ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН
КОНСТРУКЦИИ РОЛИКОВИНТОВЫХ ПЕРЕДАЧ
И МЕТОДИКА ИХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
Учебное пособие

Содержит описание конструкций, методики проектирования и исследования роликовинтовых передач, относящихся к передачам винт – гайка качения и предназначенных для преобразования вращательного движения в поступательное.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 5

Глава 1. ОБЗОР РАЗРАБОТОК ПО РОЛИКОВИНТОВЫМ ПЕРЕДАЧАМ. ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ ПЕРЕДАЧ 6

1.1. Конструкции известных передач винт – гайка 6

1.2. Анализ характеристик известных роликовинтовых передач и требований, предъявляемых к передаче в составе привода 15

1.3. Обзор известных методик проектирования роликовинтовых передач 17

1.4 Направления исследований по роликовинтовым передачам 18

Глава 2. РАЗРАБОТКА НОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ РОЛИКОВИНТОВЫХ ПЕРЕДАЧ И ПРИВОДОВ НА ИХ БАЗЕ 21

2.1. Анализ кинематики роликовинтовых передач 21

2.2. Определение числа роликов по условиям сборки 27

2.3. Новые конструкции роликовинтовых передач 28

2.4. Конструкции электроприводов на базе роликовинтовых передач 34

Глава 3. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЕРЕДАЧ 37

3.1. Динамическая грузоподъемность и долговечность 37

3.2. Статическая грузоподъемность 39

3.3. Жесткость 40

3.4. Коэффициент полезного действия 41

3.5. Момент инерции 42

3.6. Классы точности передач 42

Глава 4. СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПЕРЕДАЧ ВИНТ – ГАЙКА РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ 45

4.1. Передаточное отношение 45

4.2. Динамическая грузоподъемность 45

4.3. Статическая грузоподъемность 50

4.4. Жесткость 53

4.5. Коэффициент полезного действия 53

4.6. Момент инерции 54

4.7. Кинематическая точность 55

4.8. Миниатюризация 56
4.9. Выводы 57

Глава 5. СОГЛАСОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧ ВИНТ – ГАЙКА И ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ 58
5.1. Анализ соответствия параметров электродвигателей и передач винт – гайка 58
5.2. Выбор передаточного отношения 68
5.3. Методика предварительного (приближенного) проектирования электромеханического привода с передачей винт – гайка 70

Глава 6. РЕАЛИЗАЦИЯ РАЗРАБОТОК ПО РОЛИКОВИНТОВЫМ ПЕРЕДАЧАМ И ПРИВОДАМ НА ИХ БАЗЕ 77

Глава 7. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РОЛИКОВИНТОВЫХ ПЕРЕДАЧ И ПРИВОДОВ НА ИХ БАЗЕ 80
7.1. Экспериментальное исследование передачи с короткими резьбовыми роликами РВП 48х8 80
7.2. Экспериментальное исследование КПД передачи с длинными резьбовыми роликами РВПД 12,6х0,1 87
7.3. Экспериментальные исследования приводов на базе передач с длинными резьбовыми роликами РВПД 21,6х0,1 и шаговых электродвигателей 89
7.4. Испытание следящего привода на базе передачи с длинными резьбовыми роликами РВПД 30х1 93

Вопросы для повторения 96

Заключение 97

Библиографический список 98

ПРЕДИСЛОВИЕ

Учебное пособие “Конструкции роликовинтовых передач и методика их проектирования” может быть использовано при изучении курсов «Основы конструирования и детали машин», «Прикладная механика» и подобных курсов.

Учебники по названным курсам подробно освещают конструкции и методику 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 их качество 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. Данное учебное пособие призвано в определенной степени восполнить этот пробел.

Изложенный материал основывается на тридцатилетнем опыте автора по разработке, проектированию, исследованию и реализации роликовинтовых передач и приводов на их базе.

Глава 1. ОБЗОР РАЗРАБОТОК ПО РОЛИКОВИНТОВЫМ ПЕРЕДАЧАМ. 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, состоящая из винта 1 и гайки 2 (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 является разработка и применение конструкций передач винт – гайка с промежуточными телами качения.

С 20 – 30-х годов прошлого столетия в промышленности стали применять шариковинтовые передачи (рис.1.2) [1, 2]. Шариковинтовая передача состоит из винта 1, шариков 2 и гайки 3. 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.

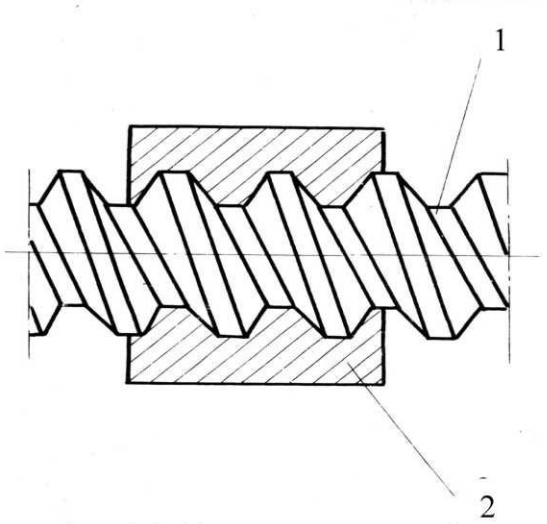


Рис. 1.1. Передача винт – гайка скольжения:
1 – винт; 2 – гайка

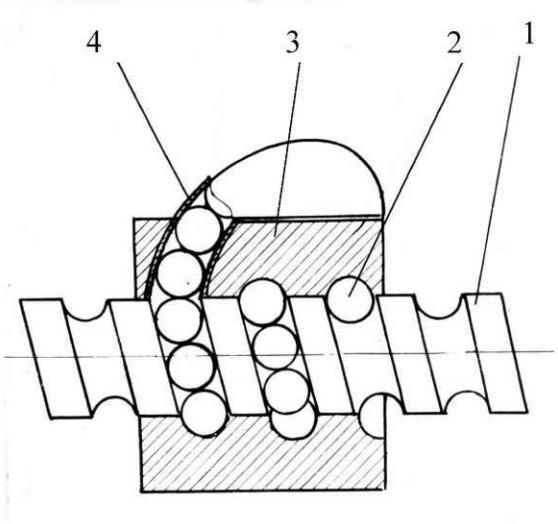


Рис. 1.2. Шариковинтовая передача:
1 – винт; 2 – шарики; 3 – гайка;
4 – механизм возврата

Достоинства шариковинтовой передачи – высокий КПД, высокая точность и долговечность. Однако постоянно растущие требования к передачам винт – гайка со стороны привода выявили определенные ограничения шариковинтовых передач, в частности по редукции, 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 годов 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 и которая 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]. Основной недостаток 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.

Отличительной особенностью рассматриваемых нами роликовинтовых передач является использование в качестве промежуточных тел качения резьбовых роликов, 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 их число равно числу витков резьбы ролика.

Роликовинтовая передача, так же, как и шариковинтовая, относится к многопоточным передачам, в резьбовых сопряжениях которых усилие передается через большое число параллельно нагруженных точек контактов.

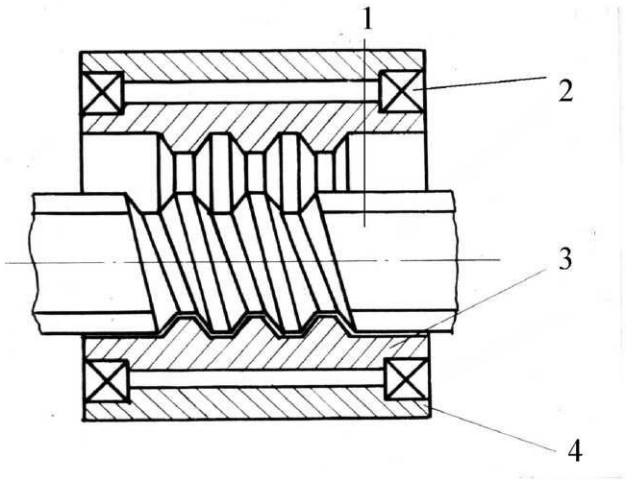


Рис. 1.3. Несоосная передача:
1 – винт; 2- подшипники; 3 – гайка; 4 – корпус

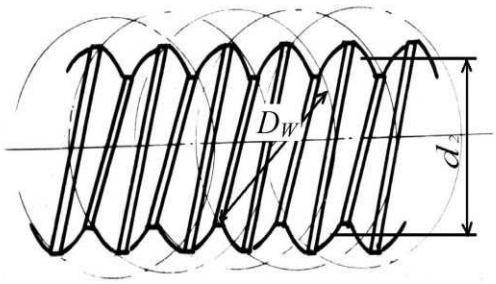


Рис. 1.4. Резьбовой ролик:
d_2 – средний диаметр резьбы;
D_W – приведенный диаметр резьбы

Известны передачи 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 передаче на рис. 1.6 [7] винт сопрягается с резьбовыми роликами, установленными в водиле 3 на подшипниках 4. При вращении винта и 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 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, 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 нецелесообраз-

ность из-за отсутствия преимуществ по кинематическим и прочностным характеристикам перед известными передачами типа Transrol была описана в статье [9] в 1983 г. до подачи заявки США.

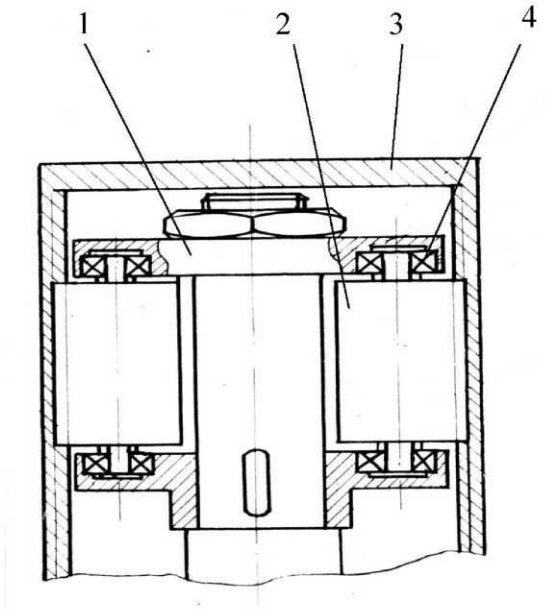


Рис. 1.5. Передача водило с резьбовыми роликами – гайка-шток:
1 – водило; 2 – резьбовые ролики;
3 – гайка-шток; 4 – подшипники

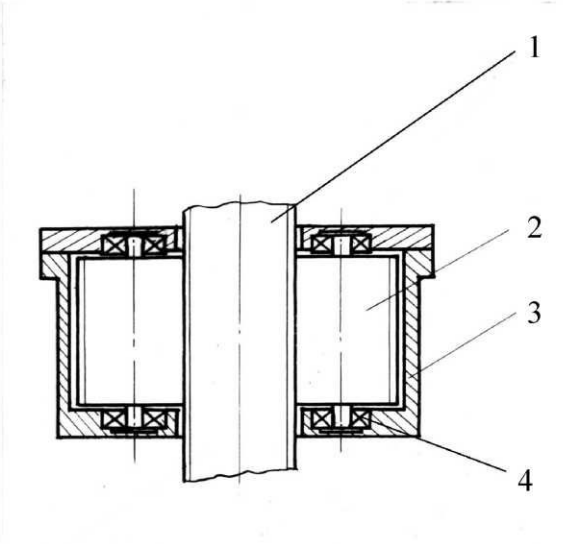


Рис. 1.6. Передача винт – водило с резьбовыми роликами:
1 – винт; 2 – резьбовые ролики;
3 – водило; 4 – подшипники

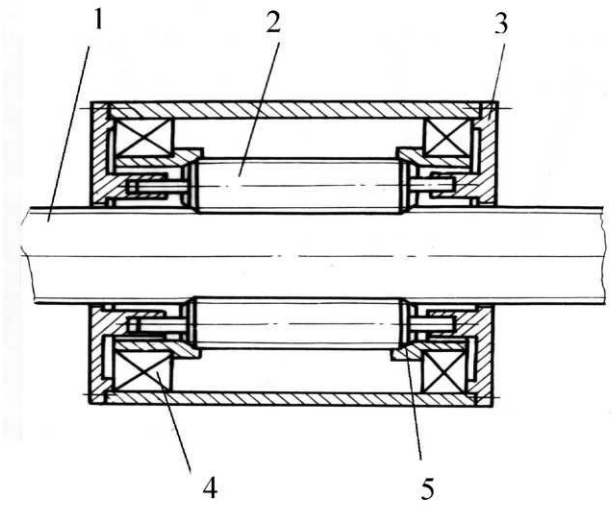


Рис. 1.7. Передача винт – водило с резьбовыми роликами – конические кольца:
1 – винт; 2 – резьбовые ролики; 3 – водило;
4 – подшипники; 5 – конические кольца

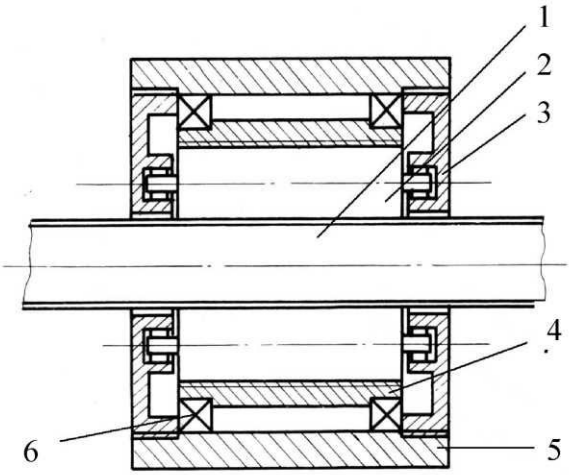


Рис. 1.8. Передача винт – неподвижное водило с резьбовыми роликами с кольцевой нарезкой – гайка с кольцевой нарезкой: 1 – винт; 2 – резьбовые ролики;
3 – водило; 4 – гайка; 5 – корпус;
6 – подшипники

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 габариты подшипников, а вместе с ними габариты передачи. Поэтому можно считать, что среди известных передач наряду с шариковинтовыми передачами наиболее перспективными для практического применения являются планетарные передачи винт – гайка с резьбовыми роликами (рис.1.9).

Планетарная передача с короткими роликами типа SR (см. рис. 1.9) [1, 10 – 12], изобретенная Страндгреном в 1950 г. и выпускаемая рядом зарубежных фирм серийно, в том числе фирмой «La technique integrale» под торговой маркой «Transrol», 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 коротких роликов соответствует длине гайки. Для предотвращения выкатывания роликов из гайки углы подъема резьбы на гайке и роликах выполняются одинаковми. Для предотвращения проскальзывания роликов вдоль витков резьбы гайки и для 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. Для выборки зазоров в резьбе гайки выполняют из двух половин (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.

Другая конструкция, предложенная Страндгреном в 1950 г. [10], показана на рис. 1.11. 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.

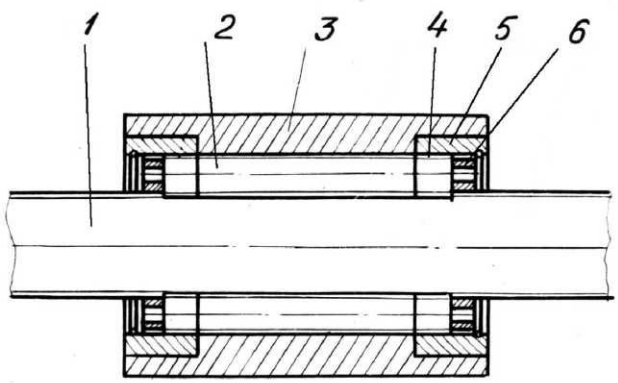


Рис. 1.9. Планетарная передача винт – гайка с короткими резьбовыми роликами: 1 – винт; 2 – резьбовые ролики; 3 – гайка; 4 – зубчатые венцы ролика; 5 – зубчатые венцы гайки; 6 – сепаратор

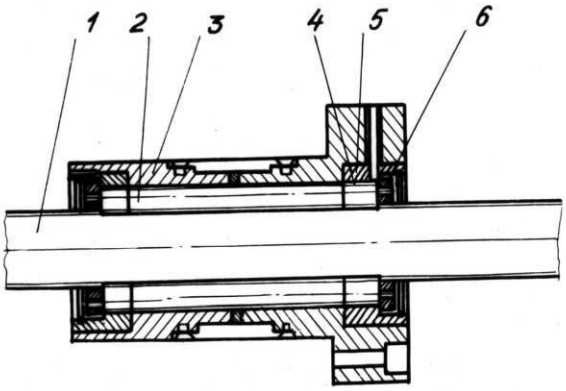


Рис. 1.10. Передача винт – гайка с короткими резьбовыми роликами и двумя полугайками с выборкой зазора: 1 – винт; 2 – резьбовые ролики; 3 – гайка; 4, 5 – зубчатые венцы; 6 – сепаратор

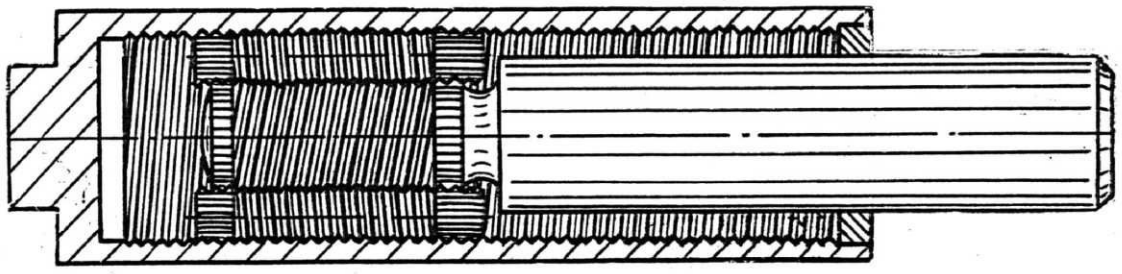


Рис. 1.11. Передача Страндгрена (вторая конструкция) с осевым перемещением гайки относительно блока роликов и винта

В ЭНИМС (г. Москва) Л.В. Марголиным была разработана планетарная передача с короткими роликами (рис. 1.12) [13], в которой для предотвращения проскальзывания роликов вдоль витков резьбы гайки в отличие от передачи 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 такого 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.

Кроме передач типа SR (см. рис. 1.9) зарубежными фирмами выпускаются серийно передачи типа SV [11] . Передача типа SV (рис. 1.13) состоит из винта и гайки с одно- или двухзаходной резьбой линейчатого профиля и резьбовых роликов-сателлитов 2 с кольцевой треугольной резьбой выпуклого профиля. Ролики установлены в пространственном сепараторе 4.

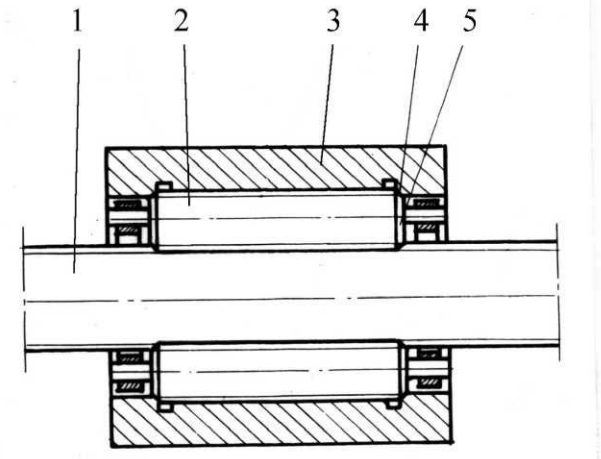


Рис. 1.12. Передача с короткими резьбовыми роликами с осевыми ограничителями осевого перемещения роликов относительно гайки: 1 – винт; 2 – резьбовые ролики; 3 – гайка;
4 – буртики с коническими фасками на

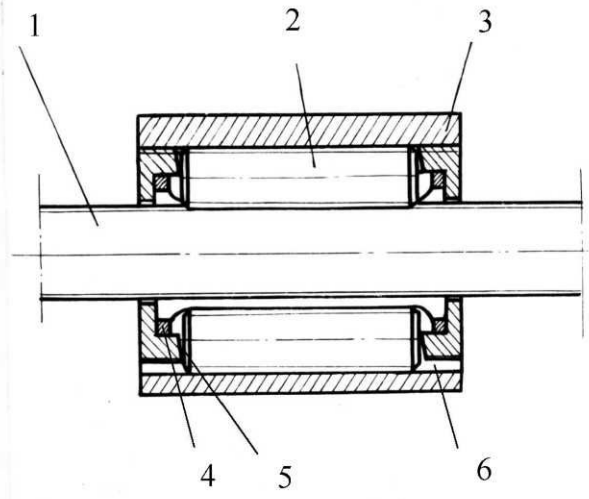


Рис. 1.13. Передача с короткими резьбовыми роликами с рециркуляцией роликов: 1 – винт; 2 – резьбовые ролики; 3 – гайка; 4 – пространственный сепаратор; 5 – кулачок; 6 – продольный паз в гайке

гайке; 5 – конические фаски роликов

При движении ролики смещаются в осевом направлении относительно гайки, и для их возвращения 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, но такая передача обеспечивает более высокую редукцию, чем передача типа SR.

