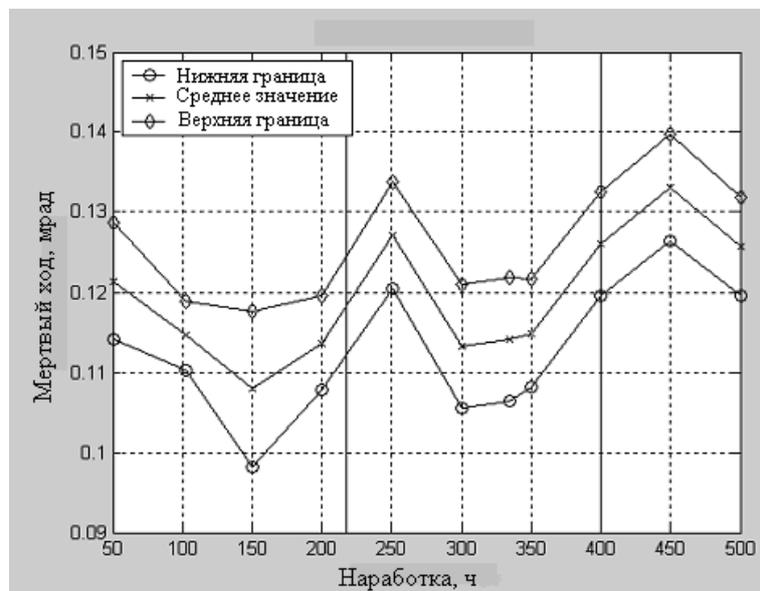


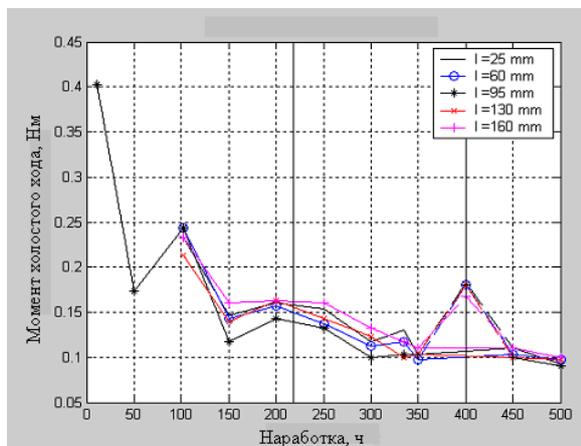
Рис. 8.38. График изменения величины мертвого хода ИМ

Границы входных сигналов показаны сплошными вертикальными линиями.

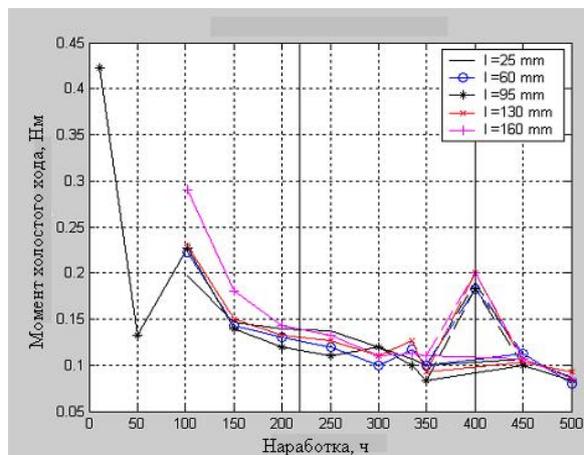
Средняя линия на графике показывает изменение среднего значения мертвого хода при соответствующей наработке передачи (из измеренных при выдвигении и втягивании). Нижняя и верхняя границы изменения среднего значения мертвого хода соответствуют доверительному интервалу  $\pm 3S_i / \sqrt{N-1}$ . Здесь  $S_i$  – среднее квадратическое отклонение среднего значения мертвого хода,  $N$  – число индивидуальных наблюдений при соответствующей наработке.

Колебание измеренного мертвого хода в различные моменты измерений можно объяснить случайными погрешностями методики измерения, зависящими от субъективных (человеческих) факторов. Как видно из рис. 8.38, величина среднего мертвого хода после испытаний на долговечность с учетом доверительного интервала не превышает 0,14 мрад. Величина погрешности определяется в основном боковыми зазорами в зубчатом редукторе.

На рис. 8.39, а, б представлено изменение величины момента холостого хода при вылете штока от торца направляющей на следующие расстояния: 25, 60, 95, 130, 160 мм.



а)



б)

Рис. 8.39. Изменение величины момента холостого хода при вылете штока от торца направляющей на следующие расстояния: 25, 60, 95, 130, 160 мм (а и б)

Увеличение момента холостого хода после 400 ч объясняется изменением углового положения корпуса и ходовой гайки вследствие его отвинчивания для добавления смазки.

Результаты оценки изменения величины момента холостого хода исполнительного механизма представлены на рис. 8.40.

Средняя линия на графике показывает изменение среднего значения момента холостого хода (см. рис. 8.40) при соответствующей наработке передачи (из измеренных при выдвигении и втягивании).

