

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ  
Белорусский национальный технический университет

---

Кафедра «Металлорежущие станки и инструменты»

А. И. Кочергин  
Т. В. Василенко

# ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИВОДА ПОДАЧИ СТАНКА С ЧПУ

Учебно-методическое пособие  
по курсовому проектированию  
для студентов специальности 1-36 01 03  
«Технологическое оборудование машиностроительного  
производства»

Минск  
БНТУ  
2014

УДК 621.9.06-8-529:378.147.091.313(075.8)

ББК 34.63-5я7

К75

Рецензенты:

д-р техн. наук, доц. *И. А. Капительян*;

д-р техн. наук, проф. *О. Г. Девойно*

**Кочергин, А. И.**

К75 Проектирование привода подачи станка с ЧПУ : учебно-методическое пособие по курсовому проектированию для студентов специальности 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства» / А. И. Кочергин, Т. В. Василенко. – Минск : БНТУ, 2014. – 73 с.

ISBN 978-985-550-200-6.

Издание предназначено для студентов специальности 1-36 01 03, выполняющих курсовой проект по дисциплине «Конструирование и расчет технологического оборудования».

Описаны структуры и конструкции элементов исполнительных механизмов приводов подачи, осуществляющих прямолинейное движение в станках с ЧПУ, приведены методики их расчета и выбора.

УДК 621.9.06-8-529:378.147.091.313(075.8)

ББК 34.63-5я7

ISBN 978-985-550-200-6

© Кочергин А. И.,  
Василенко Т.В., 2014

© Белорусский национальный  
технический университет, 2014

## Введение

Приводы подачи станков с числовым программным управлением (ЧПУ) обеспечивают прямолинейное или круговое движение подачи, а во многих случаях – и установочные движения рабочих органов. Скорость движения регулируется бесступенчато в широком диапазоне. Привод подачи должен обеспечивать требуемую точность перемещений, поэтому в его механическом исполнительном механизме зазоры не допускаются. Этот механизм должен обладать высокой жесткостью.

В данном пособии описаны конструкции элементов исполнительных механизмов приводов подачи, осуществляющих прямолинейное движение в станках с ЧПУ, и приведены методики их выбора.

## 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПРИВОДАХ ПОДАЧИ СТАНКОВ С ЧПУ

### 1.1. Требования к приводам подачи

Приводами подачи с числовым программным управлением и шариковой винтовой передачей в качестве тягового механизма оснащают станки с ЧПУ, гибкие производственные модули, линейные и крестовые столы, манипуляторы.

*Диапазон бесступенчатого регулирования* частот вращения тягового механизма привода подачи должен быть широким – не менее 10 000. Объясняется это тем, что этот привод перемещает исполнительный орган не только со скоростью рабочей подачи (минимальное значение – несколько миллиметров в минуту), но и со скоростью установочных движений (достигает 60 000 мм/мин). Ускорение рабочего органа достигает (1,5–2)g.

*Силовые характеристики* привода подачи должны быть такими, чтобы он смог преодолевать силы резания; динамические силы, возникающие при разгоне и торможении; силы трения в его механизмах и опорах, а также в направляющих исполнительного органа; неуравновешенную часть его силы тяжести и находящихся на нем элементов.

**Точность привода** подачи характеризуется погрешностью позиционирования и зоной нечувствительности и зависит от точности комплектующих элементов, структуры и осевой жесткости привода, а также от его тепловой стабильности.

## 1.2. Структуры приводов подачи

В состав привода подачи входят электрический двигатель с системой управления, исполнительный механизм, дополнительные устройства: блокировки, ограждения и др.

В станках с ЧПУ широко применяются **следающие электрические приводы**, в которых не только автоматически регулируются частота вращения электродвигателя и, следовательно, скорость исполнительного органа, но и производится слежение за положением последнего.