В передачах с короткими роликами (см. рис.1.9, 1.10, 1.12) 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. 1.14 [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 стороны, 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.1.14, 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 габаритах, усложненной конструкции, повышенной циклической погрешности, определяемой набором зубчатых колес, а также в по-

вышенных потерях на трение скольжения в сопряжении водила с цапфами роликов и на трение скольжения роликов вдоль витков резьбы винта.

Известны конструкции передач с короткими ступенчатыми роликами (рис.1.15) [15]. Эти передачи обеспечивают получение весьма высокой редукции. Однако при возможном проскальзывании роликов вдоль витков резьбы винта резко изменяется передаточное отношение.

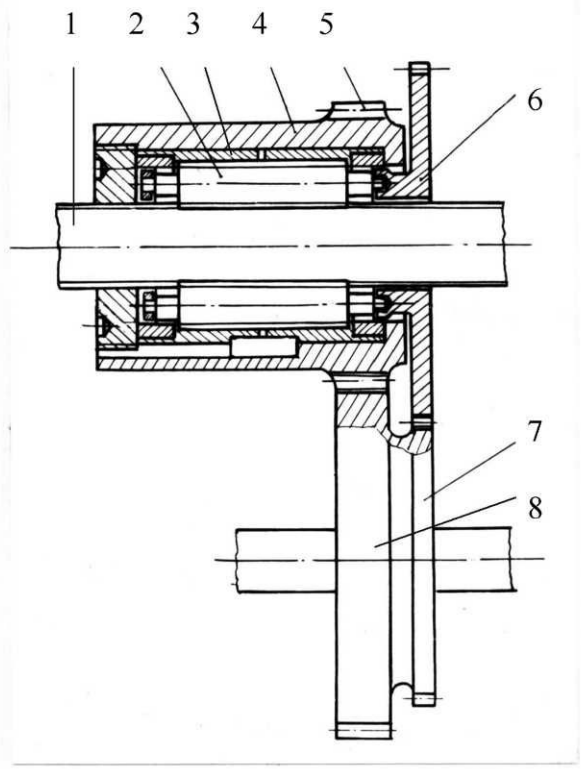


Рис. 1.14. Передача с короткими резьбовыми роликами с дополнительными связями в виде зубчатых зацеплений:
1 – винт; 2 – ролик; 3 – гайка; 4 – корпус гайки; 5 – зубчатый венец корпуса; 6 – водило с зубчатым венцом; 7, 8 – венцы блока зубчатых колес

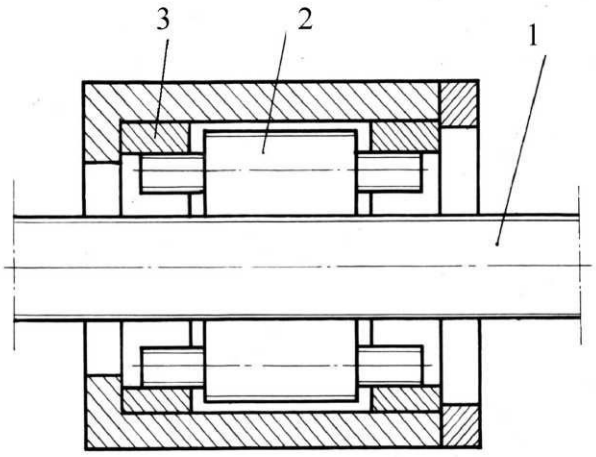


Рис. 1.15. Передача винт – гайка со ступенчатыми резьбовыми роликами

Для больших длин перемещения разработана червячно-реечная передача [16]. В червячно-реечной передаче с резьбовыми роликами (рис. 1.16) 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, роликов и полугайки 3. При вращении винта этот блок перемещается вдоль рейки – полугайки 4.

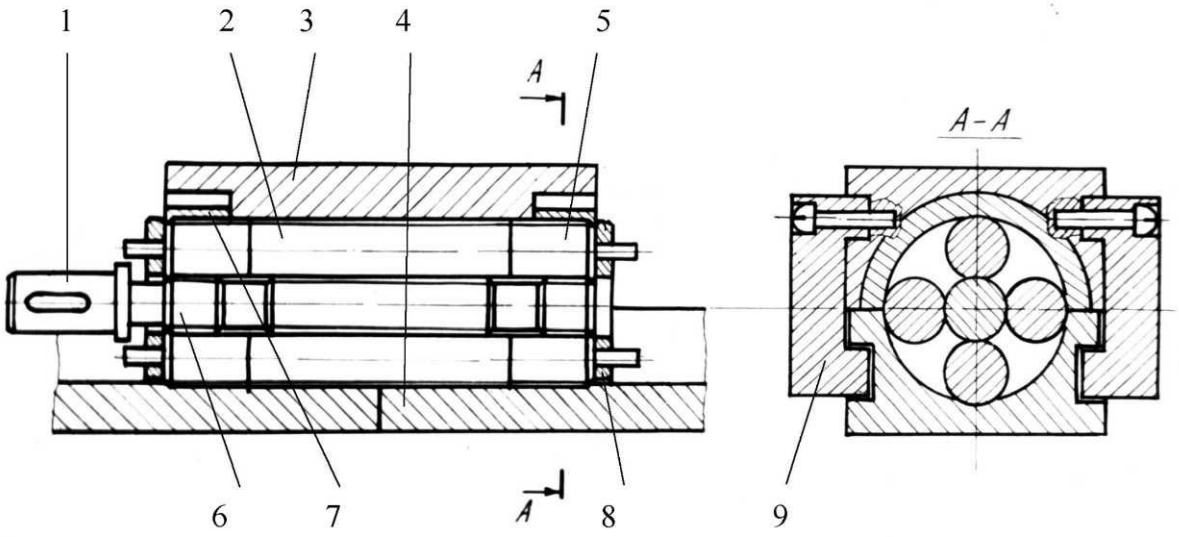


Рис. 1.16. Червячно-реечная передача с резьбовыми роликами:
1 – винт; 2 – резьбовые ролики; 3 – полугайка опорная; 4 – полугайка-рейка;
5 – зубчатые венцы роликов; 6 – зубчатые венцы винта; 7 – полувенцы;
8 – сепараторы; 9 – прижимные планки

В рассмотренной конструкции из-за погрешностей положения осей роликов в сепараторе, из-за зазоров между цапфами роликов и отверстиями под эти цапфы, из-за 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.

1.2. Анализ характеристик известных роликовинтовых передач 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 роликовинтовых передач целесообразно принять в качестве базового изделия широко применяемую шариковинтовую передачу.

Диапазон выбора стабильного передаточного отношения шариковинтовых передач узок. Обычно величины перемещения гаек за оборот винта составляют 5, 10, 20 мм. Для возможности выбора оптимального передаточного отношения необходимо расширение этого диапазона. Известные роликовинтовые передачи 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 роликовинтовых передач по сравнению с шариковинтовыми передачами позволяет повысить производительность машин и оборудования на базе роликовинтовых передач.

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

Приведенные моменты инерции шариковинтовых передач и передач с короткими роликами при одинаковых диаметрах винтов практически не отличаются. При одинаковой грузоподъемности приведенный момент инерции передачи с короткими роликами меньше приведенного момента инерции шариковинтовой передачи. Стремление уменьшить время разгона и торможения привода требует дальнейшего уменьшения приведенного момента инерции передач, в особенности в приводах с малоинерционными двигателями.

Жесткость роликовинтовых передач выше жесткости шариковинтовых передач, но требования к передаче как динамическому звену следяще-

го привода обусловливают поиск новых возможностей повышения жесткости и снижения момента инерции передач.

При одинаковых классах точности резьб кинематические точности шариковинтовых и роликовинтовых передач практически не отличаются. Недостаток шариковинтовых передач – 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.

Роликовинтовые передачи, так же как и шариковинтовые передачи, относятся к передачам смешанного трения: трения качения и трения скольжения.

КПД роликовинтовых передач без натяга гаек и при малой нагрузке ниже КПД шариковинтовых передач. Однако при натяге или значительной нагрузке в шариковинтовых передачах без сепараторных шариков возникает существенное трение в точках контакта соседних 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 шариковинтовых передач пятна контактов в резьбовых сопряжениях из-за более тесного контакта и из-за меньшего числа точек контактов получаются большими по размеру, чем в роликовинтовых передачах, что ведет к увеличению момента сил трения [17]. Поэтому при натяге или существенной нагрузке различие КПД шариковинтовых и роликовинтовых передач уменьшается. Требования снижения энергозатрат и повышения плавности работы побуждают к поискам путей уменьшения сил трения в передачах.

Таким образом, требования к передачам в составе привода оказываются существенно выше, чем возможности шариковинтовых передач и передач с короткими роликами типа SR, SV.

1.3. Обзор известных методик проектирования роликовинтовых передач

Планетарная передача винт – гайка с короткими резьбовыми роликами (см. рис. 1.9 – 1.11) была изобретена в 1950 г. Страндгреном [10]. Даль-

нейшее совершенствование этой конструкции проводилось во Франции, США, Швейцарии, ФРГ [7, 11, 12, 14].

В нашей стране роликовинтовые передачи впервые были рассмотрены в работах Д.Н. Решетова [1], Б.И. Павлова [2], Л.В. Марголина [12]. Марголиным [12] были рассмотрены конструкция и кинематика передач SR. 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 роликовинтовых передач. В работах Б.В. Новоселова [18, 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 роликовинтовых передач с короткими роликами типа SR у швейцарской фирмы "Precision Drive Systems SA" и с 1988 г. налажен серийный выпуск этих передач.

В настоящее время в нашей стране разработкой и исследованием роликовинтовых передач, кроме коллективов Владимирского государственного университета (один коллектив под руководством автора, а другой – под руководством проф. В.В. Морозова), занимается коллектив кафедры “Детали машин” МГТУ под руководством проф. О.А. Ряховского.

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 роликовинтовых передач, как высокая несущая способность и жесткость при высокой 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 допусков на изготовление сопряженных резьб, 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 резьб 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 роликовинтовой) как динамического звена следящего привода.

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

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

Таким образом, необходимость существенного повышения показателей качества роликовинтовых передач 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 нашему мнению, 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 роликовинтовых передач являются:

а) разработка новых эффективных конструкций и систематизация роликовинтовых передач;

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 резьб, 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 РОЛИКОВИНТОВЫХ ПЕРЕДАЧ И ПРИВОДОВ НА ИХ БАЗЕ

Как отмечалось в разд.1.3, уровень требований к передачам в составе привода постоянно растет. В частности, требуется высокая редукция (перемещение гайки 0,1 мм и менее за оборот винта), возможно, большие грузоподъемность и долговечность, возможно, меньший момент инерции, повышенная жесткость и кинематическая точность. Требованиям улучшения отдельных показателей могут удовлетворять новые специальные конструкции роликовинтовых 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 роликовинтовых передач в целом.

Одним из главных достоинств разработанных автором роликовинтовых 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 роликовинтовых передач за счет соответствующего выбора параметров резьбовых сопряжений следуют из анализа кинематики роликовинтовых передач.

2.1. Анализ кинематики роликовинтовых передач

Обозначим (рис. 2.1):

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 “-“);

ω_1 – угловая скорость винта.

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

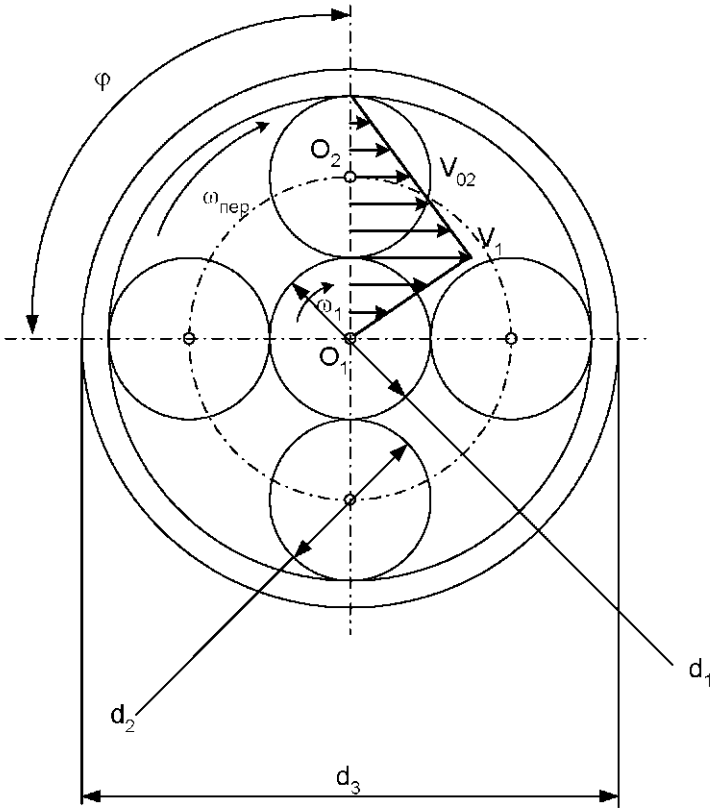


Рис. 2.1. Кинематическая схема РВП

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.

Окружная скорость точки контакта винта

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

Скорость оси ролика в переносном вращении

$$V_{o2}=V_1/2=\omega_1 d_1/4.$$

Тогда угловая скорость переносного вращения оси ролика

$$\omega_{\text{пер}} = \frac{2V_{o2}}{d_1 + d_2} = \frac{\omega_1}{2}\frac{k}{k+1},$$

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

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

обращенная угловая скорость гайки

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

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

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

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

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

осевая скорость гайки относительно ролика

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

Если в выражениях линейных скоростей подставить $\omega_1 = \frac{2\pi}{T_1}$, где T_1 – время полного оборота винта, то получим:

$$V_{21}T_1= \frac{P2\pi}{2\pi}\frac{k+2}{2(k+1)}(z_1 + kz_2),$$

или осевое перемещение ролика относительно винта за оборот винта

$$S_{21}=\frac{P}{2}\frac{k+2}{k+1}(z_1 + kz_2); \qquad (2.1)$$

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

или осевое перемещение гайки относительно ролика за оборот винта

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

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 передачах с короткими 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 с резьбовыми роликами (см. 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 $(z_1 + z_2 k)P$ 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.

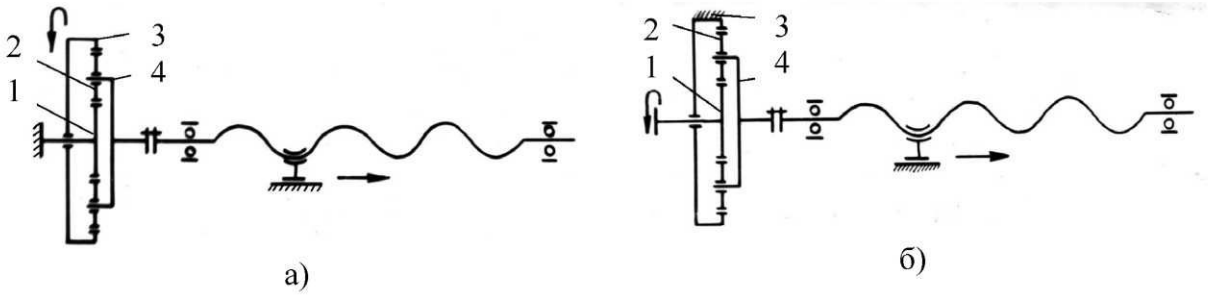


Рис. 2.2. Эквивалентные схемы РВП, соответствующие первому способу (а) и второму способу (б) получения осевого перемещения:
1 – солнечное колесо; 2 – сателлиты; 3 – коронное колесо; 4 – водило

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 пе-

редаточное 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: $u_2 \le 10$, т.е. у нетрадиционной роликовинтовой передачи величина перемещения гайки за оборот винта $S_{32} \ge 0{,}1P$.

Таким образом, нетрадиционные роликовинтовые передачи обладают более широкими возможностями по увеличению редукции, чем традиционные роликовинтовые передачи типа SR.

Поскольку роликовинтовые передачи 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]:

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

После упрощения (2.3) получим:

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

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

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

С учетом (2.4) и (2.5) условием обеспечения постоянства передаточного отношения передач 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 $k \ge 1$ следует $z_1 = z_3 \ge 3$, т.е. $S_1 \ge 3P$.

Последнее условие еще более ограничивает возможности увеличения редукции в передачах типа SR. В связи с этим нетрадиционные роликовинтовые передачи, 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 $n_р$:

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

где Ц – любое целое число.

Условие, которому должны удовлетворять числа заходов резьб в зависимости от $n_р$, рассмотрено в работе [12]. Обозначим через φ 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 $Pz_3\frac{\varphi}{2\pi}$. Для расположения ролика между винтом и гайкой необходимо, чтобы разность этих сдвигов была кратна шагу резьбы:

$$Pz_1\frac{\varphi}{2\pi} - Pz_3\frac{\varphi}{2\pi} = PЦ.$$

Отсюда $n_р = \frac{2\pi}{\varphi} = \frac{z_1 - z_3}{Ц}$.

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: $n_р < \frac{\pi}{\arcsin\left(\frac{d_2 + P}{d_1 + d_2}\right)}$.

В передаче 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 роликовинтовых передач

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 передач с короткими роликами нами разработана конструкция, в которой в качестве опор вместо стандартных подшипников используются опорные гайки (рис. 2.3) [24].

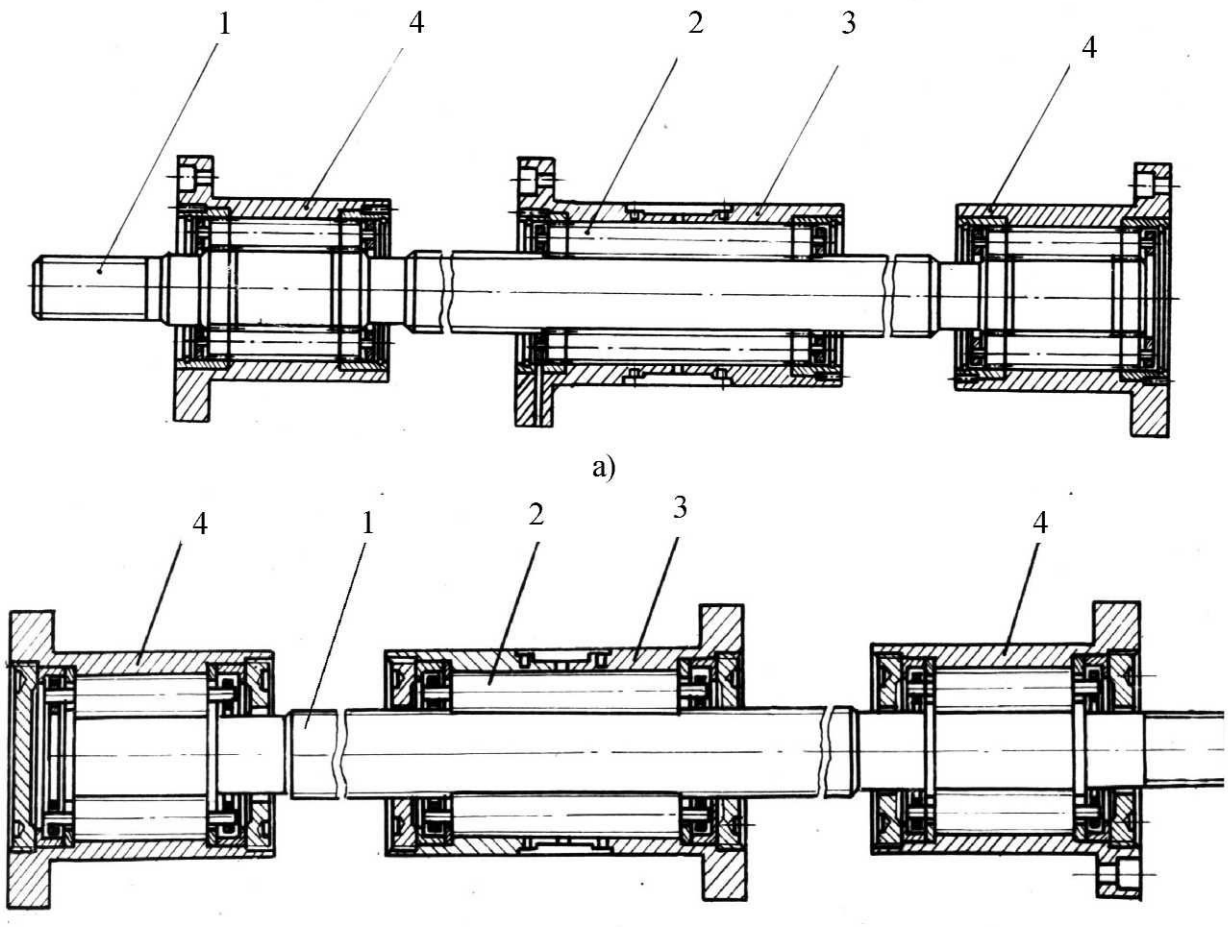


Рис. 2.3. Передачи с короткими резьбовыми роликами с опорными гайками, имеющими дополнительные связи:
а – в виде зубчатых зацеплений опорных участков винта с роликами; б – в виде осевых ограничителей роликов; 1 – винт; 2 – резьбовой ролик; 3 – ходовая гайка; 4 – опорная

гайка

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 резьб 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).

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 передачи с резьбовыми роликами, соответствующие второму способу получения осевого перемещения в передаче.

В 1976 г. автором была предложена передача 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 сопряже-

ния 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). 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.