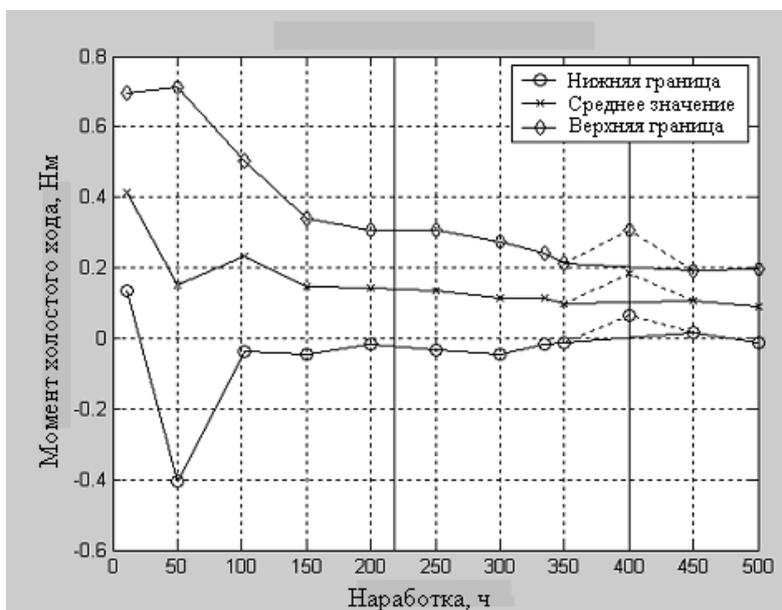


Рис. 8.40. Результаты оценки изменения величины момента холостого хода ИМ

Средний момент холостого хода за время испытаний на долговечность вследствие приработки снизился с 0,4 до 0,1 Н·м.

Испытания РВПЗК 66×6 на пиковые, ударные нагрузки проводились на стенде-качалке (см. рис. 8.36) с применением ударного устройства (рис. 8.41).



Рис. 8.41. Ударное устройство

В соответствии с расчетами для создания усилия на штоке 22000 Н максимальный момент сопротивления на винте должен составлять  $M_{\max} = 15,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Схема ударного устройства представлена на рис. 8.42.

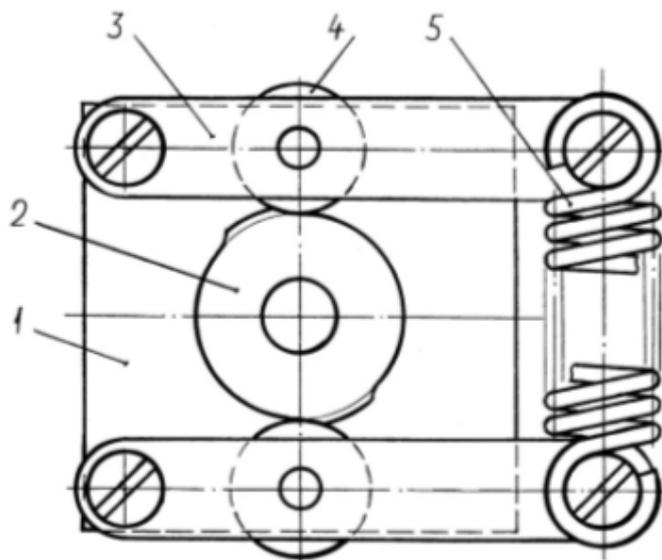


Рис. 8.42. Схема ударного устройства:  
1 – основание; 2 – кулачок; 3 – рычаг;  
4 – ролик; 5 – пружина

Проведённые расчёты ударного устройства показывают, что достигаемое значение  $M_{\max} = 15,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Предложенное ударное устройство имеет симметричную конструкцию, т.е. при вращении кулачка в противоположном направлении величина  $M_{\max}$  не меняется.

В качестве средств измерения осевого усилия на ходовой гайке и крутящего момента на входе исполнительного механизма использовались тензометрические датчики сопротивления, имеющие базовую длину 10 мм и сопротивление 200 Ом.

Датчики измерения осевого усилия и крутящего момента в виде полумостов были наклеены на ходовую гайку РВПЗК 66×6 (рис. 8.43). Сигнал с тензодатчиков усиливался на усилителе ТА-5 и записывался на осциллографическую бумагу с помощью шлейфового осциллографа Н-115.

На первом этапе испытаний нагружающее ударное устройство было настроено на предельный момент 16...16,7 Н·м, т.е. момент, при котором вал редуктора прокручивался.

Результаты тензометрирования усилий при работе ударного устройства представлены на осциллограммах (рис. 8.44, а).