В следящих приводах с **полузамкнутым контуром обратной связи** (рис. 1.1, а) тахогенератор, выполняющий функцию измерительного преобразователя частоты вращения, установлен на вал электродвигателя М и выдает сигналы обратной связи в блок регулирования скорости. Круговой измерительный преобразователь пути находится на валу двигателя или на соединенном с ним ходовом винте. Он вырабатывает сигнал обратной связи, который в блоке регулирования положения сравнивается с сигналом, поступающим из устройства ЧПУ. В таком приводе ходовой винт не охвачен обратной связью, и его погрешности переносятся на погрешность позиционирования суппорта или другого исполнительного органа. Точность позиционирования можно повысить путем ввода в УЧПУ коррекции, соответствующей погрешностям механической системы.

В следящих приводах с **замкнутым контуром регулирования** (рис. 1.1, б) линейный измерительный преобразователь пути установлен на исполнительном органе, поэтому погрешности механической системы не оказывают влияния на точность позиционирования. Такие приводы применяются в прецизионных станках.

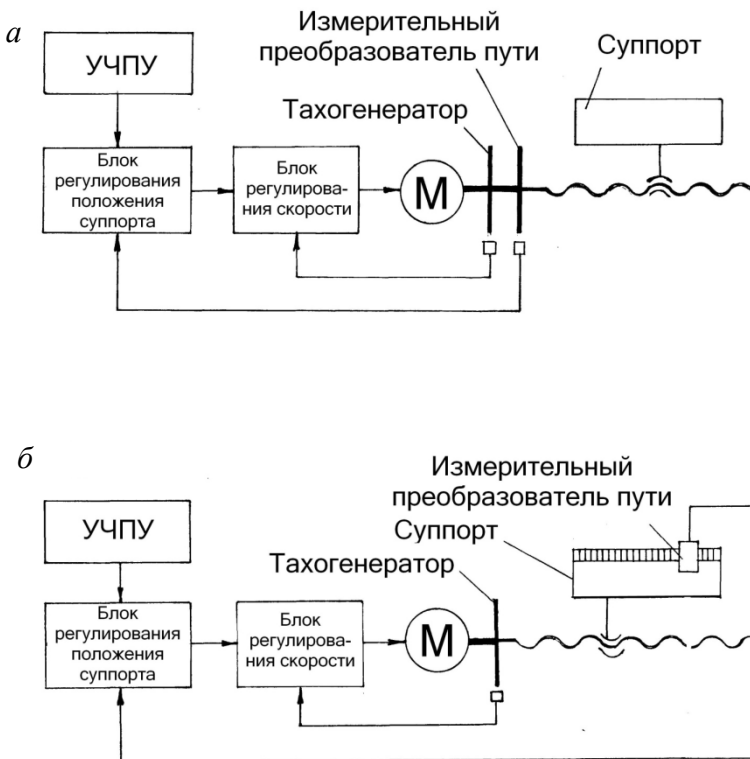


Рис. 1.1. Структурные схемы приводов подачи

### 1.3. Структуры исполнительного механизма приводов подачи

Исполнительные механизмы приводов подачи с приводным винтом выполняются по следующим схемам.

1. Двигатель *1* (рис. 1.2, *a*) муфтой *2* соединен с винтом передачи. Если круговой измерительный преобразователь установлен на валу двигателя, то вследствие деформации привода на участке от вала двигателя до гайки появляются погрешности измерения перемещений. При установке измерительного преобразователя *4* на ходовом винте через муфту *3* со стороны, противоположной приводу, эти погрешности отсутствуют.

2. Между двигателем *1* и ходовым винтом находится редуктор *2*, состоящий из пары зубчатых колес или передачи с зубчатым рем-

нем (рис. 1.2, б). Редуктор предназначен для повышения вращающего момента на тяговом механизме. Передача с зубчатым ремнем обеспечивает более стабильную скорость подачи по сравнению с шестеренным редуктором. В приводе с ременной передачей круговой измерительный преобразователь перемещений 4 муфтой 3 соединяется с винтом со стороны привода или с противоположной стороны. В случае применения шестеренного редуктора круговой измерительный преобразователь может быть соединен с валом электродвигателя, с левым или правым концом винта. Наиболее точным, но не самым простым является привод, когда измерительный преобразователь перемещений соединен с винтом со стороны двигателя.