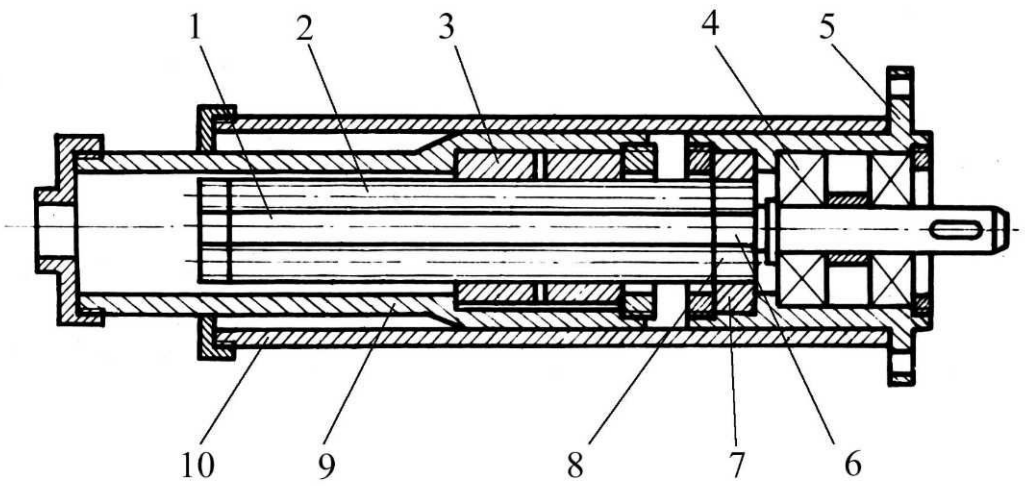


Рис. 2.4. Планетарная передача с длинными резьбовыми роликами и стандартными подшипниками:
1 – винт; 2 – резьбовые ролики; 3 – гайка; 4 – опорный подшипник; 5 – корпус; 6 – зубчатый венец винта; 7 – зубчатый венец корпуса; 8 – зубчатый венец ролика; 9 – шток; 10 – направляющая

В третьем, наиболее совершенном варианте (см. рис. 2.6) осевая нагрузка с ходовой гайки передается через блок винта с длинными резьбо-

выми 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 в отличие от первого варианта (см. рис. 2.4) не ограничивается грузоподъемностью и жесткостью тела винта.

Предложенная автором конструкция получила название планетарной передачи с длинными резьбовыми роликами (РВПД) для отличия от традиционных планетарных передач с короткими резьбовыми роликами (РВПК) типа SR, SV.

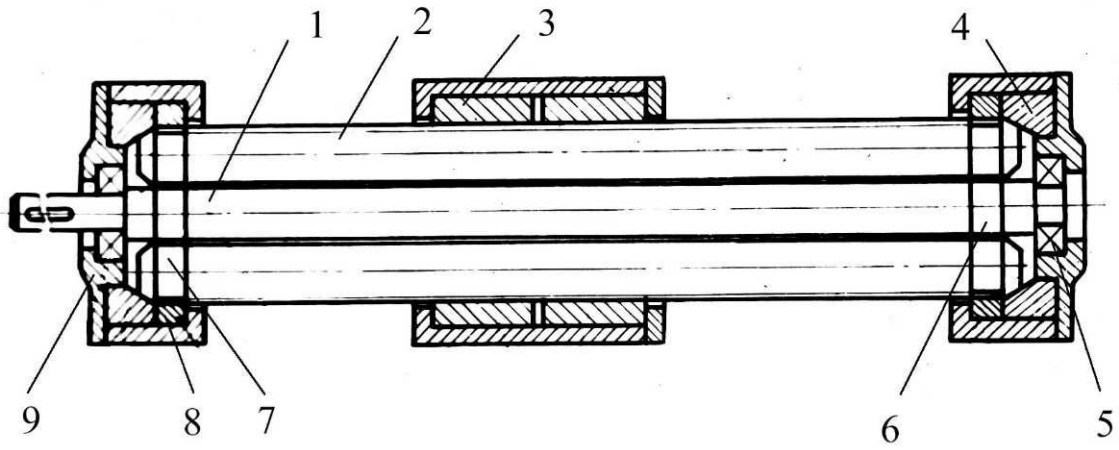


Рис.2.5. Планетарная передача с длинными резьбовыми роликами и опорными кольцами: 1 – винт; 2 – резьбовые ролики; 3 – гайка; 4 – опорное кольцо; 5 – подшипник; 6 – зубчатый венец винта; 7 – зубчатый венец ролика; 8 – зубчатый венец корпуса; 9 – корпус опорный

Планетарная передача с длинными резьбовыми роликами (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. Если про-

вести внешнюю аналогию с планетарными зубчатыми передачами 3К, то винт рассматриваемой передачи соответствует солнечному колесу, ролики – планетарным колесам, опорная гайка – неподвижному коронному колесу, а ходовая гайка – подвижному коронному колесу. 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].

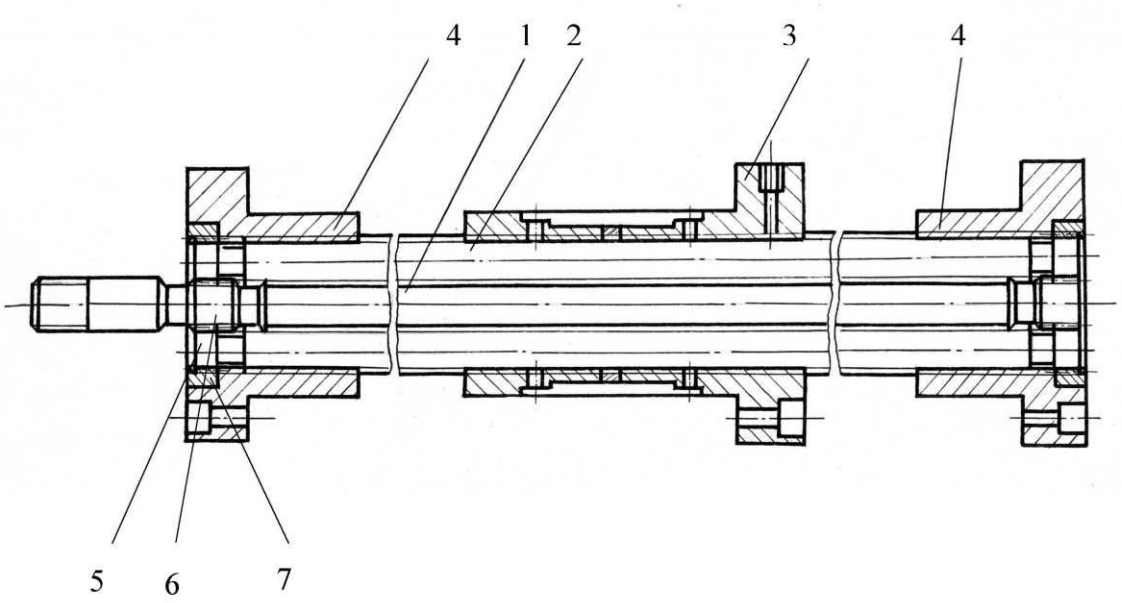


Рис. 2.6. Планетарная передача с длинными резьбовыми роликами и опорными гайками: 1 – винт; 2 – резьбовые ролики; 3 – ходовая гайка; 4 – опорная гайка; 5 – зубчатые венцы роликов; 6 – зубчатые венцы винта; 7 – зубчатые венцы опорных гаек

Более широкие возможности увеличения редукции имеет разработанная автором в 1985 г. передача с длинными ступенчатыми роликами, показанная на рис. 2.7 [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.

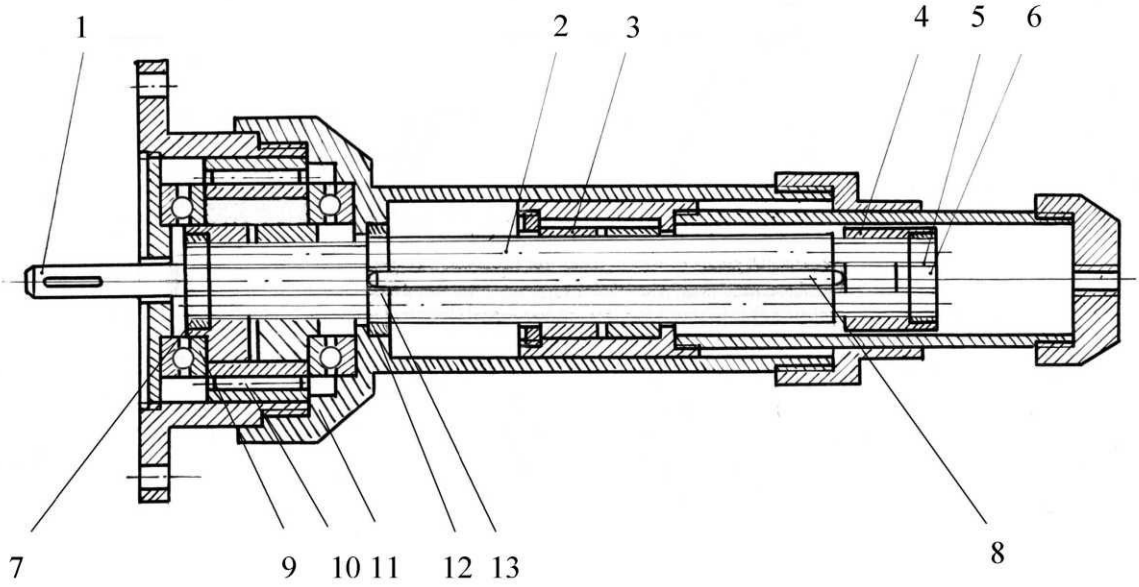


Рис. 2.7. Передача с длинными ступенчатыми роликами:
1 – винт; 2 – резьбовые ролики; 3 – ходовая гайка; 4 – опорная гайка; 5 – зубчатые венцы опорных участков роликов; 6 – зубчатые венцы винта; 7 – зубчатые венцы опорных гаек; 8 – гладкий валик; 9, 10 – подшипники; 11 – корпус; 12 – зубчатые венцы корпуса; 13 – зубчатые венцы ходовых участков роликов

Планетарная передача с длинными ступенчатыми резьбовыми роликами (см. рис. 2.7) состоит из винта, длинных ступенчатых резьбовых роликов, ходовой и опорной гаек. 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 гаек. 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 гаек 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 передача со ступенчатыми роликами не получила широкого применения.

2.4. Конструкции электроприводов на базе роликовинтовых передач

Соединение электродвигателя с роликовинтовой передачей может быть выполнено по различным конструктивным схемам. Применяются следующие схемы:

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 роликовинтовой передачи;

в) встраивание роликовинтовой передачи в электродвигатель с закреплением гайки передачи в роторе электродвигателя.

Различают одноканальные приводы на базе роликовинтовой передачи с одной степенью свободы и двухканальные приводы на базе дифференциальных роликовинтовых передач.

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

Применение промежуточного редуктора повышает массу и габариты 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. 2.8 показана конструкция электропривода с встроенной передачей с короткими роликами. 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 осуществляется 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].

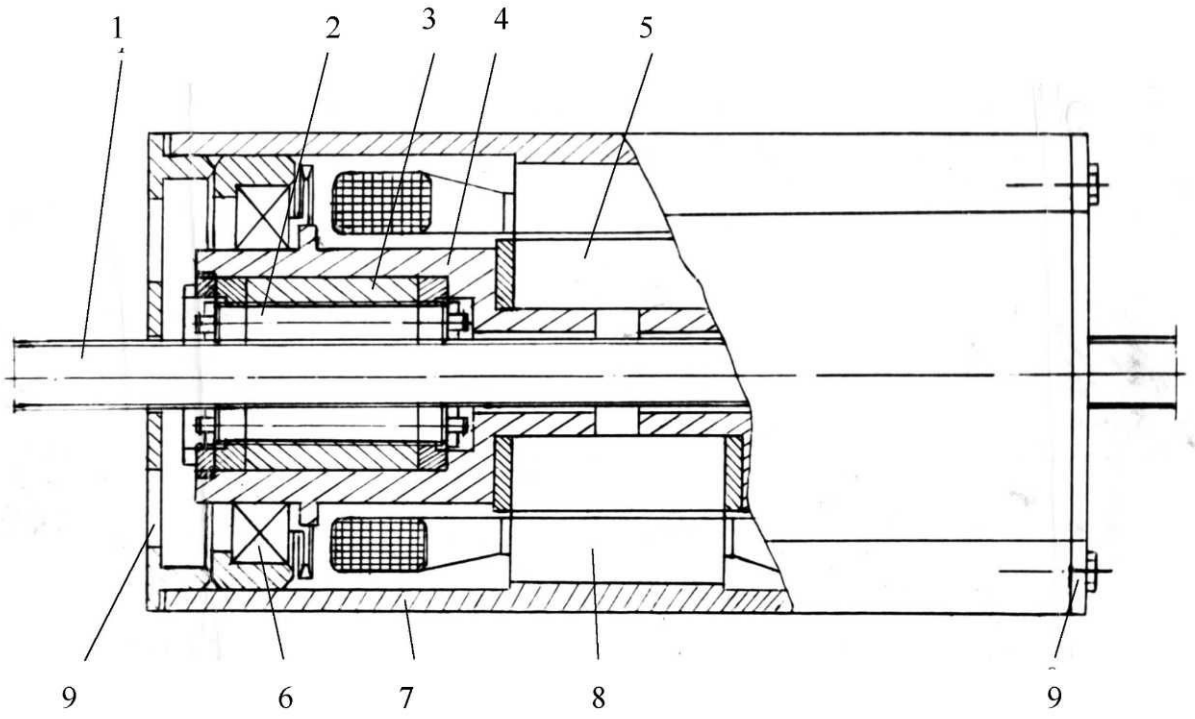


Рис. 2.8. Электропривод со встроенной передачей с короткими роликами:
1 – винт; 2 – резьбовые ролики; 3 – гайка; 4 – корпус передачи;
5 – ротор электродвигателя; 6 – подшипники; 7 – корпус привода;
8 – статор электродвигателя; 9 – крышка

Конструкция электропривода на базе передачи с длинными роликами (рис. 2.9) 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].

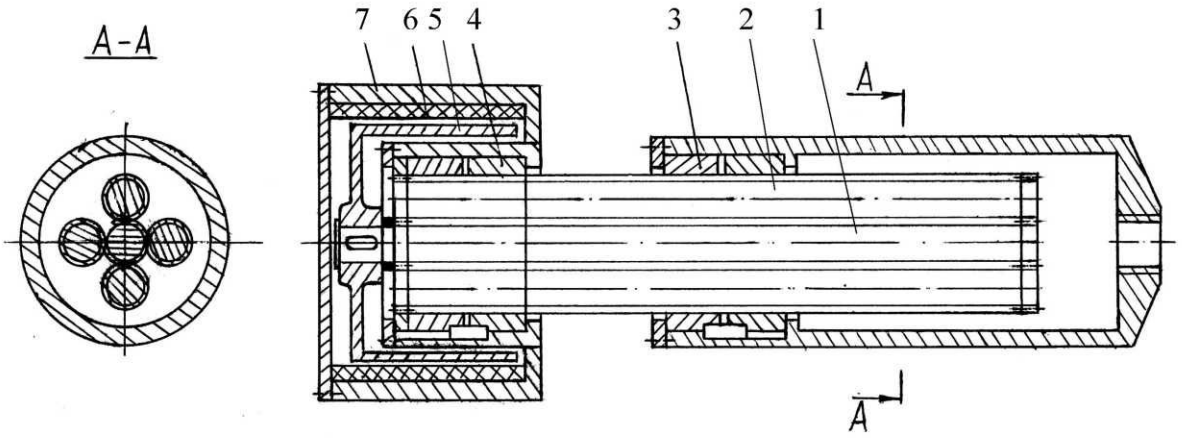


Рис. 2.9. Электропривод с передачей с длинными резьбовыми роликами:
1 – винт; 2 – резьбовые ролики; 3 – ходовая гайка; 4 – опорная гайка; 5 – ротор электродвигателя; 6 – статор электродвигателя; 7 – корпус электродвигателя

Можно рекомендовать для использования в первую очередь следующие конструкции:

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

б) конструкции с передачами с короткими роликами, встроенными в ротор электродвигателя, для обеспечения компактности привода.

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 этой главе.

3.1. Динамическая грузоподъемность и долговечность

При круговинтовой 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.

Методику расчета статической и динамической грузоподъемности роликовинтовых передач можно свести к методике, положенной в основу расчета статической и динамической грузоподъемности многорядных упорных подшипников качения [9,17,23,33, 34].

Динамическая грузоподъемность передачи – это величина осевой нагрузки, которую выдерживает передача с вероятностью 90 % в течение 1 млн оборотов винта или гайки до появления признаков усталости материала.

Если считать, что в резьбовом сопряжении при рабочей нагрузке пятно контакта не выходит на кромку резьбы, то динамическую грузоподъемность можно рассчитывать по известным зависимостям для точечного контакта.

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

Расчетный диаметр тела качения

$$D_w = \frac{d_2}{\cos^2 \lambda_2 \sin \alpha},$$

где d_2 – средний диаметр резьбы ролика, мм; α – половина угла профиля резьбы в нормальном сечении; λ_2 – угол подъема резьбы ролика.

При $D_w \le 25{,}4$ мм динамическая грузоподъемность (Н) контакта в резьбе

$$C_{1(3)} = 83 K_д \frac{(1 \mp \gamma)^{1,39}}{(1 \pm \gamma)^{1/3}} \left(\frac{\gamma}{\sin \alpha} \right)^{0,3} D_w^{1,8} n_р^{-1/3}, \qquad (3.1)$$

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

а при $D_w > 25,4$ мм

$$C_{1(3)k} = 302,9 K_{\text{д}} \frac{(1 \mp \gamma)^{1,39}}{(1 \pm \gamma)^{1/3}} \left(\frac{\gamma}{\sin \alpha} \right)^{0,3} D_w^{1,4} n_{\text{p}}^{-1/3}, \qquad (3.2)$$

Для роликовой передачи радиусы контуров дорожек качения $r_1 = \infty$, $r_3 = \infty$, $d_{m0} = \frac{d_1 + d_2}{\cos \lambda_1}$, $\gamma = \frac{D_w \sin \alpha \cos^2 \lambda_2}{d_{m0}}$, n_{p} – число роликов, i_1 и i_3 – числа витков резьбы ролика и гайки.

В формулах (3.1) и (3.2) индекс 1 и верхние знаки относятся к сопряжению ролика с винтом, а индекс 3 и нижние знаки – к сопряжению ролика с гайкой. Можно принять $K_{\text{д}}$=1 для сопряжения винт – ролик и $K_{\text{д}}$=0,8 для внеполюсного сопряжения ролик – гайка.

В случае пониженной твердости поверхности резьбы снижение долговечности учитывается умножением правых частей выражений (3.1) и (3.2) на коэффициент.

$$K_{T1(3)} = \left[\frac{\text{HRC}_{1(3)}}{58} \right]^{3,6} \le 1.$$

По аналогии с методикой расчета подшипников влияние величины угла контакта на работоспособность передачи корректируется умножением на коэффициент $K_\alpha = 1 - 0,33 \cos \alpha$.

Динамическая грузоподъемность (Н) сопряжения винта с роликом

$$C_{1s} - C_1 i_{12} n_{\text{p}} (k_{\text{p}12} \sin \alpha)^{0,7} \operatorname{ctg} \alpha;$$

динамическая грузоподъемность сопряжения ролика с гайкой

$$C_{3s} \quad C_3 i_{23} n_{\text{p}} (k_{\text{p}23} \sin \alpha)^{0,7} \operatorname{ctg} \alpha,$$

где i_{12}, i_{23} – числа точек контактов в резьбовых сопряжениях ролика с винтом и ролика с гайкой; $k_{\text{p}12}$,$k_{\text{p}23}$ коэффициенты неравномерности распределения нагрузки по контактам, зависящие от точности изготовления резьб, отношения длины ролика к его диаметру, величины нагрузки и величины предварительного натяга.

Динамическая грузоподъемность передачи [34, 35]

$$C = C_1 \left[1 + \left(\frac{C_1}{C_3}\right)^{10/3}\right]^{-3/10}.$$

Выражение динамической грузоподъемности передачи с резьбовыми роликами при приведенном диаметре тела качения $D \le 25{,}4$ мм [34, 35]:

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

а при $D_w > 25{,}4$ мм

$$C = 3{,}65 f_c \left(i_{12} k_{\text{р}12} \sin\alpha\right)^{0,7} k_{T1} k_\alpha n_{\text{р}}^{2/3} D_w^{1,4} \text{ctg}\alpha,$$

где f_C – коэффициент, зависящий от геометрии резьб, точности их изготовления и материала.

Долговечность передачи (млн об.)

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

где $F_{\text{экв}}$ – эквивалентная нагрузка, рассчитываемая по нагрузочной диаграмме:

$$F_{\text{экв}} \sqrt[3]{\frac{\sum F_i^3 n_i t_i}{\sum n_i t_i}},$$

где F_i, n_i, t_i – величины осевой нагрузки, частоты и времени вращения винта или гайки на i-м режиме нагрузки передачи.