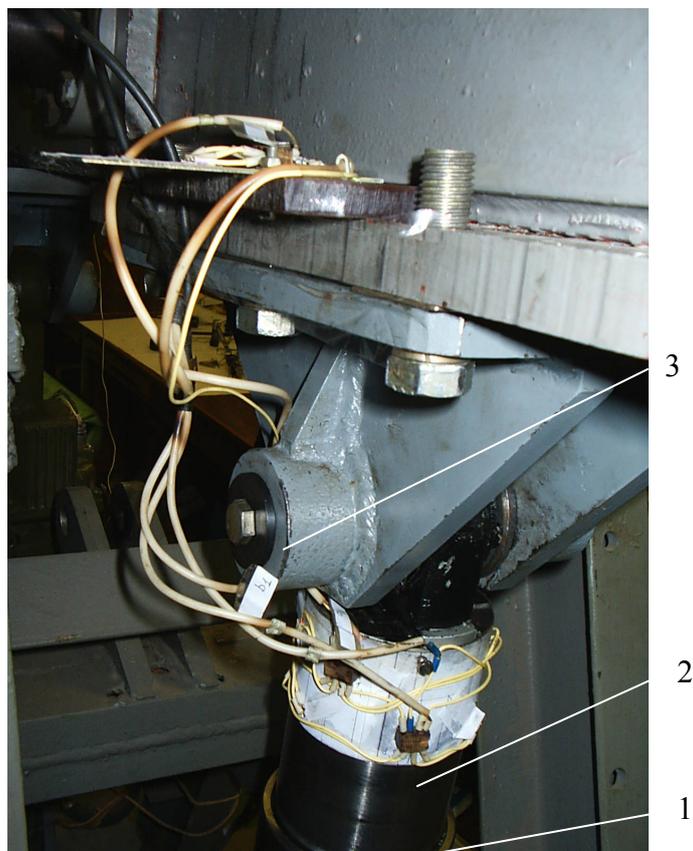
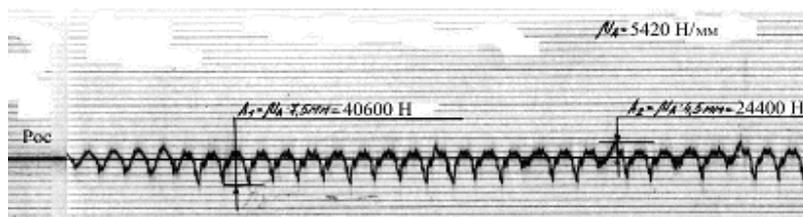
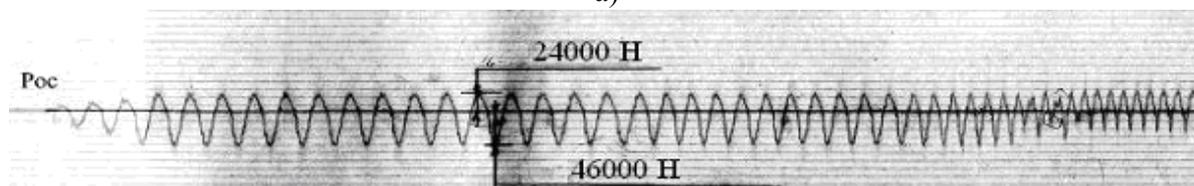


Рис. 8.43. Размещение тензодатчиков на штоке:  
1 – шток РВПЗК 66×6; 2 – тензодатчики;  
3 – шарниры балки-качалки



а)



б)

Рис. 8.44. Осциллограмма осевого усилия на штоке РВПЗК 66×6: 1 – ударное устройство с предельным моментом 16...16,7 Н·м, частота 1,6 Гц; 2 – ударное устройство с предельным моментом 19,5 Н·м, частота 1,6 – 4 Гц;  $P_{oc}$  – осевое усилие на штоке; а – 11,1; б – 11,2

Максимальная осевая нагрузка составила 40600 Н в одну сторону и 24400 Н в другую.

При таком ударном режиме было отработано 10000 ударов вместо заданных 5000 ударов.

На втором этапе испытаний в нагружающем ударном устройстве пружина была настроена на максимальный момент 19,5 Н·м.

При включении нагрузки со стороны гидропривода с частотой сигнала  $\nu=1,6$  Гц вначале происходила раскачка всей системы без прокручивания (рис. 8.44, б).

Частота колебаний усилия в штоке составила 1,6 Гц, величина усилия при движении в одном направлении – 43590...48580 Н, т.е. в среднем 46000 Н (4600 кгс). Величина усилия при движении в другом направлении составила 23100...25700 Н, т.е. в среднем 24000 Н (24000 кгс), при этом постоянная составляющая переменного усилия была 10260...11430 Н, т.е. в среднем 10800 Н. Амплитуда переменной составляющей равна 33300...37100 Н, т.е. в среднем 35200 Н.

В процессе работы была увеличена частота от 1,6 до 4 Гц. При этом винт преодолел сопротивление пружины ударного устройства. Частота изменения нагрузки составила 4 Гц.

Нагрузка в обе стороны выровнялась и составила 25600...28500 Н, т.е. в среднем 27000 Н (2700 кгс). После таких испытаний проверка работы РВПЗК 66×6 показала прежнюю плавность ее движения.

Таким образом, проведенный эксперимент подтвердил работоспособность РВПЗК 66×6 после воздействия пиковых, ударных нагрузок величиной 46000 Н.

В настоящее время ведется подготовка испытаний привода на базе РВПЗК 66×6 в составе машины на полигоне.

## **Вывод**

Полученные результаты свидетельствуют, что исследованная передача РВПЗК соответствует перспективным требованиям по статической грузоподъемности и долговечности.

## **8.6. Экспериментальные исследования мехатронного модуля на базе РВПЗК 12,6×0,1 в составе ортопедического аппарата автоматизированного остеосинтеза**

### **8.6.1. Экспериментальные исследования КПД РВПЗК 12,6×0,1**

Одно из основных требований к мехатронному модулю – это обеспечение свойств самоторможения. Так же как и для актуатора, свойство самоторможения снижает затраты энергии и упрощает конструкцию привода, поскольку время работы привода составляет менее одного процента времени удержания привода в заданном положении.

Техническая характеристика передачи РВПЗК 12,6×0,1 (см. рис. 7.9):

- а) средний диаметр резьбы винта 4,2 мм;
- б) средний диаметр резьбы ролика 4,2 мм;
- в) шаг резьбы 0,4 мм;
- г) длина перемещения ходовой гайки 50 мм;
- д) перемещение гайки за оборот винта 0,1 мм;
- е) статическая грузоподъемность 1800 Н;
- ж) динамическая грузоподъемность 1800 Н;
- з) момент инерции  $5 \cdot 10^{-8} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ;
- и) осевая жесткость 13 Н/мкм;
- к) расчетный КПД прямого хода 0,45.

Эксперименты по определению КПД проводились на испытательном стенде, схема которого показана на рис. 8.45.