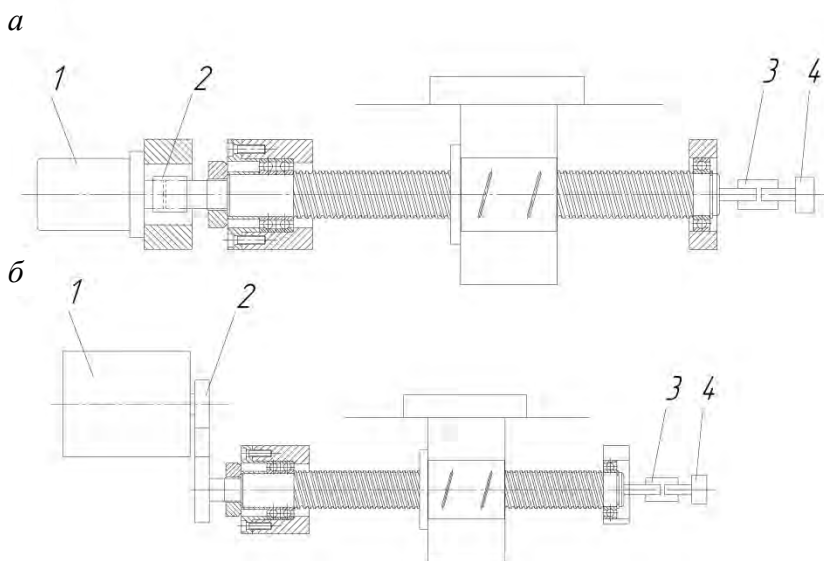


Рис. 1.2. Схемы исполнительного механизма привода подачи с приводным винтом

Структура с приводной гайкой шариковинтовой передачи, изготовленной в одном блоке с ротором электродвигателя, обеспечивает более высокую точность перемещений и лучшие динамические свойства привода.

## 2. ШАРИКОВЫЕ ВИНТОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ

### 2.1. Устройство шариковых винтовых передач

Шариковая винтовая передача (ШВП) предназначена для преобразования вращательного движения в поступательное или наоборот. Она состоит из винта 1 (рис. 2.1, а), гайки 4 (или двух гаек), комплекта шариков 5, каналов 3 для их возврата, уплотнений 2. При вращении винта гайка перемещается в осевом направлении. При вращении гайки винт перемещается в осевом направлении.