3.2. Статическая грузоподъемность

Статическая грузоподъемность передачи C_0 по аналогии со статической грузоподъемностью подшипников принимается равной осевой 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 гайки.

Если считать, что при максимально допустимой нагрузке в резьбовом сопряжении пятно контакта выходит за кромки резьбы, то статическую грузоподъемность можно рассчитывать по известным зависимостям для линейного контакта [33, 34, 17].

Статическая грузоподъемность линейного контакта в сопряжении винт – ролик

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

а в сопряжении ролик – гайка

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

где $K_1 = \frac{d_1}{d_2}$, $K_3 = \frac{d_3}{d_2}$; l_{w1}, l_{w3} предельные размеры пятна контакта поперек витка резьбы в сопряжениях винт – ролик и ролик – гайка, мм; K_{TO1}, K_{TO3} – коэффициенты, учитывающие влияние твердости поверхностей:

$$K_{TO1(3)} - \frac{HV_{1(3)}}{800} \le 1,$$

где $HV_{1(3)}$ – твердость поверхностей резьб по Виккерсу [35].

Статические грузоподъемности резьбовых сопряжений ролика с винтом

$$C_{012} - C'_{012} n_р i_{12} k_{р12} \cos \alpha$$

и ролика с гайкой

$$C_{023} \quad C'_{023} n_р i_{23} k_{р23} \cos \alpha.$$

Статическая грузоподъемность передачи

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

Внешняя осевая нагрузка F не должна превышать статическую грузоподъемность:

$$F \le C_0.$$

3.3. Жесткость

Жесткость передачи определяется контактной жесткостью резьбовых сопряжений и осевой жесткостью тел, составляющих передачу:

$$c = \frac{c_к \cdot c_т}{c_к + c_т},$$

где $c_к$ – контактная жесткость; $c_т$ – жесткость тел.

Усредненная контактная жесткость роликовинтовой передачи (Н/мм) [36]:

$$c_{\hat{c}} = \frac{893F^{1/3}n_{\text{p}}^{2/3}\left(\dfrac{d_3}{k+2}\right)^{1/3}}{\left(\dfrac{2K}{\pi\mu}\right)_1\left(\dfrac{2k+1}{k}\right)^{1/3}\left(i_{12}k_{\text{p}12}\right)^{-2/3}+\left(\dfrac{2K}{\pi\mu}\right)_3\left(\dfrac{2k+3}{k+2}\right)^{1/3}\left(i_{23}k_{\text{p}23}\right)^{-2/3}},$$

где $\left(\dfrac{2K}{\pi\mu}\right)_1$, $\left(\dfrac{2K}{\pi\mu}\right)_3$ – коэффициенты, зависящие от разности кривизны сопряженных резьбовых поверхностей [33,34], k – d_1/d_2.

Жесткость тел (Н/мм), передающих осевую нагрузку с ходовой гайки на опору:

$$c_{\grave{o}} = 165000\frac{d_3^2}{l}k_s,$$

где l – длина винта, мм; k_s – отношение площади поперечного сечения тел, передающих осевую нагрузку, к площади поперечного сечения гайки.

Для РВПК $k_{s\text{k}} = \dfrac{k^2}{(k+2)^2}$.

Для РВПД $k_{s\text{д}} = \dfrac{k^2+n}{(k+2)^2}$.

3.4. Коэффициент полезного действия

КПД прямого хода роликовинтовой передачи [37]

$$\eta_{nx} \approx \frac{1}{1 + A_{\text{тр.с}}/A_{\text{п}} + A_{\text{тр.к}}/A_{\text{п}} + A_{\text{тр.о}}/A_{\text{п}}};$$

КПД обратного хода

$$\eta_{ox} \approx 1 - A_{\text{тр.с}}/A_{\text{п}} - A_{\text{тр.к}}/A_{\text{п}} - A_{\text{тр.о}}/A_{\text{п}},$$

где $A_{\text{п}}$ – полезная работа за оборот винта, $A_{\text{тр}} = FS\,A_{\text{тр.с}}$ – работа сил трения скольжения при внеполюсном сопряжении резьб за оборот винта, при половине угла профиля $\alpha=\pi/4$ [37]

$$\frac{A_{\grave{o}\partial.\tilde{n}}}{\grave{A}_{\text{i}}} \approx \frac{2f}{1-f},$$

где f – коэффициент трения скольжения. Последнее выражение не зависит от величины перемещения ходовой гайки за оборот винта S и не зависит от типа передачи;

$A_{\text{тр.к}}$ – потери на трение качения сопряженных резьб в передаче:

$$A_{\text{тр.к}} / A_{\text{п}} = \mu \frac{2\pi}{s}(k+1)\text{tg}\alpha,$$

где μ – коэффициент трения качения (плечо момента трения качения);

$A_{\text{тр.о}}$ – потери на трение качения в опорах передачи.

В передаче с опорной гайкой $A_{\text{тр.о}}/A_{\text{п}} = A_{\text{тр.к}}/A_{\text{п}}$.

3.5. Момент инерции

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

Сравним моменты инерции РВПК и РВПД.

Если пренебречь влиянием коротких роликов, то момент инерции РВПК (кг·м^2)

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

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

Момент инерции РВПД с учетом длинных роликов (кг·м^2)

$$J_{\text{д}} = 7{,}66 \cdot 10^{-13} d_3^4 \frac{k^2(k^2 + 3n_{\text{р}}/4)}{(k+2)^4} l_1.$$

3.6. Классы точности передач

На рисунке показан график отклонения Δ действительного перемещения от номинального [38]. Использованы следующие обозначения:

l_u 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 линии Δ, проведенными параллельно линии M, измеряемое в направлении оси отклонений);

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

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

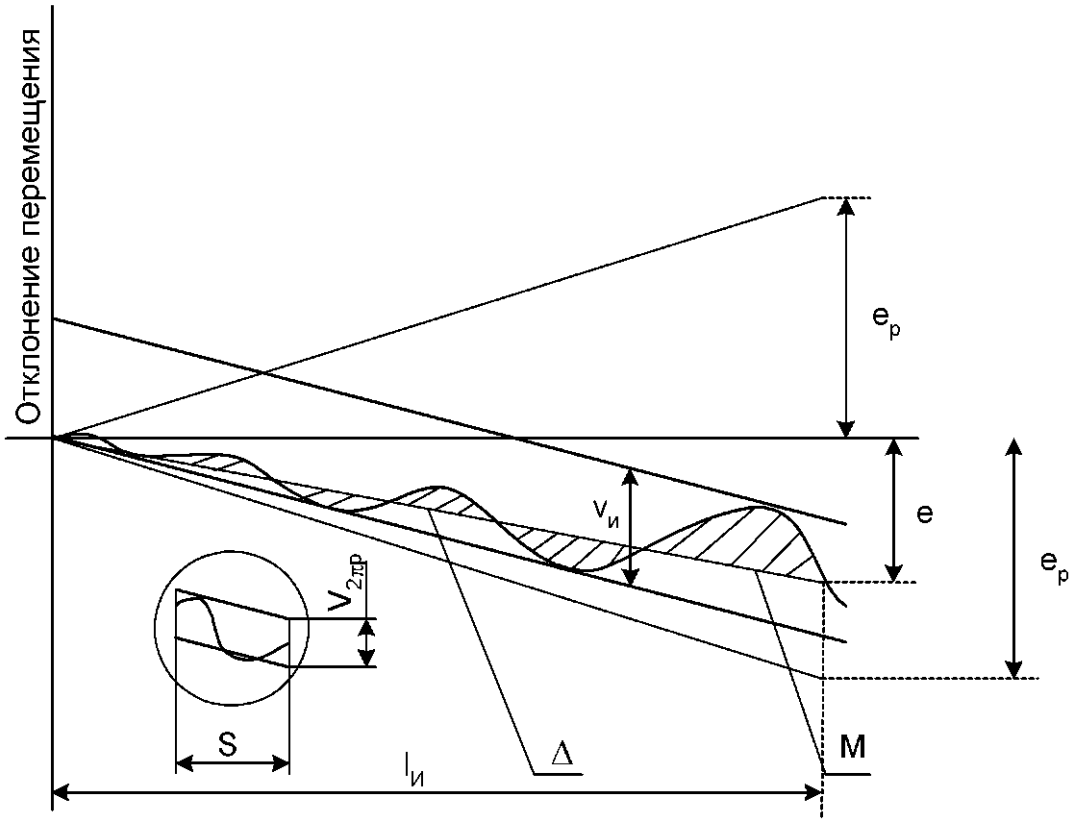


График отклонения действительного перемещения от номинального перемещения

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

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

l_u, мм		e_p, мкм, по классу точности					l_{up}, мкм, по классу точности		
>	≤	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

V_{300p}, мкм, по классу точности					$V_{2\pi p}$, 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 передач с длинными резьбовыми роликами (РВПД) ниже определяются их относительные показатели технического уровня. Для сравнения в качестве базовых изделий используем широко применяемые шариковинтовые передачи (ШВП) и передачи с короткими резьбовыми роликами (РВПК) типа SKF [9,23,36,39].

4.1. Передаточное отношение

Чаще всего применяют РВПК с k=3 и РВПД с k=1. В этом случае для РВПК S=5P, а для РВПД S=0,25P и передаточное отношение РВПД в 20 раз превышает передаточное отношение РВПК. Высокая редукция РВПД 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 РВПК S = (3…8)P, а для РВПД S=(0,25…3)P. Как видно, по диапазону выбора передаточных отношений РВПК и РВПД дополняют друг друга. Это важно иметь в виду при выборе оптимального передаточного отношения исполнительного механизма привода.

Для одной и той же передачи с длинными роликами можно устанавливать ходовые гайки с различными числами заходов резьбы и таким образом ступенчато изменять передаточное отношение. Шариковинтовые передачи и передачи с короткими роликами таким свойством не обладают.

4.2. Динамическая грузоподъемность

Динамическая грузоподъемность тем выше, чем больше диаметр тела качения и чем больше 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 габаритов гайки увеличение диаметра шарика приводит к уменьшению числа точек контактов, а увеличение числа точек контактов – к уменьшению диаметра шарика.

Отличительной особенностью передач с резьбовыми роликами является то, что в них величина шага резьбы P и диаметр резьбы ролика d_2 могут задаваться 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. 1.4 , где $D_w = d_2 / \sin\alpha$, α – 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 РВПК, при одинаковых средних диаметрах резьб гаек и одинаковых длинах резьб ШВП STGZ 80×10 имеет динамическую грузоподъемность 73500 Н, а РВПК SR 48×8 имеет динамическую грузоподъемность 153000 Н.

Для сравнения динамических грузоподъемностей РВПК и РВПД используем общее выражение динамической грузоподъемности передач с резьбовыми роликами при приведенном диаметре тела качения $D_W < 25{,}4$ мм (см. гл. 3):

$$C = f_c \left(i_{12} k_{\text{p}12} \sin\alpha\right)^{0,7} k_{T1} k_\alpha n_{\text{p}}^{2/3} D_w^{1,8} \text{ctg}\alpha\,, \qquad (4.1)$$

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

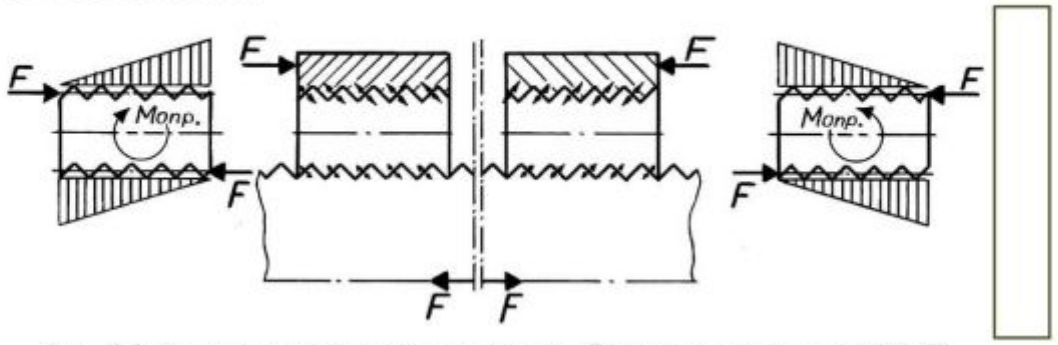


Рис. 4.1. Распределение нагрузок в резьбовых сопряжениях РВПК

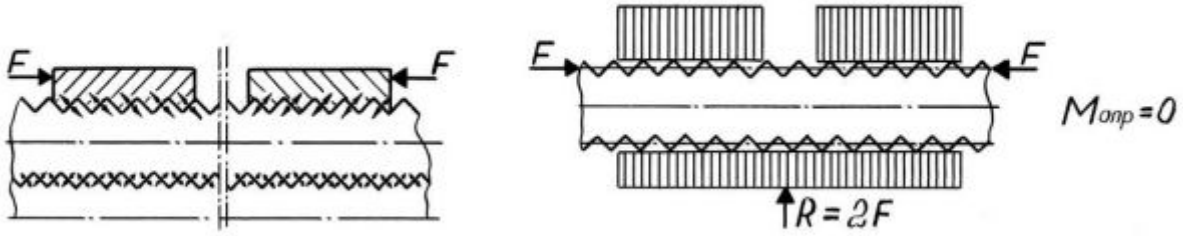


Рис. 4.2. Распределение нагрузок в резьбовых сопряжениях РВПД

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:

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

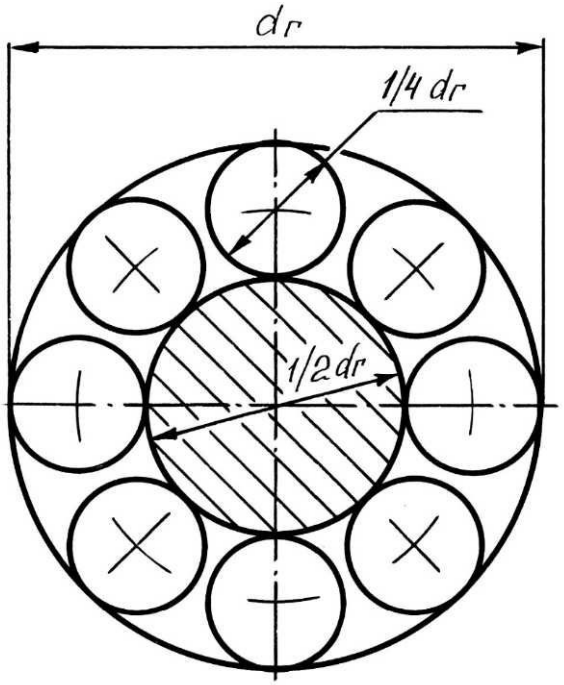
Для сравнения примем:

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

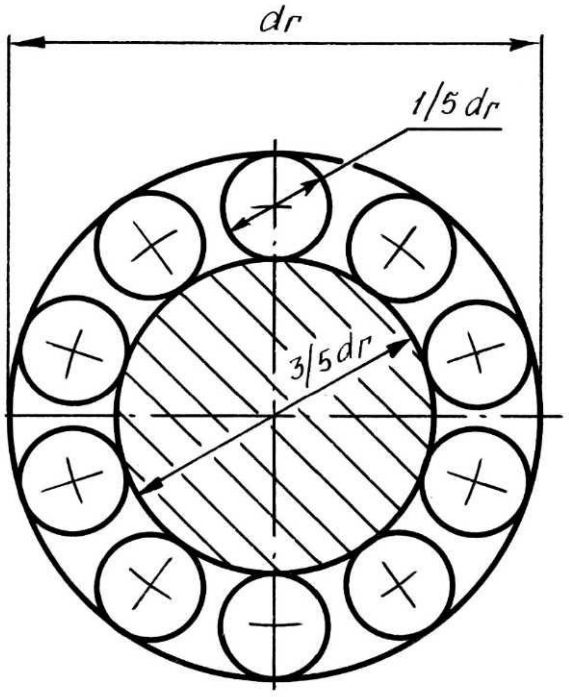
Сравним тяжелые серии РВПК и РВПД. Тяжелые серии отличаются наибольшим значением величины $k=d_1/d_2$ и обладают максимальной долговечностью.

К тяжелым сериям РВПК относятся передачи с $k\leq 3$. Однако РВПК с $k=2$ практически не используются. Объясняется это двумя причинами. Во-первых, при одинаковых радиальных габаритах 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 $k_{\text{p}12}$, что снижает динамическую грузоподъемность передачи. Поэтому в качестве РВПК тяжелой серии примем РВПК, имеющую $k=3$, $n_{\text{р.к}}=10$.

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



а)



б)

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

Отметим следующие преимущества РВПД по сравнению с РВПК по грузоподъемности. Во-первых, в РВПД 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 РВПД 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 РВПД более равномерное, чем в РВПК. В-третьих, при одинаковых средних диаметрах резьб гаек средний диаметр резьбы ролика в РВПД существенно выше, чем в РВПК. 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 резьб, а в сопряжении ролика с гайкой внешняя осевая нагрузка воспринимается только одной стороной профилей сопряженных резьб (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 РВПД и РВПК тяжелых серий:

$$\frac{C_{\text{д}}}{C_{\text{к}}} = \frac{f_{c\,\text{д}}}{f_{c\,\text{к}}} \left(\frac{i_{12\text{д}}}{i_{12\text{к}}} \frac{k_{\text{р}12\text{д}}}{k_{\text{р}12\text{к}}} \right)^{0,7} \left(\frac{n_{\text{р.д}}}{n_{\text{р.к}}} \right)^{2/3} \left(\frac{k_{\text{к}} + 2}{k_{\text{д}} + 2} \right)^{1,8}, \qquad (4.2)$$

где $k_{\text{к}}$ и $k_{\text{д}}$ – отношения средних диаметров резьбы винта и ролика для РВПК и РВПД соответственно.

По зависимостям, соответствующим [17], для РВПК при k=3 имеем $f_{c\,\text{к}}$ =39,64, а для РВПД при k=1 и при $i_{12\text{д}} = 2i_{23\text{д}}$ имеем $f_{c\,\text{д}}$ =26,41.

Если принять, что в РВПД максимальное перемещение ходовой гайки составляет незначительную часть от ее длины, как, например, в некоторых юстировочных устройствах, то в этом случае $i_{12\text{д}} \geq 2i_{23\text{к}}$. Примем $k_{\text{р}12\text{д}} = k_{\text{р}12\text{к}}$. Тогда

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

При этом долговечность РВПД в 4,25 раза выше долговечности РВПК.

Если учесть отсутствие опрокидывающего момента на роликах РВПД, т.е. лучшее распределение нагрузок по точкам контактов, то динамическая грузоподъемность и долговечность РВПД может оказаться 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: $i_{12д} = 4i_{12к}$, $n_{р.к} = 2n_{р.д}$. Коэффициенты $f_{c\,к} = 39{,}64$ и $f_{c\,д} = 26{,}12$. Тогда

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

При этом долговечность РВПД в 20 раз выше долговечности РВПК.

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

4.3. Статическая грузоподъемность

В РВПК 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 РВПК

$$C_{0к} = kn_{р.к}i_{12к}k_{р12к}k_{T0}\frac{d_{3к}}{k_к + 2}l_{w12}\sqrt{\frac{k_к}{k_к + 1}}\cos\alpha/\sin\alpha\,.$$

Для РВПД статическая грузоподъемность резьбового сопряжения ролика с винтом

$$C_{012д} = kn_{р.д}i_{12д}k_{р12д}k_{T0}\frac{d_{3д}}{k_д + 2}l_{w12}\sqrt{\frac{k_д}{k_д + 1}}\cos\alpha/\sin\alpha,$$

а статическая грузоподъемность резьбового сопряжения ролика с гайкой

$$C_{023д} = kn_{р.д} i_{23д} k_{р.д3д} k_{T0} \frac{d_{3д}}{k_д + 2} l_{w23} \sqrt{\frac{k_д + 2}{k_д + 1}} \cos\alpha / \sin\alpha.$$

В РВПД отношение чисел точек контактов в резьбовых сопряжениях ролика с винтом и ролика с гайкой $i_{12д} / i_{23д} \geq 2$. С учетом этого неравенства и принимая $k_{р12д} = k_{р23д}$, находим отношение статических грузоподъемностей резьбовых сопряжений длинного ролика с винтом и длинного ролика с гайкой:

$$\frac{C_{012д}}{C_{023д}} \geq 2 \frac{\sqrt{\frac{k_д}{k_д + 1}}}{\sqrt{\frac{k_д + 2}{k_д + 1}}}.$$

Тогда при $k_д$=1 $C_{012д} / C_{023д} \geq 1{,}15$. Отсюда $C_{0д} = \min(C_{012д}, C_{023д}) = C_{023д}$.

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

Длина резьбового участка гайки РВПД $L_{3д} = i_{23д} l_{w23} \cos\alpha$.

Принимаем $d_{3к} = d_{3д} = d_3$; $L_{2к} = L_{3д} = L_3$.