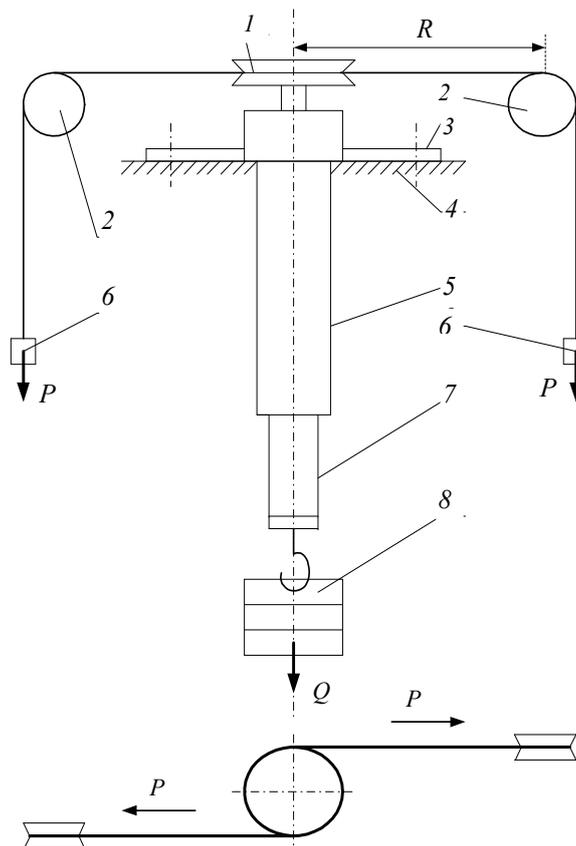


Рис. 8.45. Схема экспериментальной установки измерения КПД: 1 – горизонтальный шкив; 2 – вертикальные шкивы; 3 – крепление; 4 – основание; 5 – корпус механизма; 6 – нагрузка для создания пары сил; 7 – шток механизма; 8 – осевая нагрузка

Осевое нагружение  $Q$  передачи производилось шестью различными грузами (50, 140, 190, 250, 310, 380 Н) при вылете штока, равном 20 мм.

Создание момента пары сил  $M$  на входном валу передачи осуществлялось через шкив диаметром 33 мм с намотанными на него двумя нитками, оканчивающимися чашками для разновесов. Разновесы применялись от 0,5 до 80 г. Нагружение чашек осуществлялось с постепенным увеличением веса разновесов до момента трогания самотормозящей передачи РВПД 12×0,1. КПД определялось согласно зависимости

$$\eta_{п.х} = \frac{QS}{M2\pi}.$$

На основе экспериментальных значений был получен график зависимости КПД от прикладываемой к передаче осевой нагрузки (рис. 8.46).

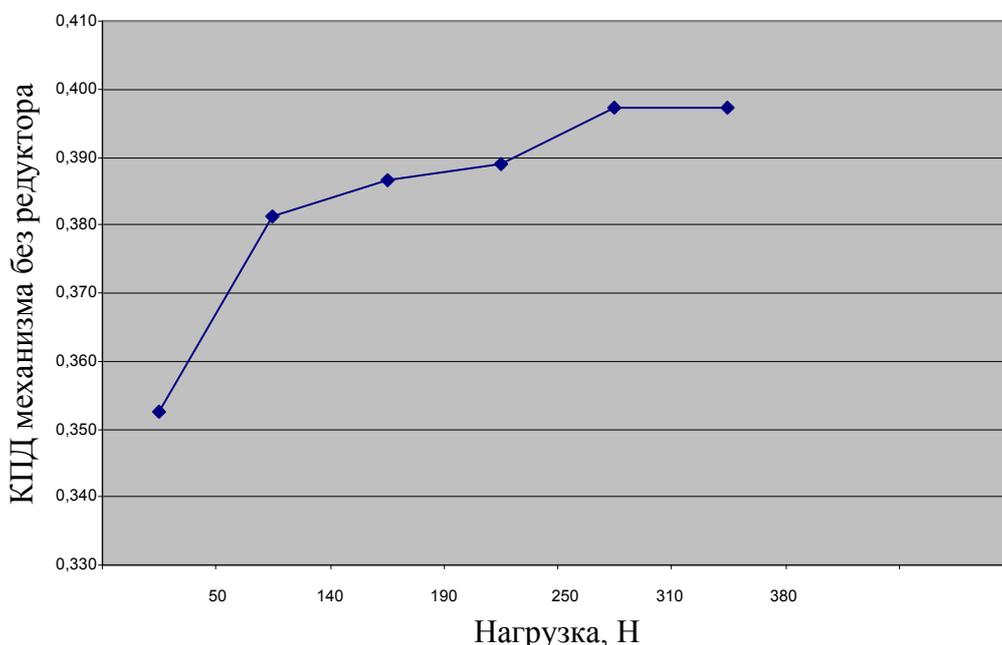


Рис. 8.46. Зависимость КПД передачи от осевой нагрузки

Из графика видно, что КПД передачи составляет 0,36 ... 0,40, что соответствует результатам теоретических расчетов.

Такие же значения КПД получены для передачи с длинными резьбовыми роликами РВПЗК 21,6×0,1.

### **8.6.2. Испытания автономного ортопедического аппарата автоматизированного остеосинтеза**

В период с 11 октября по 2 ноября 2002 г. в Республиканском клиническом детском ортопедоневрологическом центре (пос. Юрьевец Владимирской области) были проведены предварительные клинические испытания аппарата (рис. 8.47) у пациента с укорочением конечности. Общее

суммарное растяжение на каждом из приводов составило 14 мм, то есть сформирован костный регенерат длиной 14 мм. В ходе испытаний аппарат работал в требуемом режиме и обрабатывал в среднем за сутки 0,8 – 0,9 мм.

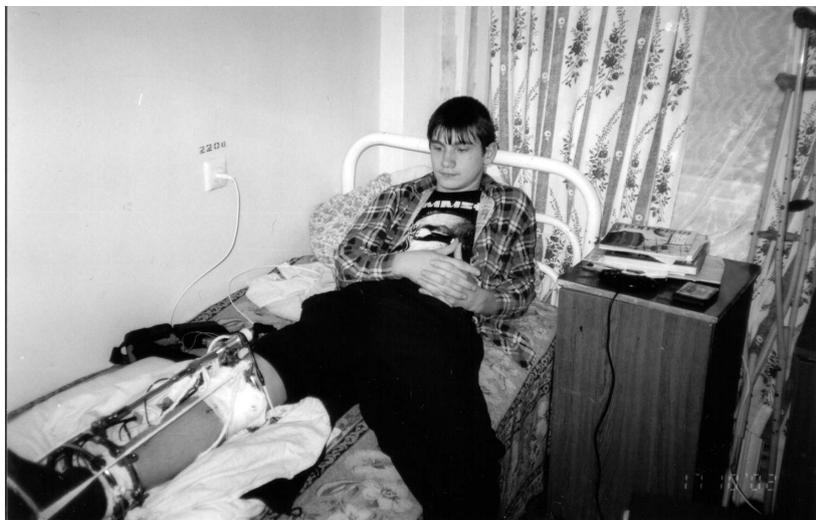


Рис. 8.47. Фото пациента с аппаратом (лежа)

Результаты проведенных испытаний подтвердили основные проектные технические характеристики, в частности, величину перемещения за цикл дистракции, равную 3,375 мкм, и максимальное усилие, развиваемое ортопедическим аппаратом, равное 1000 Н.

В ходе предварительных клинических испытаний были выявлены следующие недостатки. Во-первых, недостаточная жесткость и прочность шарнирно-стержневой конструкции аппарата. Во-вторых, повышенное энергопотребление аппарата. В-третьих, низкая надежность электрических контактов из-за некачественного монтажа.

По результатам предварительных клинических испытаний выполнялись следующие мероприятия по устранению выявленных недостатков:

1) увеличена жесткость и прочность шарнирно-стержневой конструкции аппарата;

2) предусмотрен «спящий» режим работы микроконтроллера блока управления приводами для достижения минимального потребления энергии между очередными циклами дистракции и как следствие увеличения времени работы аппарата между зарядками аккумулятора;

3) установлены отдельные стабилизаторы для микроконтроллеров блока управления приводами и пульта управления для исключения сброса рабочего режима аппарата во время несанкционированного размыкания

разъема, соединяющего блок управления приводами с двигателями, а также отключения пульта управления от блока управления приводами;

4) программа была дополнена модулями, обеспечивающими занесение текущего времени между циклами distraction в электронную память во время отключения аппарата для перезарядки аккумулятора, а также подсчет числа циклов distraction с начала лечения. При невозможности реализации последнего модуля следует предусмотреть шкалу выдвижения штока исполнительного механизма для каждого из приводов аппарата;

5) установлен светодиод для обеспечения возможности оценки интенсивности разрядки аккумулятора (блока питания);

6) разъем от аккумулятора на блоке управления приводами заменен на более надежный с фиксацией на печатной плате;

8) зафиксирован резиновой муфтой кабель, выходящий из пульта управления.

В декабре 2003 г. аппарат успешно прошел приемочные технические испытания в ГУН «Всероссийский научно-исследовательский и испытательный институт медицинской техники» (г. Москва) и направлен Федеральной службой по надзору в сфере здравоохранения и социальной политики для проведения медицинских испытаний в три медицинские клиники страны (в соответствии с ГОСТ Р 15.013-94) – ВГУЗ «Республиканский специализированный клинический детский ортопедоневрологический реабилитационный центр» РКДОНЦ (пос. Пиганово Владимирской области), Центральный научно-исследовательский институт травматологии и ортопедии ЦИТО им. Н.Н. Приорова (г. Москва) и отделение травматологии Московского областного научно-исследовательского института МОНИКИ им. М.Ф. Владимирского.

В период с 22 марта по 18 апреля 2005 г. на базе РКДОНЦ проведен первый этап сертификационных медицинских испытаний. Аппарат был установлен на пациенте 13 лет с целью растяжения голени левой конечности (рис. 8.48).

По результатам первого этапа сертификационных медицинских испытаний в РКДОНЦ можно сделать следующие выводы.



Рис. 8.48. Фото 13-летнего пациента с аппаратом (стоя)

Во-первых, по сравнению с предварительными медицинскими испытаниями 2002 г. надежность автоматизированного аппарата значительно увеличилась.

Во-вторых, достигнуто непрерывное линейное растяжение костной ткани на 26 мм за 27 дней, что соответствует биологическому (естественному) росту костной ткани. Таким образом, на практике доказано выполнение одного из главных требований, предъявляемых к автоматизированному ортопедическому аппарату.