Тогда отношение статических грузоподъемностей РВПД и РВПК

$$\frac{C_{0д}}{C_{0к}} = \frac{n_{р.д}}{n_{р.к}} \frac{k_{р23д}}{k_{р12к}} \frac{k_к + 2}{k_д + 2} \frac{\sqrt{\frac{k_д + 2}{k_д + 1}}}{\sqrt{\frac{k_к}{k_к + 1}}}.$$

Для передач тяжелых серий при $k_{р23д} = k_{р12к}$

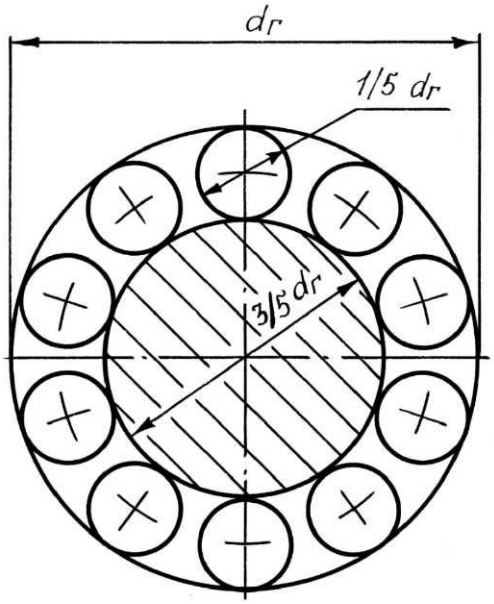
$$\frac{C_{0д}}{C_{0к}} = \frac{5}{10} \cdot \frac{1}{1} \cdot \frac{3+2}{1+2} \cdot \frac{\sqrt{\frac{1+2}{1+1}}}{\sqrt{\frac{3}{3+1}}} = 1{,}18.$$

Если учесть, что $k_{р23д} > k_{р12к}$, то при одинаковых радиальных габаритах статическая грузоподъемность РВПД тяжелой серии превышает статическую грузоподъемность РВПК тяжелой серии как минимум на 20 %.

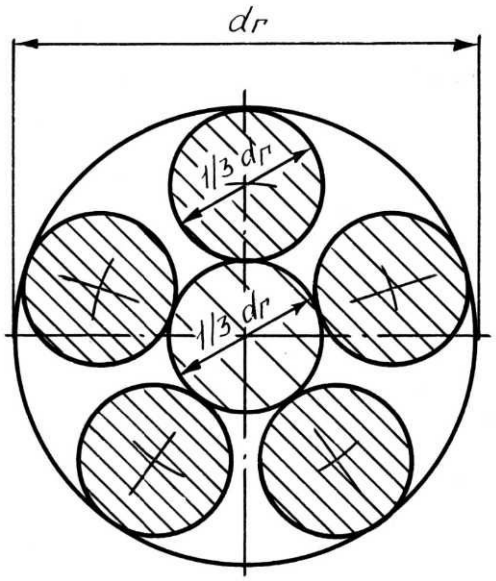
Следует отметить, что статическая грузоподъемность в роликовинтовых передачах может быть ограничена грузоподъемностью тел передачи, особенно при осевых нагрузках на сжатие.

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

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).



а)



б)

Рис. 4.4. Поперечное сечение: а – РВПК; б – РВПД

Для передач с короткими роликами $k_{s\text{к}} = \dfrac{k^2}{(k+2)^2}$.

Для передач с длинными роликами $k_{s\text{д}} = \dfrac{k^2 + n_\text{р}}{(k+2)^2}$.

Для РВПК тяжелой серии при k=3 $k_{s\text{к}}$=0,360.

Для РВПД тяжелой серии при k=1 и $n_\text{р}$=5 $k_{s\text{д}}$=0,666.

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

4.4. Жесткость

Контактная жесткость в РВПД 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 РВПД. 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 РВПД тяжелой серии в 1,85 раза больше жесткости тел РВПК тяжелой серии. Поэтому можно считать, что общая жесткость РВПД 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 РВПК находятся в пределах от 2 до 6, а для РВПД – от

0,25 до 1, то относительные потери на трение качения в РВПД меньше, чем в РВПК в 1,5 – 5 раз. В частности, соотношение потерь на трение качения в РВПД и РВПК тяжелых серий

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

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

Следует также отметить, что большое число точек контактов в сопряжении ролика с винтом РВПД 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 РВПД.

4.6. Момент инерции

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

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

Сравним моменты инерции РВПК и РВПД. Отношение моментов инерции РВПД и РВПК

$$\frac{J_{\text{д}}}{J_{\text{к}}} \le \frac{k_{\text{д}}^2}{k_{\text{к}}^4}\left(\frac{k_{\text{к}}+2}{k_{\text{д}}+2}\right)^4 (k_{\text{д}}^2 + 3n_{\text{р.д}}/4).$$

Например, для РВПД и РВПК тяжелых серий при $k_{\text{к}}$=3, $k_{\text{д}}$=1, $n_{\text{р.д}}$=5

$$\frac{J_{\text{д}}}{J_{\text{к}}} \le 0{,}45.$$

Учет масс коротких роликов дополнительно снижает отношение $J_{\text{д}}/J_{\text{к}}$.

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

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

4.7. Кинематическая точность

В ШВП и в РВПК 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 РВПД 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 точек контактов оказывает меньшее влияние на точность кинематической цепи (рис. 4.6). Согласно принципу кратчайшей цепи [22] меньшее число последовательно расположенных подвижных сопряжений РВПД определяет ее более высокую кинематическую точность по сравнению с кинематической точностью ШВП и РВПК.

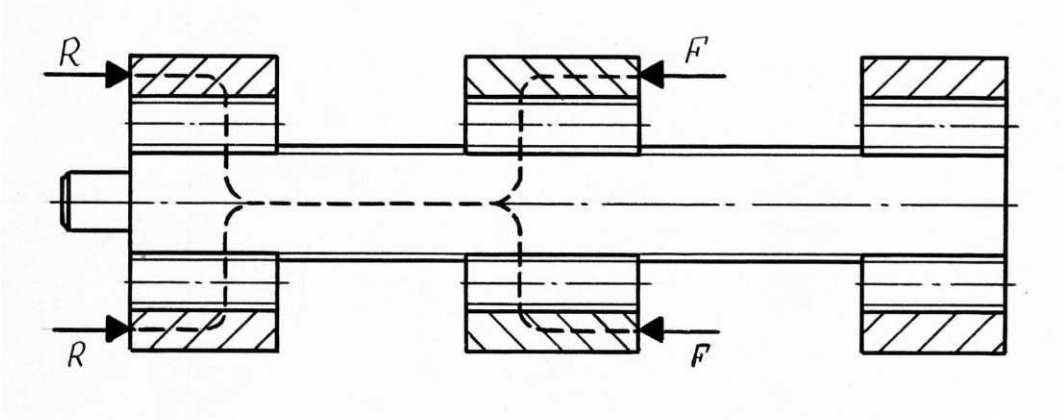


Рис. 4.5. Передача усилий между звеньями РВПК

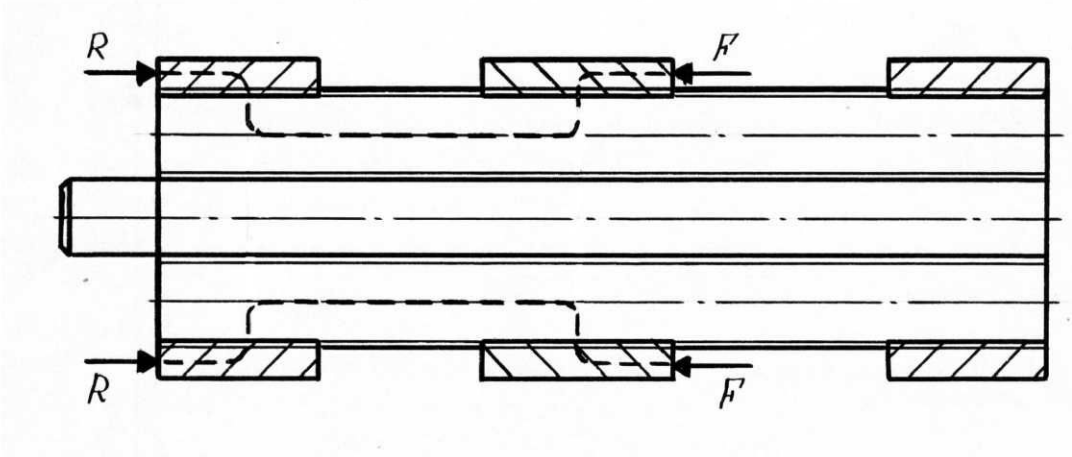


Рис. 4.6. Передача усилий между звеньями РВПД

4.8. Миниатюризация

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

Снижение радиальных габаритов РВПК и РВПД ограничено минимально предельными диаметрами роликов, определяемых возможностями технологии изготовления.

В роликовинтовых передачах средний диаметр резьбы ролика d_2 связан со средним диаметром резьбы гайки:

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

При одинаковых средних диаметрах резьб гаек отношение средних диаметров роликов РВПК и РВПД

$$d_{2к} / d_{2д} = (k_д + 2)/ (k_к + 2).$$

Как сказано выше, для обеспечения высокой удельной грузоподъемности РВПК необходимо, чтобы $k \geq 2…3$. Для РВПД рекомендуется $k=1$.

Отсюда при одинаковых средних диаметрах резьбы гаек

$$d_{2к\,min} = (0{,}60…0{,}75)d_{2д\,min}\ .$$

Кроме того, в отличие от РВПК в РВПД не требуются цапфы на концах роликов и сепараторы.

Таким образом, при одинаково малых диаметрах гаек легче изготовить РВПД, чем РВПК.

В качестве недостатков передачи с длинными резьбовыми роликами 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 восемью 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 должны 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 РВПД выше КПД РВПК при одинаковом передаточном отношении, тенденция снижения КПД с увеличением передаточного отношения сохраняется для всех передач винт – гайка, в том числе и для РВПД.

4.9. Выводы

Вышеприведенная сравнительная оценка показателей технического уровня РВПД и базовых передач показала, что для малых и средних длин перемещений, составляющих большую долю области применения передач винт – гайка, РВПД 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 РВПД и базовых передач примерно одинаковы. Сводная таблица относительных показателей технического уровня РВПД при РВПК, принятой в качестве базовой, приведена ниже.

Относительный показатель	Значение
Передаточное отношение	20
Динамическая грузоподъемность	1,6…3
Статическая грузоподъемность	1,2
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 РВПД выше технического уровня широко применяемых ШВП и РВПК.

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 т.д. благодаря следующим преимуществам электромеханических приводов [40]:

а) меньшим габаритам 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 габариты, 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 пропорционален 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 габаритами 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, шариковинтовой передачи, передачи с короткими резьбовыми роликами. Диаметральные габариты 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:

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

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

Угловое ускорение электродвигателей с гладким якорем серий МИГ, ПГТ, ДПР на порядок превышает угловое ускорение электродвигателей традиционной конструкции с зубцовым якорем и электромагнитным возбуждением и может достигать 50000 – 60000 1/с^2 при электромеханической постоянной времени 1 – 1,5 мс. Двигатели с гладким якорем и с 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 габаритах 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 $\varepsilon_{\text{с}}$ в следующем отношении:

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

и все преимущества малоинерционного электродвигателя по быстродействию могут не осуществиться. Это имеет место при соединении малоинерционного электродвигателя непосредственно с шариковинтовой передачей, момент инерции которой в несколько раз превышает момент инерции якоря электродвигателя. В этом случае для согласования момента инерции электродвигателя $J_{дв}$ и момента инерции шариковинтовой передачи $J_{п}$ применяют промежуточный редуктор с передаточным отношением u. Если пренебречь моментом инерции промежуточного редуктора, то отношение ускорений

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

и при достаточно большом значении u ускорение $\varepsilon_{дв}$ незначительно снизится по сравнению с величиной $\varepsilon_{с}$. 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 его 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 (ε = (1 ... 2)10000 1/с^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 шариковинтовая передача, 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 этих высокомоментных электродвигателей являются не только меньшее по сравнению с малоинерционными электродвигателя-

ми собственное ускорение, но и значительные дополнительные затраты энергии при разгоне и торможении высокоинерционного якоря электродвигателя и связанных с ним масс, так как кинетическая энергия при разгоне двигателя до установившейся скорости $W = (J_{дв} + J_{вг})\omega^2/2$.

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. снижается 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. ограничивает 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 постепенно начинают вытесняться 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 обусловливает 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 шариковинтовой передачи, требуется, как и для малоинерционного двигателя с гладким якорем, промежуточный редуктор.

В приводах, обеспечивающих дискретное перемещение с невысокой средней скоростью, широкое применение получили шаговые электродвигатели (ДШИ-200, ДВШ-50) [47]. 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 шагов 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 элек-

тродвигатели в сочетании с роликовинтовыми передачами типа SV 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, задача сочетания электродвигателя с передачей винт – гайка в быстродействующих приводах. Создается противоречивая ситуация: применение малоинерционных электродвигателей требует промежуточного редуктора, что приводит к увеличению габаритов и массы, к снижению надежности и точности привода, а применение высокоинерционных электродвигателей приводит к снижению ускорения рабочего органа и к 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 имеют ограничения по предельной редукции и плавности работы.

Поскольку сочетание малоинерционных электродвигателей с широко применяемыми шариковинтовыми передачами требует промежуточного редуктора, а применение высокоинерционного электродвигателя приводит к снижению ускорения рабочего органа и к увеличению дополнительных затрат энергии при переходных режимах, то одним из выходов из этой противоречивой ситуации является сочетание малоинерционного электродвигателя, предпочтительно вентильного, с роликовинтовой передачей, в особенности с передачей с длинными резьбовыми роликами. Как показано в гл. 4, при одинаковых радиальных габаритах момент инерции передачи с короткими роликами в 2 – 3 раза, а момент инерции передачи с длинными роликами в 10 – 12 раз меньше момента инерции шариковинтовой передачи. Поэтому сочетание роликовинтовой передачи, в особенности передачи с длинными роликами, с малоинерционным электродвигателем может незначительно снизить собственное ускорение электродвигателя и привести к малым дополнительным затратам энергии при переходных режимах.

Сравним влияние характеристик роликовинтовых передач и шариковинтовых передач как базовых на качественные показатели приводов раз-

личного назначения и конечных изделий, в состав которых они входят [48,49]:

1. Применение роликовинтовых передач в составе быстродействующих приводов способствует повышению производительности машин и оборудования вследствие следующих достоинств этих передач:

- предельно высокая величина перемещения ходовой гайки за оборот винта у роликовинтовых передач (РВПК) не меньше, чем у шариковинтовых передач, и может быть близкой к величине диаметра винта;

- предельная частота вращения винта у роликовинтовых передач в 3 – 5 раз выше, чем у шариковинтовых передач;

- момент инерции роликовинтовых передач, в особенности передач с длинными роликами, в несколько раз меньше, чем у шариковинтовых передач.

2. Применение роликовинтовых передач 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 РВПД, чем в ШВП и РВПК;

- предельная величина редукции роликовинтовых передач, в особенности передач с длинными роликами, в 10 – 100 раз выше, чем у шариковинтовых передач;

- предельная частота вращения винта роликовинтовых передач в 3 – 5 раз выше, чем у шариковинтовых передач, что позволяет применять передачи с длинными роликами с высокой редукцией для обеспечения одинаковой с шариковинтовой передачей скорости выходного звена;

- высокая динамическая грузоподъемность роликовинтовых передач при точечном контакте резьб в несколько раз превышает динамическую грузоподъемность шариковинтовых передач и обычно обеспечивает большую долговечность роликовинтовых передач даже при высокой редукции и большей частоте вращения.

3. Применение роликовинтовых передач может обеспечить минимальные габариты 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 роликовинтовых передач 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 РВПК за оборот винта.

Таким образом, роликовинтовые передачи 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 габариты, 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 роликовинтовых передач 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 роликовинтовые передачи. Точность роликовинтовых передач определяется точностью их изготовления (могут изготовляться выше 1-го класса точности), большим числом параллельно нагруженных точек контактов резьб, усредняющим

погрешности резьбы в отдельных точках контактов, а также относительно малыми потерями на трение.

Перспективными для повышения разрешающей способности приводов являются передачи с длинными роликами. Во-первых, при высокой редукции передач с длинными роликами 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 передач с длинными роликами по сравнению с другими передачами при той же редукции также повышает чувствительность и уменьшает мертвый ход. Момент холостого хода передачи с длинными роликами обычно является минимальным. В-третьих, большое число параллельно работающих контактов при малом числе последовательно соединенных звеньев усредняет погрешности резьб в отдельных точках контактов и повышает жесткость передачи, что способствует обеспечению ее высокой кинематической точности и снижению величины мертвого хода. В-четвертых, точечное сопряжение резьб при высоком значении коэффициента осевого перекрытия, особенно во внешнем сопряжении, повышает плавность работы передачи.

Сочетание шаговых электродвигателей и передач с длинными роликами, обеспечивающих высокую редукцию и высокую плавность работы, позволяет получить привод с высокой разрешающей способностью [52]. Так, передача с длинными роликами 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 роликовинтовых передач

целесообразно использовать составные приводы, включающие электропривод на базе роликовинтовых передач 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 роликовинтовых передач с точностью 0,1 – 0,5 мкм, и окончательного, относительного движения на расстояние 0,5 – 1,0 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 габариты 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 $P_{\text{Н}}$, то сила, действующая на гайку, работающую в тяговом режиме, равна $P_{\text{Н}}$ 0,55F [55], а сила, действующая на гайку, работающую в режиме оттормаживания: $P_{\text{Н}}$ – 0,43F.

Тогда при максимальном линейном ускорении рабочего органа $w_{\max}$, при его массе m, требуемый момент на валу электродвигателя

$$M_{\text{тр}} = (J_{\text{дв}} + J_{\text{пер}})w_{\max}2\pi/\text{S} + mw_{\max}\left(\frac{S}{2\pi}\right)/\eta_{\text{ï .ô}} + \left(\frac{S}{2\pi}\right)[(P_{\text{Н}} + 0{,}55F)/\eta_{\text{п}} -$$

$$- (P_{\text{П}} - 0{,}43F)/\eta_{\text{ï .ô}}].$$

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

$$\left(\frac{2\pi}{S}\right)^2_{\text{opt}} = \frac{(P_{\text{I}} + 0{,}55F)/\eta_{\text{ï õ}} - (P_{\text{I}} - 0{,}43F)\eta_{\text{ï õ}} + mw_{\max}/\eta_{\text{ï õ}}}{\left(J_{\text{äâ}} + J_{\text{ï åð}}\right)w_{\max}}. \quad (5.1)$$

Минимизация требуемого момента за счет выбора оптимального передаточного отношения способствует снижению габаритов 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

$$\left(\frac{2\pi}{S}\right)^2_{\text{opt}} = \frac{F + mw_{\max}}{(J_{\text{äâ}} + J_{\text{ï åð}})w_{\max}\eta_{\text{ï õ}}}.$$

Если $F_{\text{Н}} = 0$, то

$$\left(\frac{2\pi}{S}\right)^2_{\text{opt}} = \frac{m}{(J_{\text{äâ}} + J_{\text{ï åð}})\eta_{\text{ï õ}}}. \quad (5.2)$$

Из выражения (5.2) следует, что если отношение моментов инерции двух сравниваемых приводов $(J_{\text{дв1}} + J_{\text{пер1}})/(J_{\text{дв2}} + J_{\text{пер2}}) = \text{к}$, где к>1, то для второго привода по сравнению с первым оптимальное передаточное отношение увеличивается в $\sqrt{\text{к}}$ раз и для обеспечения требуемого ускорения требуемый момент уменьшится в $\sqrt{\text{к}}$ раз. Если же редукцию и момент двигателя не изменять, то для второго привода ускорение на выходе будет в к 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:

$$M_{\text{СТ}} = \frac{FS}{2\pi\eta_{\text{ï .õ}}}.$$

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 роликовинтовых передач, в особенности передач с длинными резьбовыми роликами.

5.3. Методика предварительного (приближенного) проектирования электромеханического привода с передачей винт – гайка

Основное требование при сочетании электродвигателя с передачей заключается в обеспечении заданного 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

$$P_i - Q_{wi}, \; i-1,2, \ldots, n,$$

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]:

$$P_i \quad 0{,}55Q_{wi} \cdot P_{\text{н}},$$

где $Q_{wi} - Q_i \cdot mw_i$; Q_i – внешняя нагрузка на i-й ступени графика нагрузки; m_i – приведенная масса рабочего органа и передачи; w_i – линейное ускорение рабочего органа; v_i – линейная скорость; $P_{\text{н}}$ – сила предварительного натяга.

Примем $P_{\text{н}} - 0{,}6(Q_{wi})_{\max}$ [55]. Расчетная статическая грузоподъемность для передачи без предварительного натяга $C_{0\text{р}} - (Q_{wi})_{\max}$, а для передачи с предварительным натягом $C_{0\text{р}} \approx 1{,}15(Q_{wi})$.

Эквивалентная осевая нагрузка на передачу [56]

$$P_{\text{экв}} = \sqrt[3]{\frac{\sum_{i=1}^{n-1}\left[\left(\frac{P_{i+1}+P_i}{2}\right)^3 \frac{v_{i+1}+v_i}{2}\left(t_{i+1}-t_i\right)\right]}{\sum_{i=1}^{n-1}\left[\frac{v_{i+1}+v_i}{2}\left(t_{i+1}-t_i\right)\right]}}.$$

Расчетная динамическая грузоподъемность $C_{\text{р}} = P_{\text{экв}}\sqrt[3]{L}$, где L – требуемая долговечность, млн об. винта.