Анализируя результаты проведенного первого этапа медицинских испытаний, необходимо отметить следующие недостатки аппарата:

1) низкая надежность электрических контактов в разъемах кабеля – тройника, соединяющего индивидуальные провода от двигателей и общий кабель от блока управления приводами (БУПр). Основные причины: некачественный монтаж проводов на разъемах, недостаточная их гибкость, отсутствие жестких кембриков на концах проводов в разъемах;

2) периодические программные нарушения счета количества циклов distraction. Предполагаемые причины: пересечение направлений передачи данных или мест в программной памяти, размещение текущих данных о количестве циклов не в энергонезависимой памяти, нарушение питания от аккумулятора, возможный контакт между проводами во время разрушения пайки;

3) отсутствие возможности угловой фиксации основного стержня в заданном положении относительно неподвижного кольца аппарата;

4) длительный монтаж аппарата на пациенте.

Были выполнены следующие мероприятия по устранению недостатков:

1) заменены имеющиеся провода на более гибкие фторопластовые диаметром 0,35 – 0,5 мм с одновременной посадкой концов в местах пайки в жесткие кембрики;

2) обеспечено хранение данных о количестве отработанных циклов distraction в энергонезависимой памяти EEPROM;

3) разработана конструкция основного стержня, обеспечивающая его угловую фиксацию в заданном положении;

4) уменьшены габаритные размеры всех разъемов на кабеле, соединяющем БУПр и двигателя, а также выполнена жесткая фиксация всех разъемов между собой.

В период с 31 января по 13 марта 2006 г. на базе РКДОНЦ был проведен второй этап сертификационных медицинских испытаний аппарата, он

был установлен на пациенте 17 лет с целью растяжения голени правой конечности (рис. 8.49). Удлинение голени выполнено на величину 34, 20 мм.

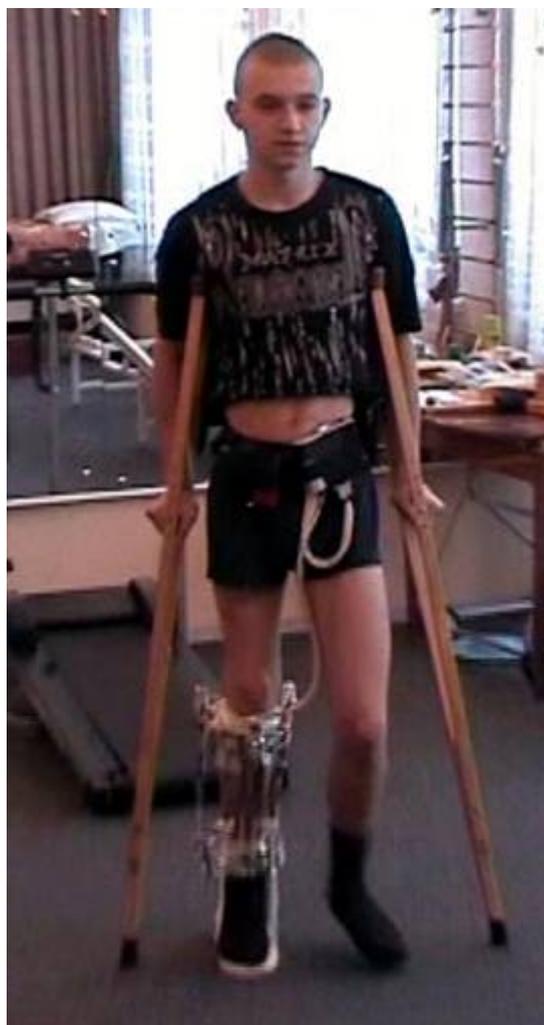


Рис. 8.49. Фото 17-летнего пациента с аппаратом (стоя)

В случае использования аппарата Г.А. Илизарова с ручным приводом нередко случаи, когда при анализе рентгенограммы на регенерате наблюдаются так называемые «костные мозоли», свидетельствующие о неравномерности растяжения костной ткани. Анализ полученной рентгенограммы при использовании аппарата показал, что наблюдается равномерная оптическая плотность костного регенерата на всем протяжении между дистальным и проксимальным отломками кости. Это свидетельствует о благотворном влиянии автоматизированного оптимального темпа дистракции.

Таким образом, успешным проведением второго этапа завершен

комплекс медицинских сертификационных испытаний на базе РКДОНЦ. Результаты испытаний доказали работоспособность и достаточную надежность разработанного во ВлГУ автоматизированного ортопедического аппарата. В ходе проведенных испытаний подтверждены все основные медико-технические требования, предъявляемые к автоматизированному аппарату.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В наши дни, когда, кажется, что невозможно разработать какую-либо принципиально новую механическую передачу, все более актуальными становятся работы, посвященные всестороннему анализу и определению предпочтительных сфер применения уже известных конструкций.

Каждая из областей народного хозяйства предъявляет к передачам собственные требования. Двигатели приобретают новые габаритные, кинематические, динамические параметры.

Это подтолкнуло автора к созданию новых роликвинтовых передач, которые не противопоставляются традиционным передачам винт – гайка, а расширяют арсенал возможных технических решений и позволяют повышать технический уровень.

В связи с наступлением эры нанотехнологий и ужесточением требований к точности приводов интерес к подобным передачам все более увеличивается, а работы, им посвященные, приобретают все большую востребованность.

Материалы, изложенные в данной книге, могут быть полезны при разработке приводов наведения, различного точного технологического оборудования, в микроэлектронике, а также в ортопедии при разработке различного рода аппаратов автоматизированного остеосинтеза.