Условия выбора передачи по статической грузоподъемности:

$$C_{0\text{р}} \le C_0,$$

и по динамической грузоподъемности:

$$C_{\text{р}} \le C.$$

Ограничение по частоте вращения винта:

$$\frac{6000(v_i)_{\max}}{S} \le n_{\text{пред}},$$

где S – перемещение ходовой гайки за оборот винта; $n_{\text{пред}}$ – предельная частота вращения винта (можно принять при первом классе точности для шариковинтовых передач $n_{\text{пред}} = 1200$ мин$^{-1}$, а для роликовинтовых передач $n_{\text{пред}}$=3000 – 4000 мин$^{-1}$).

Ограничение по жесткости передачи: $c_{\text{у.р}} \geq c_{\text{у.зад}}$,

где $c_{\text{у.р}}$, $c_{\text{у.зад}}$ – 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

$$M_i = \frac{P_i S}{2\pi\eta_{\text{п.о}}} + J\frac{2\pi w_i}{S},$$

а на входе передачи с натягом [55]

$$M_i = \left[\frac{P_i}{\eta_{\text{п.о}}} - \left(P_i - 0{,}43Q_{wi}\right)\eta_{\text{п.о}}\right]\frac{S}{2\pi} + J\frac{2\pi w_i}{S},$$

где J – момент инерции передачи, приведенный к винту, $\eta_{\text{п.о}}, \eta_{\text{п.о}}$ – КПД прямого и обратного хода передачи.

Эквивалентный момент на двигателе [56]

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{\sum_{i=1}^{n-1}\left[\left(\frac{M_{i+1}+M_i}{2}\right)^2\left(t_{i+1}-t_i\right)\right]\frac{1-e^{-\frac{t_{\text{р}}}{T_{\text{н}}}}}{\left[1-e^{-\left(\frac{t_{\text{р}}+t_{\text{ост}}}{T_{\text{н}}}\right)}\right]t_{\text{р}}\beta}},$$

где $t_{\text{р}}$, $t_{\text{ост}}$ – время работы и время остановок в течение цикла работы двигателя; $T_{\text{н}}$ – постоянная времени нагрева электродвигателя; β – коэффициент, учитывающий уменьшение теплоотдачи электродвигателя в переходных режимах по сравнению с теплоотдачей при номинальной скорости (β=0,5...0,75).

Условие выбора электродвигателя по эквивалентному моменту

$$M_{\text{н}} \geq M_{\text{экв}},$$

где $M_{\text{н}}$ – 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]

$$M_{\text{пред}} \geq M_i, \quad i=1,2,...,n.$$

Ограничение по максимальной частоте вращения электродвигателя

$$n_{\max} \geq \frac{60000(v_i)_{\max}}{S}.$$

Глава 6. РЕАЛИЗАЦИЯ РАЗРАБОТОК ПО РОЛИКОВИНТОВЫМ ПЕРЕДАЧАМ И ПРИВОДАМ НА ИХ БАЗЕ

Серийное производство роликовинтовых передач было налажено в России на «Производстве технологического оборудования» (ПТО) АО «АвтоВАЗ» в 1988 г. по лицензии швейцарской фирмы "PDS SA" (при непосредственном участии автора в приемке материалов лицензии, их экспертизе и при подготовке производства в качестве консультанта).

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 АО «АвтоВАЗ» передача РВП 48х8 (рис.6.1) используется в сварочном роботе ПР-60. Передача соединена непосредственно с электродвигателем с дисковым печатным якорем ДР. Она имеет номинальную частоту 3000 мин$^{-1}$ 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.

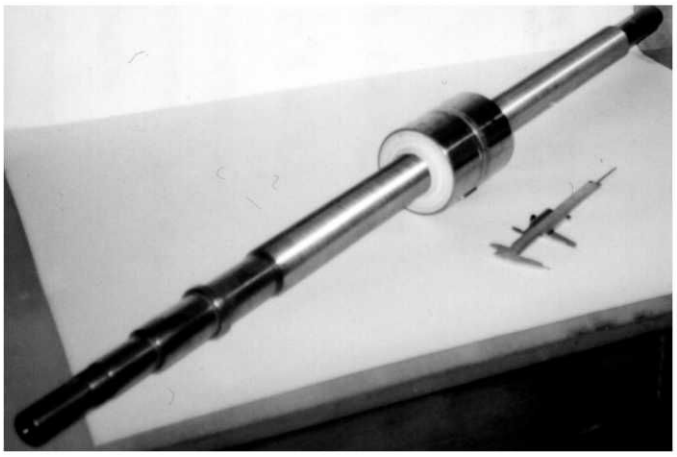


Рис. 6.1. Передача с короткими резьбовыми роликами РВП 48х8

На основании разработанной нами методики на ПТО АО «АвтоВАЗ» были спроектированы, изготовлены и внедрены 130 типоразмеров передач с короткими роликами, в частности:

а) РВП 21х5 для замены шариковинтовой передачи привода станка Z-100 для сверления печатных плат;

б) РВП 25х10 для привода робота ПР1-300/8;

в) РВП 39х8 для привода агрегатного станка;

г) РВП 48х10 для привода робота ПР1-601/60;

д) РВП 60х8 для привода агрегатного станка.

Кроме того, нами были спроектированы и изготовлены передачи с короткими роликами:

РВП 16х2 (рис. 6.2) для привода регулирования клапана разлива стали;

РВП 16х6 (рис. 6.3)для ручного гайковерта с моментом затяжки 2000 Нм для монтажа башен ветроэнергетических установок МКБ "Радуга" (г. Дубна);

РВП 40х9 (рис. 6.4) с опорной гайкой для авиационного привода Московского агрегатного завода;

РВП 75х10 (рис. 6.5) со статической (максимальной) грузоподъемностью 600 кН для привода толкателя термопечи;

РВП 96х15 (рис. 6.6) со статической грузоподъемностью 1000 кН для наклона ковша разлива стали.

а)

б)

Рис. 6.2. Передача с короткими резьбовыми роликами РВПК 16х2 (а) и привод на базе этой передачи (б)

Рис. 6.3. Передача с короткими резьбовыми роликами РВПК 16х6

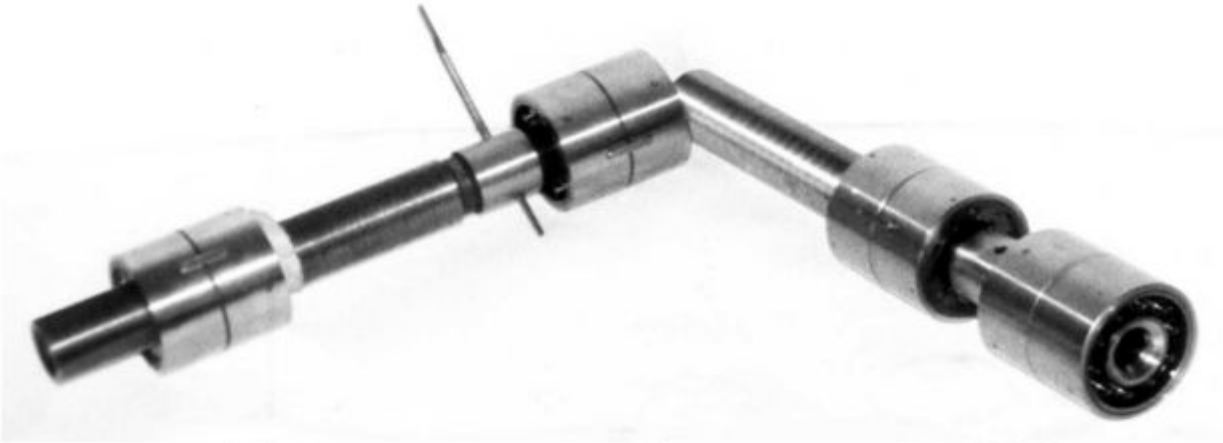


Рис. 6.4. Передача с короткими резьбовыми роликами РВПК 40х9

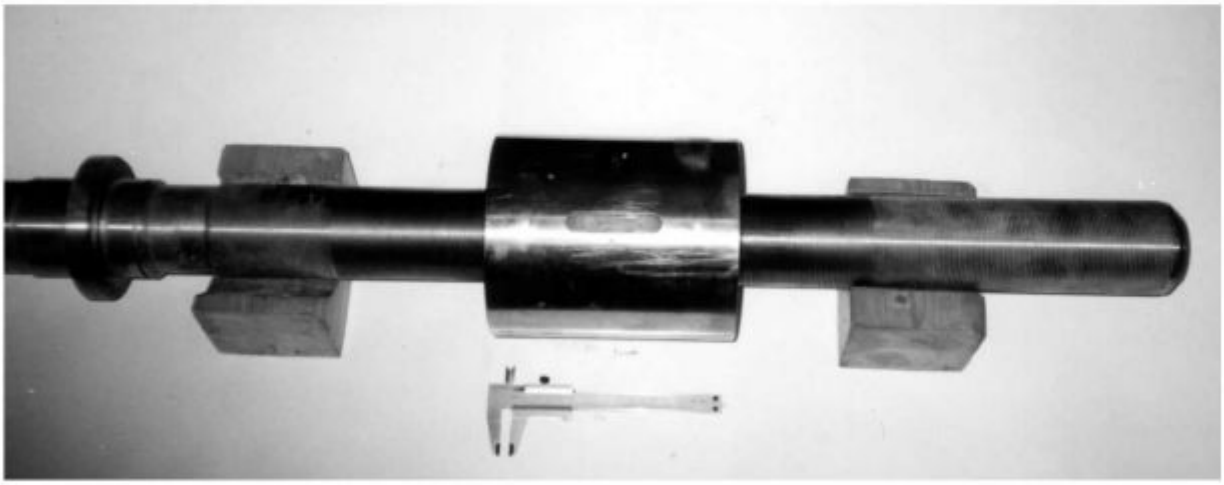


Рис. 6.5. Передача с короткими резьбовыми роликами РВПК 75х10

В 1980 г. была спроектирована и изготовлена передача с длинными роликами РВПД 30х1 (рис. 6.7), 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 РВПД 30х1 в составе следящего привода, давшие положительные результаты.

Рис. 6.6. Гайка и ролики передачи с короткими резьбовыми роликами РВПК 96х15

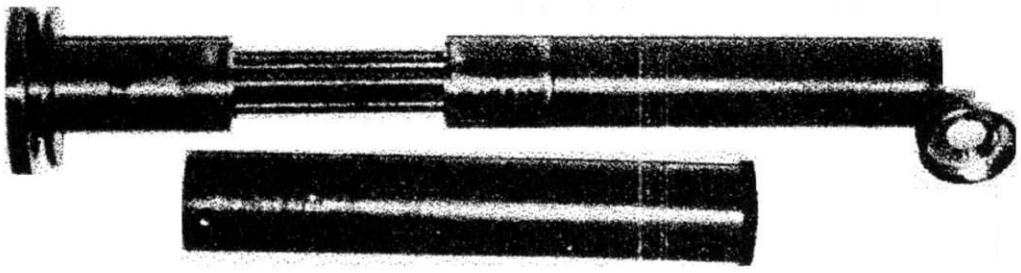


Рис. 6.7. Передача с длинными резьбовыми роликами РВПД 30х1

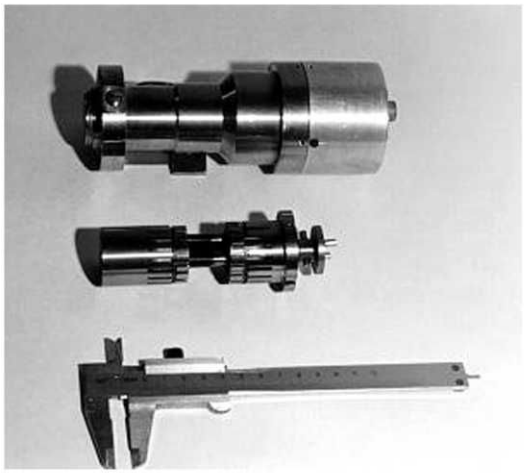


Рис. 6.8. Передача с длинными резьбовыми роликами РВПД 21,6х0,1

С 1987 по 1994 гг. были спроектированы и изготовлены 102 передачи с длинными роликами РВПД 21,6х0,1 (рис. 6.8) для привода оптикомеханических устройств системы автоматической юстировки НПО "Энергомаш"(г. Химки). Привод на базе РВПД 21,6х0,1 выполнен с непосредственным сочетанием передачи с вентильным электродвигателем ДБМ-40 при закреплении ротора двига-

теля и ротора оптоэлектронного датчика положения на входном участке винта и при закреплении статора двигателя на опорной гайке. В другом варианте исполнения привод РВПД 21,6х0,1 соединен с шаговым электродвигателем ДШИ-200 (см. рис. 6.8). Эти приводы утверждены были для НПО «Энергомаш» как типовые.

В 1991 г. была спроектирована и изготовлена передача с длинными роликами РВПД 12,6х0,1 (рис. 6.9). В связи с малыми габаритами 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. 6.10) НПО "Дельта" (г. Москва), а также для привода двухкоординатного сканирующего столика оптического микроскопа. Пять передач РВПД 12,6х0,1 (рис. 6.11) 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 РВПД 12,6х0,1 (см. рис. 6.9) нами был изготовлен автономный ортопедический аппарат автоматизированного остеосинтеза с тремя независимо программируемыми приводами (рис. 6.12) [57,58]. В настоящее время аппарат готовится к сертификации.

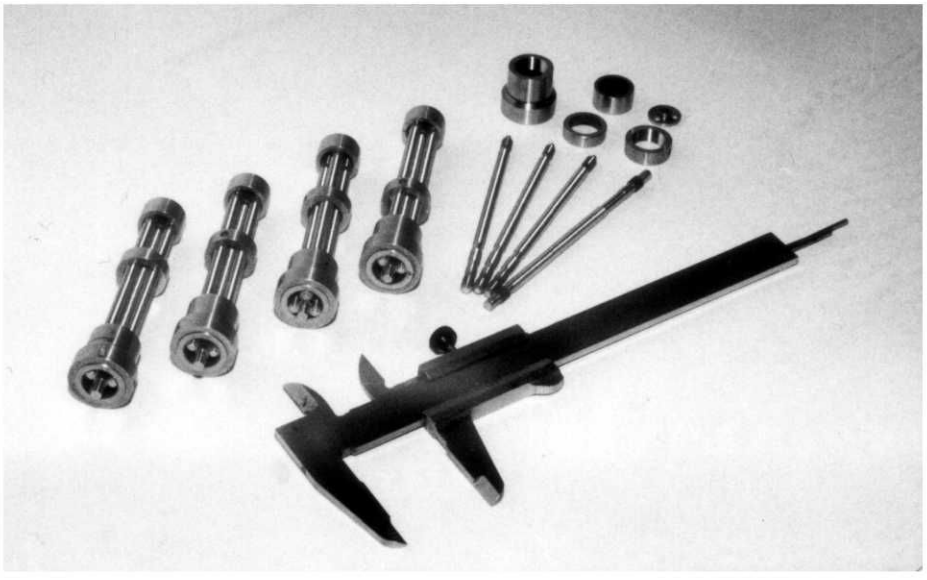


Рис. 6.9. Передача с длинными резьбовыми роликами РВПД 12,6х0,1

Спроектированы и изготовлены передачи с длинными роликами в качестве исполнительных механизмов электромеханических приводов:

а) РВПД 21,6х0,0083 (рис. 6.13) 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.;

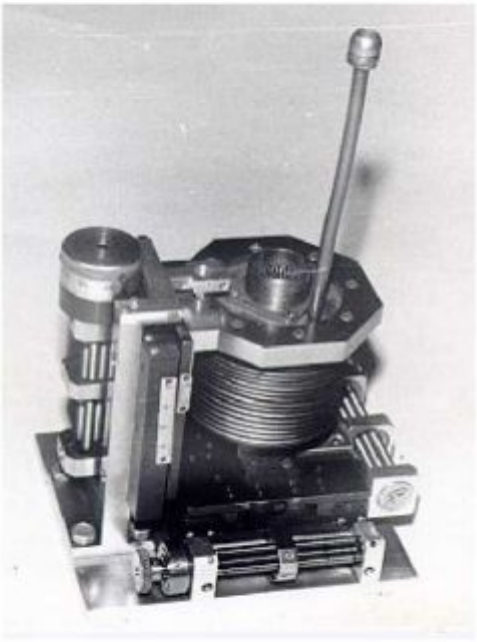


Рис. 6.10. Трехкоординатный манипулятор на базе РВПД 12,6х0,1

б) РВПД 37,5х0,25 (рис. 6.14) в сочетании с вентильным электродвигателем для привода изменения угла наклона лопастей ветроэнергетической установки МКБ "Радуга" (г. Дубна);

в) РВПД 50х0,5 (рис. 6.15) в сочетании с электродвигателем ДП 40 для привода ленторегулирующего устройства ткацкой машины МКБ "Радуга" (г. Дубна).

г) РВПД 66х6 (рис. 6.16) для специального электромеханического привода. РВПД66х6 изготовлена на ПТО АО "АвтоВАЗ", успешно прошла точностные испытания и испытания на ресурс.

Рис. 6.11. Однокоординатная подвижка на базе передачи РВПД 12,6х0,1

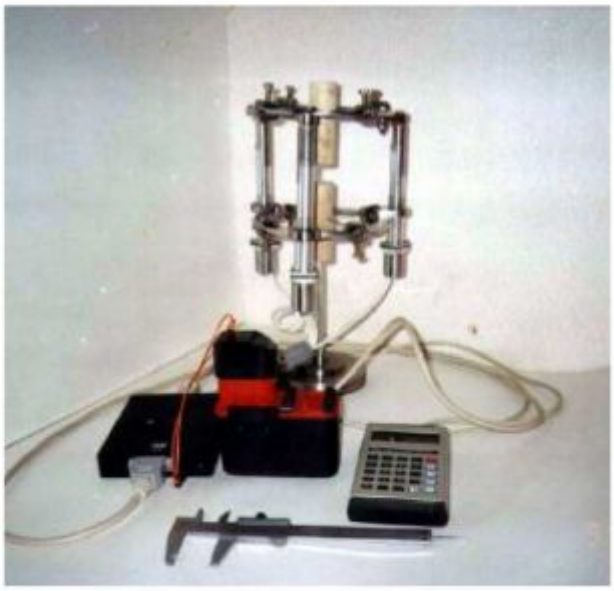


Рис. 6.12. Автономный ортопедический аппарат автоматизированного остеосинтеза

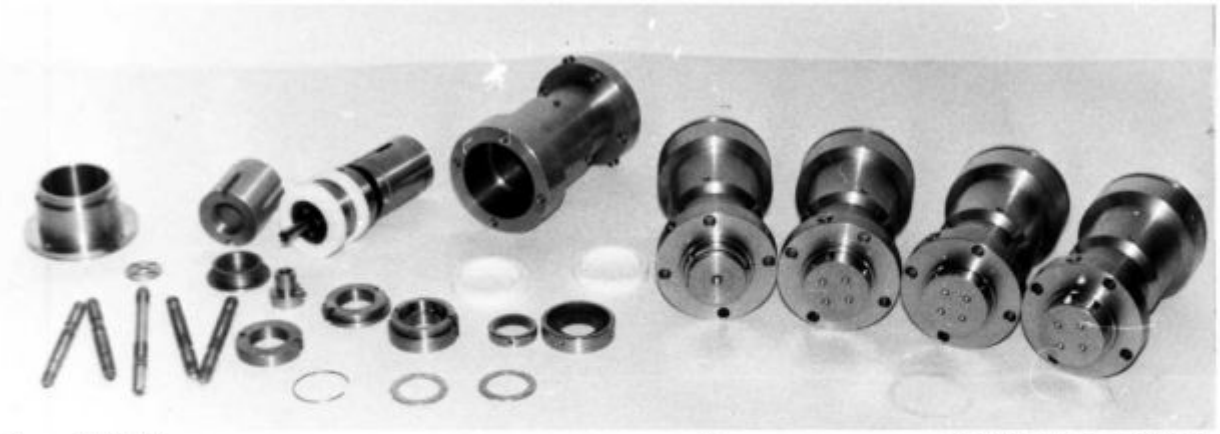


Рис. 6.13. Передача с длинными ступенчатыми резьбовыми роликами РВПД 21,6х0,0083

Рис. 6.14. Передача с длинными резьбовыми роликами РВПД 37,5х0,25

Рис. 6.15. Передача с длинными резьбовыми роликами РВПД 50х0,5

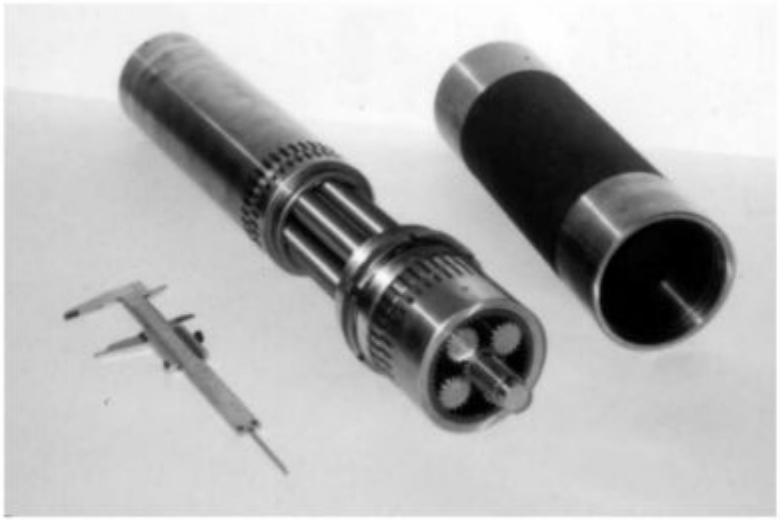


Рис. 6.16. Передача с длинными резьбовыми роликами РВПД 66х6

Глава 7. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РОЛИКОВИНТОВЫХ ПЕРЕДАЧ И ПРИВОДОВ НА ИХ БАЗЕ