## ПОСЛЕСЛОВИЕ

*Данная монография – первое посмертное издание, выпущенное после кончины автора Козырева Вячеслава Васильевича при участии его ученика Федотова Олега Владимировича, кандидата технических наук, доцента кафедры теоретической и прикладной механики Владимирского государственного университета и жены Козыревой Татьяны Николаевны, учителя математики, имеющей звание «Отличник народного просвещения».*

*От издательства*

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК\*

1. Решетов, Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1974. – 656 с.
2. Павлов, Б.И. Шариковинтовые механизмы в приборостроении / Б.И. Павлов. – Л. : Машиностроение, 1986. – 134 с.
3. Пат. 2556572 США, НКИ 74.424.8.
4. А.с. 199606 СССР, МКИ F16 Н 25/20. Винтовая передача качения / А.И. Гринченко, Ю.П. Григорьев (СССР).
5. Бушенин, Д.В. Несоосные винтовые механизмы / Д.В. Бушенин. – М. : Машиностроение, 1985. – 112 с.
6. Ефремова, Г.Л. К определению коэффициента полезного действия роликовых винтовых механизмов / Г.Л. Ефремова // Теория передач в машинах. – М. : Наука, 1971. – С. 96 – 101.
7. Пат. 1490113 Великобритания, МКИ F16 Н 25/22.
8. Пат. 4576057 США, МКИ F16 Н 25/22, 1984.
9. Козырев, В.В. Планетарные механизмы преобразования вращательного движения в поступательное / В.В. Козырев // Вестник машиностроения. – 1983. – № 10. – С. 14 – 17.
10. Пат. 2683379 США, НКИ 74.424.8, 1950.
11. Каталог роликовинтовых и шариковинтовых передач, выпускаемых фирмой «La technique integrale» под торговой маркой «Transrol». – France imp. Maistrello/Chambery, 1970. – 50 с.
12. Марголин, Л.В. Планетарная передача винт – гайка качения с резьбовыми роликами / Л.В. Марголин // Станки и инструмент. – 1970. – № 1. – С. 42 – 43.
13. А.с. 335468 СССР, МКИ F16 Н 1/32. Планетарная передача винт – гайка / Л.В. Марголин (СССР), 1972.
14. Пат. 1204487 ФРГ, МКИ F06 Н, 1963.
15. Пат. 3.861.221 США, НКИ 74.424.8.
16. Пат. 1931861 ФРГ, МКИ F16 Н 25/22.
17. Перель, Л.Я. Подшипники качения : справочник / Л.Я. Перель. – М. : Машиностроение, 1983. – 543 с.
18. Несоосные и планетарные резьбовые передачи в машиностроении и приборостроении : тез. докл. науч.-техн. семинара / под ред. Д.В. Бушенина ; Владим. политехн. ин-т. – Владимир, 1973. – 146 с.
19. Проектирование механических передач следящего привода : метод.

---

\* Приводится в авторской редакции.

рекомендации / Владим. политехн. ин-т ; сост.: Б.В. Новоселов, Д.В. Бушен-нин. – Владимир, 1980. – 172 с.

20. Попов, Б.К. Проектирование планетарных роликовинтовых механизмов по требованиям к выходному перемещению и коэффициенту полезного действия : автореф. дис. ... канд. техн. наук / Попов Б.К.; Владим. политехн. ин-т. – Владимир, 1987. – 24 с.

21. Петриченко, В.Н. Научное направление в технике – приоритетное развитие / В.Н. Петриченко, Г.Г. Коваленко, В.И. Святошнюк // Приводная техника. – 1996. – № 10. – С. 5 – 9.

22. Якушев, А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения : учеб. для вузов / А.И. Якушев, Л.Н. Воронцов, Н.М. Федотов. – М. : Машиностроение, 1986. – 352 с.

23. Козырев, В.В. Сравнение шариковых и роликовых передач винт – гайка / В.В. Козырев // Вестник машиностроения. – 1983. – № 11. – С. 30 – 34.

24. А.с. 832178 СССР, МКИ F16 H 25/22. Планетарная передача винт – гайка качения / В.В. Козырев, П.Б. Колов (СССР), 1978.

25. Козырев, В.В. Роликовинтовые передачи – перспективные наукоемкие компоненты общемашиностроительного применения / В.В. Козырев // Приводная техника. – 1997. – № 5. – С. 28 – 30.

26. А.с. 739289 СССР, МКИ F16 H 1/34. Планетарная винтовая передача качения / В.В. Козырев, Н.И. Дмитриев, В.В. Алексеев (СССР), 1976.

27. А.с. 968542 СССР, МКИ F16 H 1/34. Планетарная передача винт – гайка качения / В.В. Козырев (СССР), 1978.

28. А.с. 1330373 СССР, МКИ F16 H 1/34. Планетарная винтовая передача качения / В.В. Козырев (СССР), 1985.

29. Современные винтовые механизмы / В.Г. Беляев [и др.] // Приводная техника. – 1998. – № 7. – С. 2 – 5.

30. А.с. 1707851, МКИ F16 H 1/34. Механизм подачи / В.В. Козырев (СССР), 1985.

31. А.с. 129422 СССР / Б.В. Новоселов, В.В. Козырев, П.Б. Колов, Н.П. Абарихин (СССР), 1978.

32. А.с. 144769 СССР / Б.В. Новоселов, В.В. Козырев (СССР), 1979.

33. Пальмгрен, А. Шариковые и роликовые подшипники / А. Пальмгрен. – М. : Машгиз, 1949. – 123 с.

34. Ковалев, М.П. Расчет высокоточных шарикоподшипников / М.П. Ковалев, М.З. Народецкый. – М. : Машиностроение, 1980. – 373 с.

35. Спришевский, А.И. Подшипники качения / А.И. Спришевский. – М. : Машиностроение, 1969. – 632 с.