7.1. Экспериментальное исследование передачи с короткими резьбовыми роликами РВП 48х8

В качестве объекта исследования принята серийно выпускаемая на ПТО АО «АвтоВАЗ» передача РВП 48х8 (см. рис.6.1) [59], соответствующая известной передаче Transrol SR 48х8 [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;

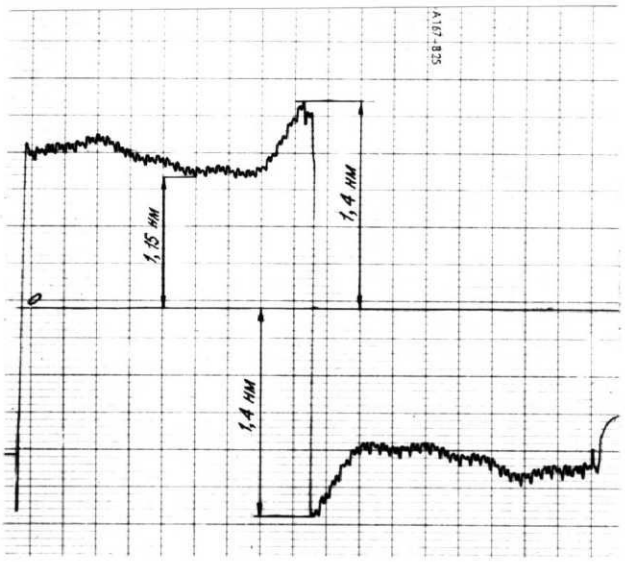
и) осевая жесткость не менее 900 Н/мкм;

к) момент холостого хода не более 2,5 Н·м;

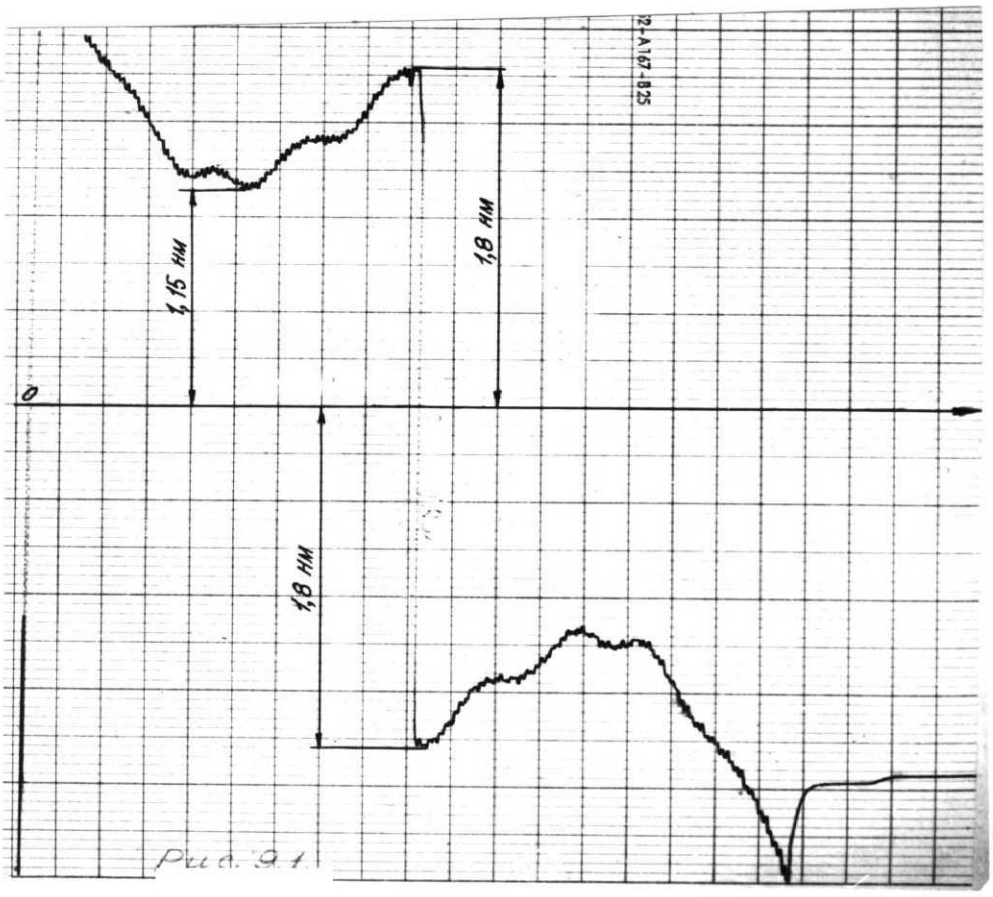
л) КПД не менее 0,8;

м) долговечность при номинальной нагрузке 10000 Н не менее 20 млн циклов (оборотов).

Измерение момента холостого хода и осевой жесткости передачи РВП 48х8 осуществлялось на специальных измерительных стендах фирмы "Jakob". 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, от подбора роликов с разноразмерностью средних диаметров резьбы до 2 мкм и от 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. 7.1 и 7.2. 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. 7.1. График экспериментальных зависимостей момента холостого хода от угла поворота винта:
а – при меньшем натяге гаек; б – при большем натяге гаек

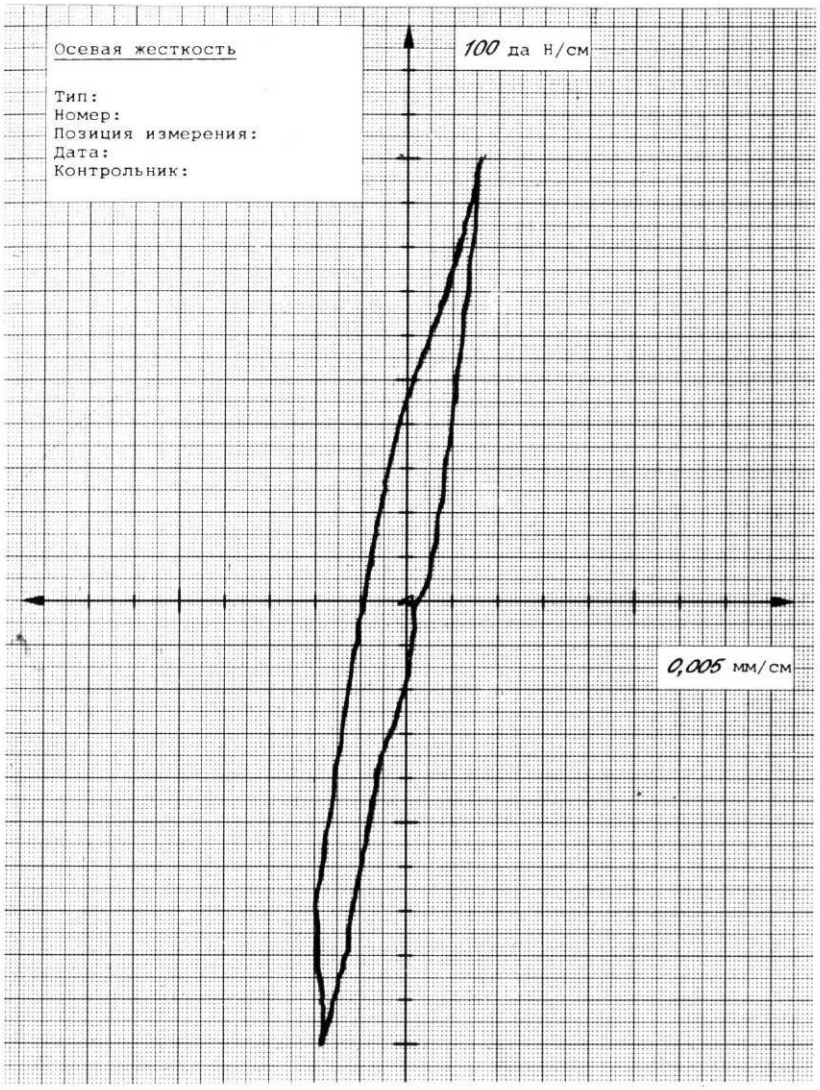


Рис. 7.2. Зависимость осевой нагрузки РВПК от осевой контактной деформации резьб (петля гистерезиса)

На ПТО АО «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 АО «АвтоВАЗ» в табл. 7.1.

Таблица 7.1

Геометрические характеристики	Номинальный размер, мм	Предельное отклонение, мкм	Действительные отклонения по виткам, мкм										Среднее значение	Среднеквадратичное отклонение
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10		
Средний диаметр резьбы:														
винта	48	0 -10	-5,0	-7,5	-7,0	-1,5	-4,0	-4,5	-5,0	-6,5	-7,5	-2,5	-5,0	2,0
ролика	16	0 -5	-2,0	-4,0	-5,0	-4,0	-7,0	-4,0	-5,0	-3,0	-2,0	-3,0	-3,93	1,38
гайки № 1	80	+60 +40	+40,0	+39,5	+39,5	+40,5	+42,0	+40,5	+40,0	+40,0	+41,0	+43,0	+40,63	0,95
гайки № 2	>>	>>	+38,5	+37,0	+38,5	+38,5	+38,5	+38,5	+38,0	+38,5	+39,0	+38,5	+38,34	0,44
Шаг резьбы:														
винта	1,6	+1,5	-0,5	+1,0	+0,5	-0,5	+0,0	-0,5	+1,5	+1,0	-0,5	-2,0	+0,02	0,98
ролика	1,6	+1,5	+0,5	-1,0	-0,0	-0,0	+2,0	-0,5	+0,5	0,0	+1,0	-2,0	-0,01	0,91
гайки № 1	1,6	+1,5	-0,0	0,0	-0,5	+0,5	-0,5	+0,5	+0,0	-1,0	+0,5	0,0	+0,02	0,45
гайки № 2	>>	>>	+1,0	-1,0	+0,5	0,0	0,0	+0,5	-0,5	0,0	0,0	00	+0,02	0,49

Проведен статистический анализ погрешностей резьб. На рис. 7.3 представлены гистограммы и графики плотности распределения вероятностей погрешностей шага резьб винта (рис. 7.3, а), роликов (рис. 7.3 ,б), гайки (рис. 7.3, в), а также погрешностей среднего диаметра резьб винта (рис.7.3,г), роликов (рис. 7.3, д), гайки (рис. 7.3, е).

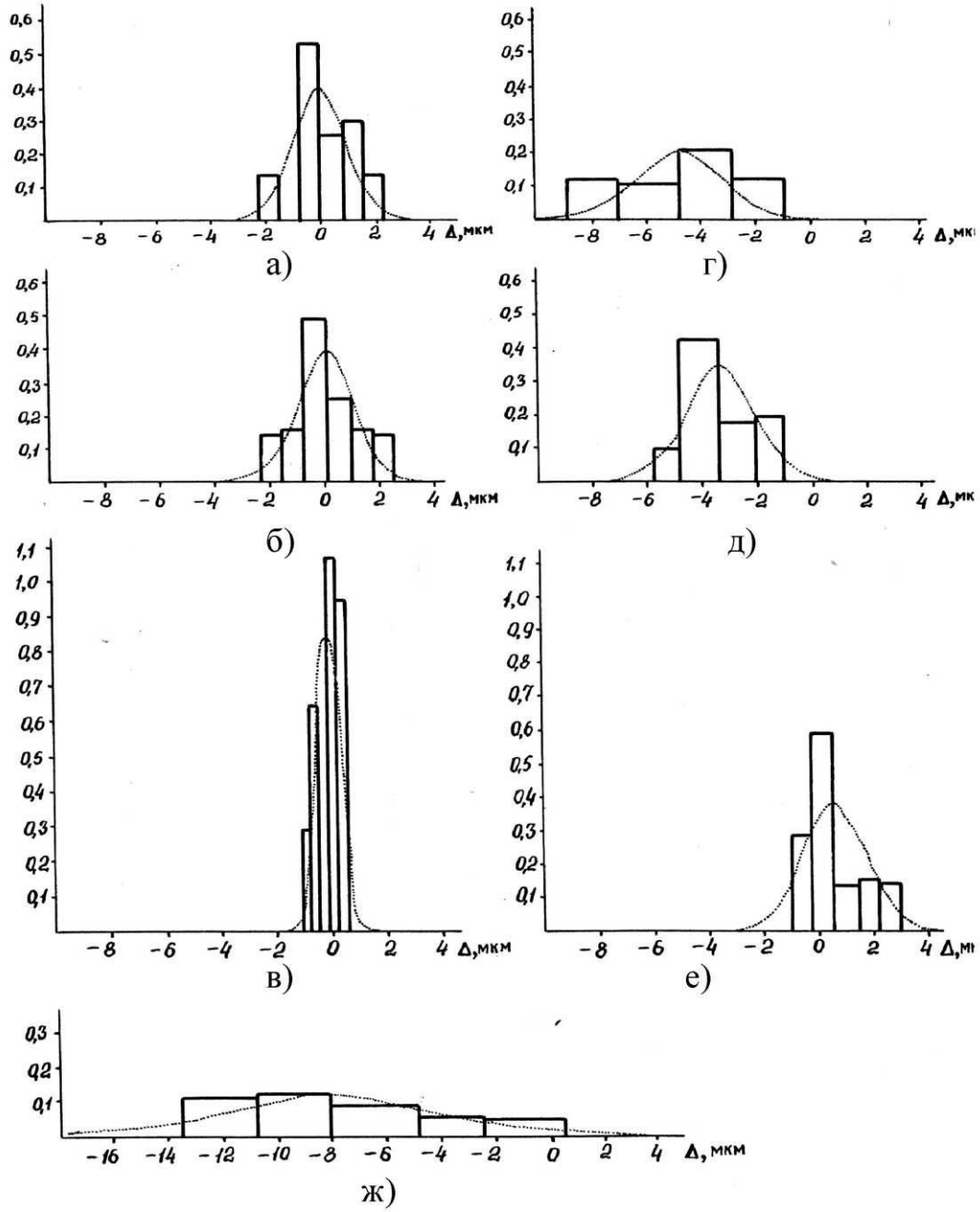


Рис. 7.3. Функции плотности распределения погрешностей резьб и кинематической погрешности передачи

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 АО «АвтоВАЗ».

Из табл. 7.1 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 48х8 (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. 7.2. На рис 7.3,ж представлены гистограмма и график плотности распределения вероятностей кинематической погрешности передачи РВП 48х8.

Предельное поле рассеяния кинематической погрешности $\pm 3\sigma = \pm 11{,}24$ мкм. Кинематическая погрешность передачи с короткими роликами РВП 48х8 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 7.2

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

7.2. Экспериментальное определение КПД передачи с длинными резьбовыми роликами РВПД 12,6х0,1

Техническая характеристика передачи РВПД 12х0,1 (см. рис. 6.12):

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 $5 \cdot 10^{-8}$ кг·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. 7.4.

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 12х0,1. КПД определялось согласно зависимости

$$\eta_{\text{п.х}} = \frac{QS}{M2\pi}.$$

На основе экспериментальных значений получен график зависимости КПД от прикладываемой к передаче осевой нагрузки (рис. 7.5).

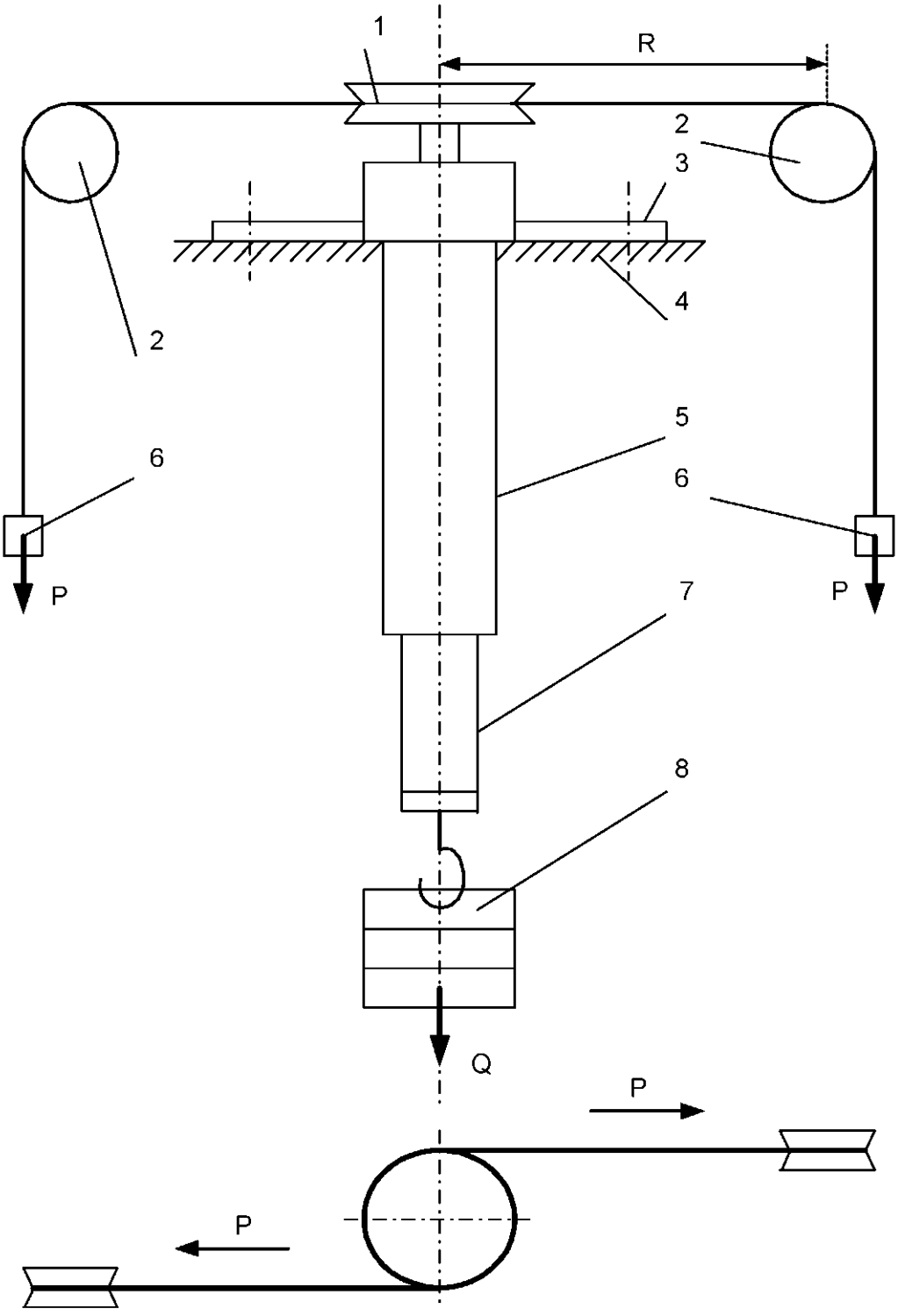


Рис. 7.4. Схема экспериментальной установки измерения КПД:
1 – горизонтальный шкив; 2 – вертикальные шкивы; 3 – крепление; 4 – основание; 5 – корпус механизма; 6 – нагрузка для создания пары сил; 7 – шток механизма; 8 – осевая нагрузка

Из графика видно, что КПД передачи составляет 0,36 … 0,40, что соответствует результатам теоретических расчетов.