36. Козырев, В.В. Сравнение жесткости шариковых и роликовых передач винт – гайка / В.В. Козырев // Вестник машиностроения. – 1987. – № 5. – С. 38 – 41.
37. Проектирование винтовых механизмов : метод. рекомендации / сост.: Владим. политехн. ин-т ; Д.В. Бушенин [и др.]. – Владимир, 1979. – 126 с.
38. SKF® roller screws. Catalogue n° 4351/7 E. June 2002. Printed in France. 62 p.
39. Козырев, В.В. Сравнение параметров шариковых и роликовых передач винт – гайка / В.В. Козырев // Станки и инструмент. – 1990. – № 5. – С. 30 – 33.
40. Hill Roger Gettis. Why high inertial DC servos are supplanting hydraulic drives on machine tool slides // Proc. 14th Int. Mash. Tool Des. and Res. Conf., Manchester, 1973. – London, 1974. – P. 447 – 451.
41. Свечарник, Д.В. Линейный электропривод / Д.В. Свечарник. – М. : Энергия, 1979. – 56 с.
42. А.с. 1308135 СССР, МКИ Н02 К 41/07. Линейный электродвигатель (его варианты) / В.В. Козырев (СССР), 1983.
43. Электрические двигатели с гладким якорем для систем автоматики / Ю.К. Васильев [и др.]. – М. : Энергия, 1979. – 176 с.
44. Эффективность применения высокомоментных двигателей в станкостроении / Э.Г. Королев [и др.]. – М. : Машиностроение, 1981. – 144 с.
45. Кенио, Т. Двигатели постоянного тока с постоянными магнитами : пер. с англ. / Т. Кенио. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 184 с.
46. Беленький, Ю.М. Выбор и программирование параметров безконтактного моментного привода / Ю.М. Беленький, А.Г. Микеров. – Л. : ЛДНТП, 1990. – 24 с.
47. Кенио, Т. Шаговые двигатели и их микропроцессорные системы управления : пер. с англ / Т. Кенио. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – 200 с.
48. Козырев, В.В. Особенности применения роликовинтовых передач как исполнительных механизмов станков и роботов / В.В. Козырев // Приводная техника. – 1998. – Окт. – нояб. – С. 33 – 37.
49. Козырев, В.В. Электромеханический привод на базе роликовинтовых передач как элемент мехатронной системы автомобиля / В.В. Козырев, Д.А. Соцков, А.Ю. Овчинников // Мехатроника. – 2000. – № 7. – С. 30 – 34.
50. Терамати, М. Позиционирующий стол с дифференциальной подачей, обеспечивающей точность 0,1 мкм / М. Терамати // «Ое кикай коганц». – 1987. – Т. 28. – № 8. – С. 90 – 94.

51. Оптические и инфракрасные телескопы 90-х годов : пер. с англ. / под ред. К. Хьюит. – М. : Мир, 1983. – 292 с.
52. Разработка высокоточных приводов линейного перемещения на базе роликовинтовых передач / В.В. Козырев [и др.] // Проблемы конверсии, разработка и испытания приборных устройств : материалы Междунар. науч.-техн. конф. / МГТУ им. Баумана. – М., 1993. – С. 28.
53. Использование планетарных роликовинтовых механизмов в нанотехнологических комплексах / А.В. Денисов [и др.] // Тез. докл. Второй междунар. конф. по нанотехнологии / НИИ «Дельта». – М., 1993. – С. 44 – 45.
54. Беляев, Н.И. Выбор двигателя и редуктора следящих систем / Н.И. Беляев, В.Д. Нагорский. – М.: Машиностроение, 1972. – 150 с.
55. Ратмиров, В.А. Повышение точности и производительности станков с программным управлением / В.А. Ратмиров, И.Н. Чурин, С.П. Шмунтер. – М. : Машиностроение, 1970. – 343 с.
56. Проектирование следящих систем / Л.В. Рабинович [и др.]. – М. : Машиностроение, 1969. – 499 с.
57. Автономный ортопедический аппарат автоматизированного остеосинтеза как мехатронная система / В.В. Козырев [и др.] // Мехатроника, автоматизация, управление. – 2002. – № 4. – С. 41 – 44.
58. Козырев, В.В. Реализация и анализ микропроцессорных систем управления для автономных ортопедических аппаратов автоматизированного остеосинтеза / В.В. Козырев, Ю.Е. Мишулин, О.В. Федотов // Привод и управление. – 2001. – № 4. – С. 11 – 14.
59. Роликовинтовая пара : проспект / Минавтосельхозпром. – М., 1989. – 7 с.
60. Экспериментальное исследование привода на базе передачи с длинными резьбовыми роликами и шагового электродвигателя / В.В. Козырев [и др.] // Станки и инструмент. – 1995. – № 7. – С. 14 – 16.
61. Привод вертикального наведения на базе передачи винт – гайка с длинными резьбовыми роликами / Б.В. Новоселов [и др.] // Оборонная техника. – 1983. – № 4. – С. 25 – 30.

*Научное издание*

КОЗЫРЕВ Вячеслав Васильевич

КОНСТРУКЦИИ, ТЕОРИЯ И МЕТОДИКА  
ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ИССЛЕДОВАНИЯ  
ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ ВИНТ – ГАЙКА  
С РЕЗЬБОВЫМИ РОЛИКАМИ  
И МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ НА ИХ БАЗЕ

Редактор Е.А. Амирсейидова

Подписано в печать 11.04.11.  
Формат 60x84/16. Усл. печ. л. 13,95 . Тираж 100 экз.

Заказ

Издательство

Владимирского государственного университета.  
600000, Владимир, ул. Горького, 87.