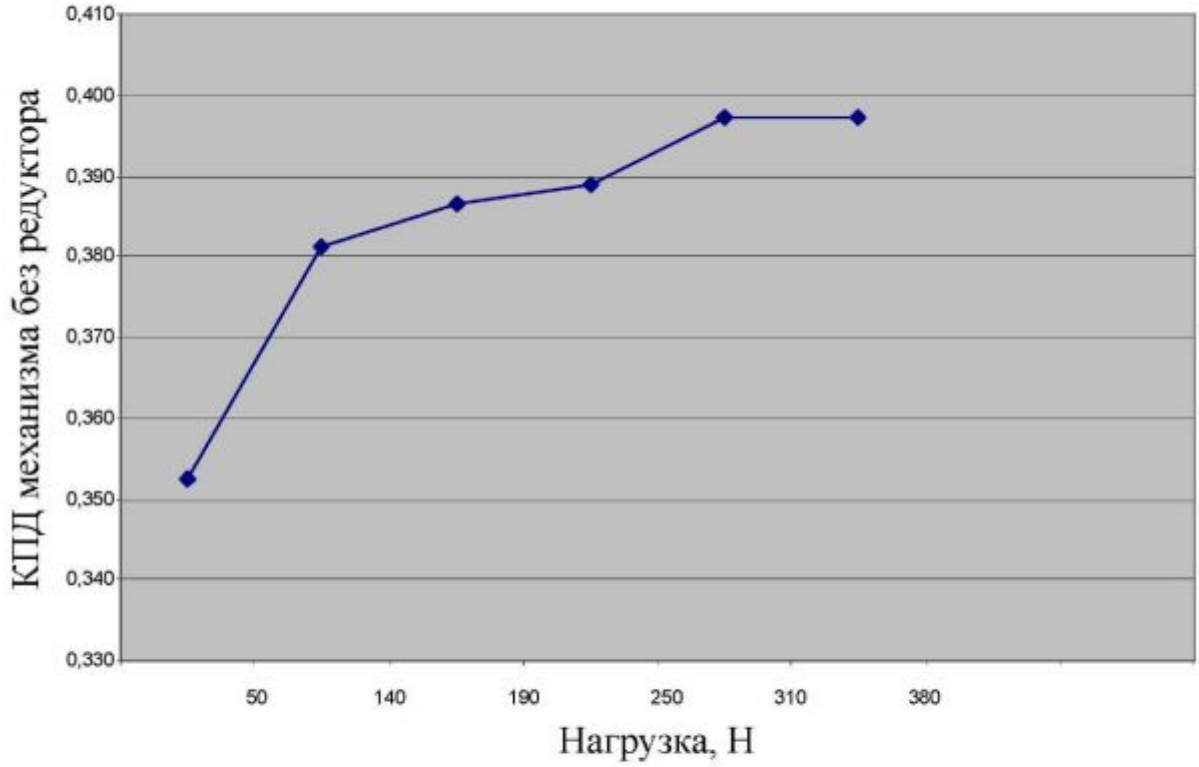


Рис. 7.5. Зависимость КПД передачи от осевой нагрузки

Такие же значения КПД получены для передачи с длинными резьбовыми роликами РВПД 21,6х0,1.

7.3. Экспериментальные исследования приводов на базе передач с длинными роликами РВПД 21,6х0,1 и шаговых электродвигателей

Технические характеристики передачи РВПД 21,6х0,1(см. рис. 6.8):

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^2;

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 РВПД 21,6х0,1 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’ (угл. мин).

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;

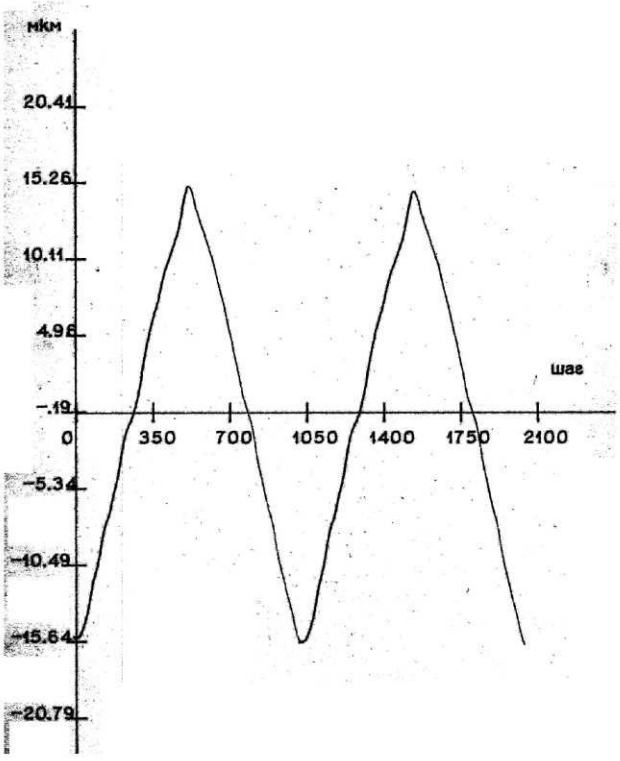
20 мкм – 0,01 мкм.

Время установления показаний датчика не более 0,2 с.

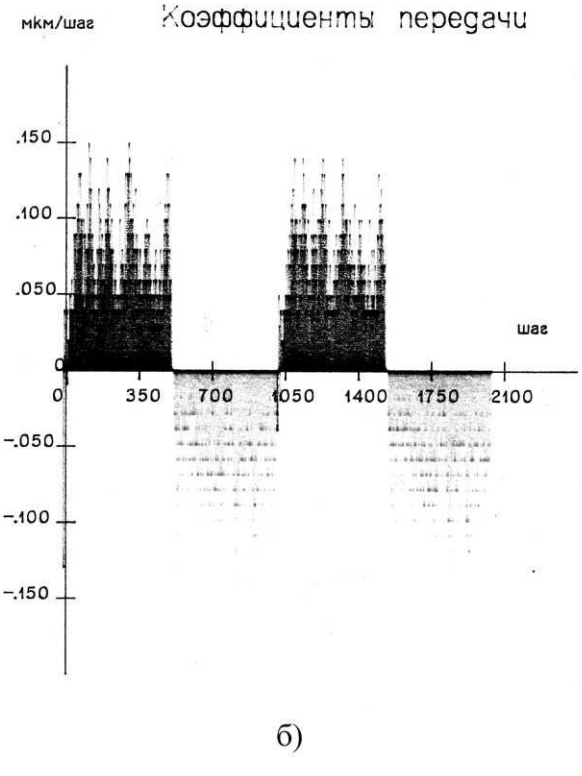
Управление перемещением привода по заданному закону и сбор данных производились периферийным контроллером, а обработка данных, визуализация и документирование – центральной ЭВМ.

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 ±2,5 мм и скоростью перемещения 6 мкм/с. Продолжительность предварительных испытаний 16 ч. В ходе этих испытаний не обнаружено появление 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. 7.6, а,б.



а)



б)

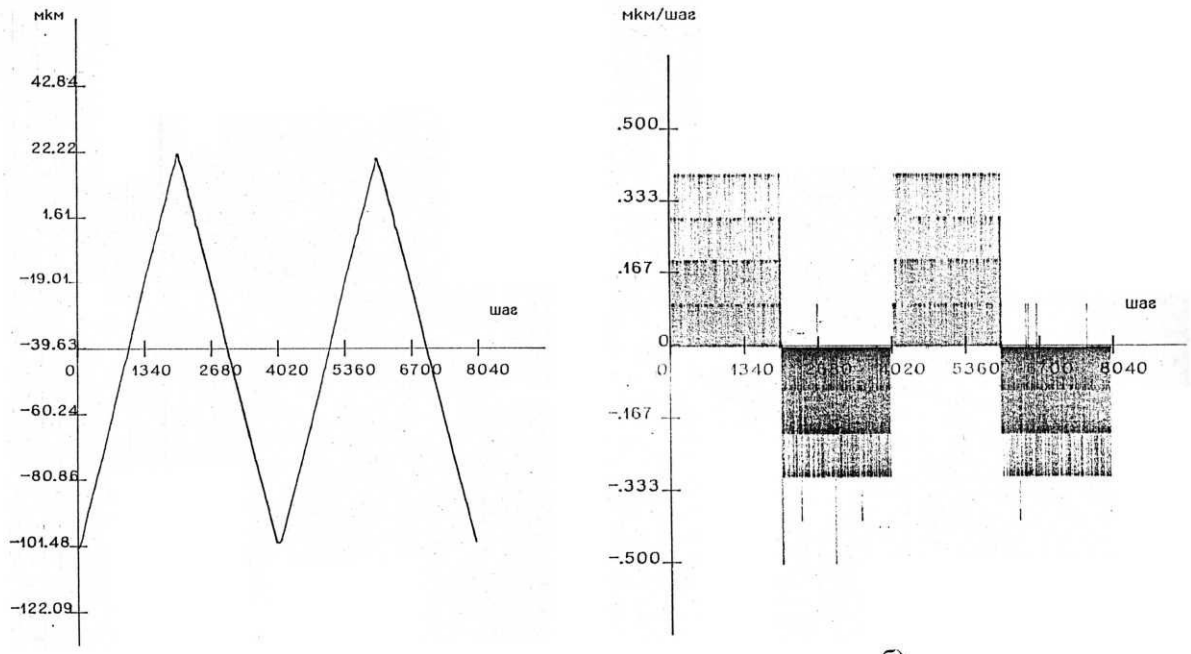
Рис. 7.6. Траектория перемещения (а) и коэффициенты передачи (б) при пределе измерения датчика 20 мкм при разрешении 0,01 мкм

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. 7.7,а,б.



а) б)

Рис. 7.7. 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 АО «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 РВПД 21,6х0,1 и шагового электродвигателя ДШИ-200, погрешность угла поворота рамки карданного подвеса находится в пределах от 2” до 10” (угл. с).

7.4. Испытание следящего привода на базе передачи с длинными резьбовыми роликами РВПД 30х1

Испытания следящего привода на базе передачи с длинными резьбовыми роликами проводились совместно с ВНИИ ”Сигнал” (г. Ковров) в 1980 г. Испытываемый привод отличался тем, что исполнительный механизм представлял собой передачу с длинными резьбовыми роликами РВПД 30х1 (см. рис. 6.7), винт которой был непосредственно соединен с валом электродвигателя [61].

Техническая характеристика опытного образца передачи с длинными резьбовыми роликами:

а) шаг резьбы 1 мм;

б) средний диаметр резьбы винта 10 мм;

в) средний диаметр резьбы ролика 10 мм;

г) перемещение ходовой гайки за оборот винта 1мм;

д) длина перемещения ходовой гайки 100 мм;

е) твердость поверхности резьбы ролика 35...40 HRC;

ж) КПД передачи 0,7.

Характеристика привода:

а) электродвигатель исполнительный ЭДМ-14, $N = 180$ Вт;

б) усилитель силовой – транзисторный;

в) тахогенератор в виде электродвигателя ДПР-42-Н1-02, соединенного непосредственно с винтом;

г) задающее устройство;

д) обратные связи системы управления по положению, скорости и току электродвигателя.

Привод на базе передачи с длинными роликами по сравнению со штатным приводом отличался лучшей компактностью.

Обьем испытаний при нормальных климатических условиях:

а) требуемая суммарная наработка 600 ч;

б) количество этапов 3 по 200 ч в каждом;

в) продолжительность цикла непрерывной работы 6 ч.

Последовательность выполнения каждого цикла:

а) в начале каждого цикла от задающего устройства задается постоянная скорость 52 мрад/с с 4 реверсами;

б) последующая работа ведется по синусному закону с амплитудой (105 ± 17) мрад и периодом (10 ± 2) с;

в) нулевое положение синусоиды изменяется задающим устройством в начале каждого шестичасового цикла в пределах от 35 до 152 мрад.

В процессе испытаний контролировалась величина ошибки привода. Климатические испытания проводились при температуре ±50 °С с выдержкой по 4 ч с контролем ошибки привода и тока электродвигателя.

Результаты испытаний опытной передачи в течение 700 ч показали, что при нормальных климатических условиях и при климатических испытаниях в барокамере по точностным характеристикам и диапазону скоростей плавной работы привод с передачей с длинными резьбовыми ролика-

ми существенно превышает привод с серийной передачей, состоящей из зубчатого редуктора и передачи винт – гайка скольжения.

Статическая ошибка привода с опытной передачей составила 0,5 мрад по сравнению с 1,5 мрад при серийной передаче. Динамическая ошибка привода с опытной передачей составила (1,0...1,5) мрад по сравнению с 3,5 мрад при серийной передаче. Минимальная плавная скорость привода с опытной передачей составила 0,17 мрад/с по сравнению с 0,86 мрад/с при серийном приводе.

По истечении наработки 700 ч, т.е. 13,3 млн об. винта, характеристики привода на базе передачи с длинными резьбовыми роликами практически не изменились. При этом требуемая по ТУ гарантийная наработка привода составляла 500 ч, т.е. 9,5 млн об. винта.

Следует отметить, что в серийном приводе с передачей винт – гайка скольжения имели место в режиме оттормаживания фрикционные автоколебания, нарушавшие работоспособность привода. Эти автоколебания полностью не устранялись даже при выполнении в передаче винт – гайка скольжения трехзаходной резьбы вместо однозаходной. В приводе на базе передачи с длинными резьбовыми роликами автоколебаний не было.

Таким образом, экспериментальные исследования подтвердили высокую точность и высокую надежность приводов на базе роликовинтовых передач, в частности передач с длинными резьбовыми роликами, а также соответствие результатов экспериментальных исследований расчетным характеристикам передач.

ВОПРОСЫ ДЛЯ ПОВТОРЕНИЯ

1. Каковы назначение, области применения и основные показатели качества передач винт – гайка?

2. Из каких деталей состоит планетарная передача винт – гайка с резьбовыми роликами типа SR? Каков принцип ее работы?

3. Как определяются передаточные отношения и как соотносятся диапазоны передаточных отношений традиционных и нетрадиционных роликовинтовых передач?

4. Из каких деталей состоит планетарная передача винт – гайка с длинными резьбовыми роликами? Каков принцип ее работы?

5. Какова зависимость динамической грузоподъемности роликовинтовой передачи от ее параметров и как соотносятся динамические грузоподъемности и долговечности РВПК и РВПД?

6. Какова зависимость статической грузоподъемности роликовинтовой передачи от ее параметров и как соотносятся статические грузоподъемности РВПК и РВПД?

7. Какова зависимость КПД роликовинтовой передачи от ее параметров и как соотносятся КПД РВПК и РВПД?

8. Каковы зависимости моментов инерции роликовинтовых передач от их параметров и как соотносятся моменты инерции РВПК и РВПД?

9. Какова зависимость жесткости роликовинтовой передачи от ее параметров и как соотносятся жесткости РВПК и РВПД?

10. На какие классы точности подразделяются роликовинтовые передачи и как соотносятся кинематические погрешности РВПК и РВПД?

11. Какие особенности роликовинтовых передач способствуют повышению производительности машин и оборудования, какие – повышению точности и плавности работы приводов?

12. Какие особенности роликовинтовых передач способствуют снижению массы и габаритов приводов? Какие особенности способствуют снижению энергозатрат?

13. Какие достоинства РВПД способствуют повышению разрешающей способности, чувствительности шаговых приводов?

14. Какова зависимость передаточного отношения роликовинтовой передачи от ее параметров для обеспечения минимизации требуемого момента электродвигателя? Каково соотношение пускового момента электродвигателя к моменту статического сопротивления на валу электродвигателя для обеспечения плавности работы привода?

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Рассмотренные в учебном пособии конструкции и методика проектирования роликовинтовых передач дополняют традиционно излагаемые в курсах деталей машин конструкции передач вращательного движения (зубчатых, червячных и т.д.) и методики их проектирования.

Для повышения технического уровня приводов на базе передач винт – гайка и сокращения сроков их проектирования необходимо иметь унифицированный набор передач винт – гайка, удовлетворяющий широкому диапазону требований к передаче в составе привода.

Требованиям улучшения показателей качества могут удовлетворять новые конструкции механических передач специального назначения. Проведенный сравнительный анализ показал, что для малых и средних длин перемещений передача с длинными резьбовыми роликами по диапазону выбора передаточного отношения, долговечности, статической грузоподъемности, коэффициенту полезного действия, моменту инерции и кинематической точности имеет преимущества перед шариковинтовыми передачами и передачами с короткими резьбовыми роликами. Новые роликовинтовые передачи не противопоставляются традиционным передачам винт – гайка, а расширяют арсенал возможных технических решений и позволяют повышать технический уровень привода при соответствующих условиях эксплуатации.

Основная проблема при создании высококачественных роликовинтовых передач – это обеспечение их функциональной взаимозаменяемости, то есть обеспечение выполнения передачами заданных функций в составе привода при условии изготовления их по определенной конструктивной схеме с определенными параметрами и с определенными допусками в соответствии с условиями эксплуатации. Вопросы функциональной взаимозаменяемости предполагается рассмотреть в следующем издании.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1974. – 656 с.

2. Павлов Б.И. Шариковинтовые механизмы в приборостроении. – Л.: Машиностроение, 1986. – 134 с.

3. Пат. 2556572 США, НКИ 74.424.8.

4. А.с. 199606 СССР, МКИ F16 H 25/20. Винтовая передача качения / А.И. Гринченко, Ю.П. Григорьев (СССР).

5. Бушенин Д.В. Несоосные винтовые механизмы. – М.: Машиностроение, 1985. – 112 с.

6. Ефремова Г.Л. К определению коэффициента полезного действия роликовых винтовых механизмов // Теория передач в машинах. – М.: Наука, 1971. – С. 96 – 101.

7. Пат. 1490113 Великобритания, МКИ F16 H 25/22.

8. Пат. 4576057 США, МКИ F16 H 25/22, 1984.

9. Козырев В.В. Планетарные механизмы преобразования вращательного движения в поступательное // Вестн. 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 // Станки и инструмент. – 1970. – №1. – С. 42 – 43.

13. А.с. 335468 СССР, МКИ F16 H 1/32. Планетарная передача винт – гайка / Л.В. Марголин (СССР), 1972.

14. Пат. 1204487 ФРГ, МКИ F06 H, 1963.

15. Пат. 3.861.221 США, НКИ 74.424.8.

16. Пат. 1931861 ФРГ, МКИ F16 H 25/22.

17. Перель Л.Я. Подшипники качения: Справ. – 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. Новоселов Б.В., Бушенин Д.В. Проектирование механических передач следящего привода: Метод. рекомендации / Владим. политехн. ин-т. – 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 / Владим. политехн. ин-т. – Владимир, 1987. – 24 с.

21. Петриченко В.Н., Коваленко Г.Г., Святошнюк В.И. Наукоемким компонентам техники – приоритетное развитие // Приводная техника. – 1996. – № 0. – С. 5 – 9.

22. Якушев А.И., Воронцов Л.Н., Федотов Н.М. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: Учеб. для втузов. – М.: Машиностроение, 1986. – 352 с.

23. Козырев В.В. Сравнение шариковых и роликовых передач винт – гайка // 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 // 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, Д.В. Бушенин, В.В. Козырев, О.А. Ряховский // 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. – М.: Машгиз, 1949. – 123 с.

34. Ковалев М.П., Народецкий М.З. Расчет высокоточных шарикоподшипников. – М.: Машиностроение, 1980. – 373 с.

35. Спришевский А.И. Подшипники качения. – М.: Машиностроение, 1969. – 632 с.

36. Козырев В.В. Сравнение жесткости шариковых и роликовых передач винт – гайка //Вестн. машиностроения. – 1987. – №5. – С. 38 – 41.

37. Проектирование винтовых механизмов: Метод. рекомендации / Д.В. Бушенин, Е.А. Деулин, С.П. Носатов и др.; Владим. политехн. ин-т. – 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 // Станки и инструмент. – 1990. – №5. – С. 30 – 33 с.

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. – М.: Энергия, 1979. – 56 с.

42. А.с. 1308135 СССР, МКИ H02 K 41/07. Линейный электродвигатель (его варианты) / В.В. Козырев (СССР), 1983.

43. Электрические двигатели с гладким якорем для систем автоматики / Ю.К. Васильев, Г.В. Лазарев, Н.С. Рубан и др. – М.: Энергия, 1979. – 176 с.

44. Эффективность применения высокомоментных двигателей в станкостроении / Э.Г. Королев, И.А. Волкомирский, А.М. Лебедев и др. – М.: Машиностроение, 1981. – 144 с.

45. Кенио Т. Двигатели постоянного тока с постоянными магнитами: Пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 184 с.

46. Беленький Ю.М., Микеров А.Г. Выбор и программирование параметров безконтактного моментного привода. – Л.: ЛДНТП, 1990. – 24 с.

47. Кенио Т. Шаговые двигатели и их микропроцессорные системы управления: Пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 200 с.

48. Козырев В.В. Особенности применения роликовинтовых передач как исполнительных механизмов станков и роботов// Приводная техника. – 1998. – Октябрь – ноябрь. – С. 33 – 37.

49. Козырев В.В., Соцков Д.А., Овчинников А.Ю. Электромеханический привод на базе роликовинтовых передач как элемент мехатронной системы атомобиля // Мехатроника. – 2000. – № 7. – С.30 – 34.

50. Терамати М. Позиционирующий стол с дифференциальной подачей, обеспечивающий точность 0,1 мкм // «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, П.Б. Колов, А.Ю. Овчинников 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, В.В. Козырев, П.Н. Лускинович, М.А. Проньков // Тез. докл. Второй междунар. конф. по нанотехнологии / НИИ «Дельта». – М., 1993. – С. 44 – 45.

54. Беляев Н.И., Нагорский В.Д. Выбор двигателя и редуктора следящих систем. – М.: Машиностроение, 1972. – 150 с.

55. Ратмиров В.А., Чурин И.Н., Шмутер С.П. Повышение точности и производительности станков с программным управлением. – М.: Машиностроение, 1970. – 343 с.

56. Проектирование следящих систем / Л.В. Рабинович, Б.И. Петров, В.Г. Терсков и др. – М.: Машиностроение, 1969. – 499 с.

57. Автономный ортопедический аппарат автоматизированного остеосинтеза как мехатронная система / В.В. Козырев, Ю.Е. Мишулин, А.Ю. Овчинников, О.В. Федотов // Мехатроника, автоматизация, управление. – 2002. – № 4. – С. 41 – 44.

58. Козырев В.В., Мишулин Ю.Е., Федотов О.В. Реализация и анализ микропроцессорных систем управления для автономных ортопедических аппаратов автоматизированного остеосинтеза // 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, П.Б. Колов, В.И. Сидоров 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, В.В. Козырев, Ю.Н. Жеглов, С.Н. Никуленков // Оборонная техника. – 1983. – № 4. – С. 25 – 30.