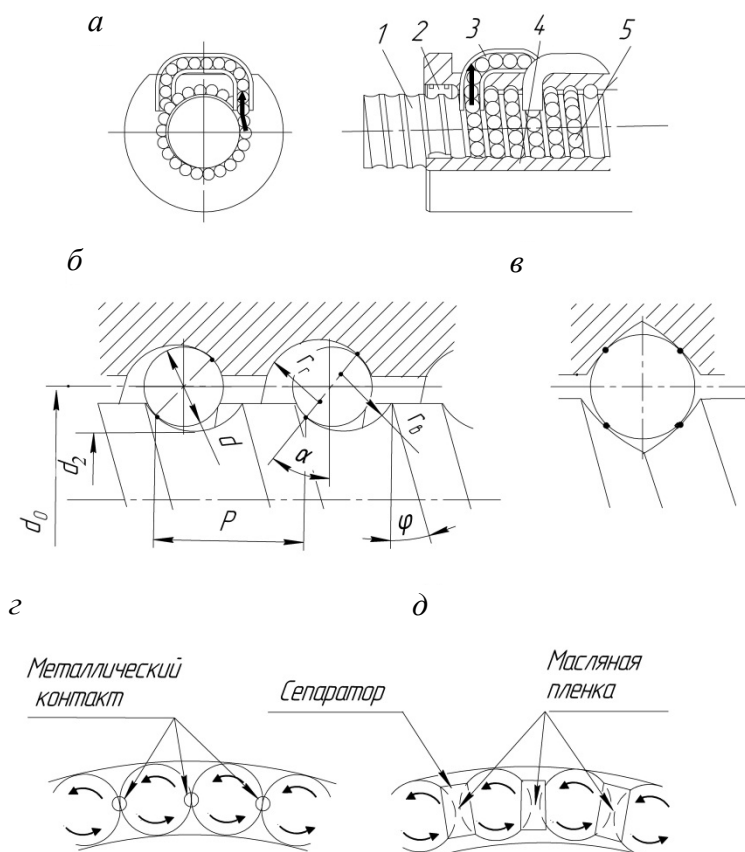


Рис. 2.1. Схемы шариковой винтовой передачи

Профиль резьбы задается в сечении, нормальном к винтовой линии. В основном используется полукруглый профиль (рис. 2.1, б), позволяющий создавать двухточечный контакт. Реже применяется арочный профиль (рис. 2.1, в), образованный дугами окружности. По сравнению с полукруглым профилем он менее технологичный, но благодаря четырехточечному контакту передачи на его основе обладают более высокой грузоподъемностью.

Шарики, находящиеся в винтовом канале, вращаются и скользят друг относительно друга в противоположных направлениях со скоростью, в два раза большей скорости вращения каждого из них (рис. 2.1, з), что является причиной повышенного износа и шума. В передачах новейших конструкций шарики находятся в сепараторе, образованном шайбами из антифрикционного материала (рис. 2.1, д), благодаря которым на шариках обеспечивается постоянная масляная пленка, повышается нагрузочная способность передачи, снижаются ее шум и износ.

Винт и гайку изготавливают из высококачественных подшипниковых или цементируемых сталей. По одной технологии винтовые канавки нарезают резцом и после термообработки шлифуют; достигается твердость не ниже 60 HRC. По другой технологии резьбу на винте накатывают.

Основными размерами передачи являются номинальный диаметр  $d_0$  (диаметр условного цилиндра, на котором находятся центры шариков) и шаг резьбы  $p$  (см. рис. 2.1, б). Размеры передачи стандартизированы (таблица). Диаметр шарика  $d \approx 0,6p$ .

Размеры шариковой передачи

Номинальный диаметр $d_0$ , мм	Номинальный шаг $p$ , мм
6	2,5
8	2,5
10	2,5
12	2,5; 3; 4; 5
16	2,5; 3; 4; 5; 6
20	3; 4; 5; 6; 8
25	4; 5; 6; 8; 10
32	4; 5; 6; 8; 10; 12



Номинальный диаметр $d_0$ , мм	Номинальный шаг $p$ , мм
40	5; 6; 8; 10; 12
50	5; 6; 8; 10; 12; 16; 20
63	5; 6; 8; 10; 12; 16; 20
80	6; 8; 10; 12; 16; 20
100	8; 10; 12; 16; 20
125	10; 12; 16; 20
160	10; 12; 16; 20
200	10; 12; 16; 20

Диаметр стержня винта

$$d_2 = d_0 - 0,71d.$$

Для снижения контактных напряжений принято

$$r_b = r_f \approx (1,03 \dots 1,05)d.$$

Угол подъема резьбы

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{p}{\pi d_0}.$$

## 2.2. Свойства и применение передач

Являясь механизмами качения, ШВП обладают следующими свойствами:

1. Малые потери мощности на преодоление трения и соответственно высокий КПД: при углах подъема винтовой канавки от 2 до 9° он изменяется от 0,85 до 0,98.

2. Небольшая разница между силами трения покоя и движения, что обеспечивает незначительное влияние частоты вращения винта на момент трения в передаче и плавность движения исполнительного органа.

3. Возможность создавать большую скорость движения исполнительного органа.

4. Возможность устранять в ней осевой зазор и создавать осевой натяг, что обеспечивает высокую жесткость привода подачи и точность перемещения рабочего органа.

5. Достаточная для станка долговечность.

Недостатками передачи являются сложность изготовления и необходимость тщательной защиты от загрязнений.

В качестве тягового механизма передача применяется в металло-режущих станках с ЧПУ, а также в других машинах с прецизионными перемещениями исполнительных органов. Она применяется и в приводах подач обычных станков при необходимости обеспечивать точные перемещения, а также с целью значительного повышения стойкости режущих инструментов благодаря плавности движения исполнительного органа. Передача также применяется в манипуляторах, промышленных работах, измерительных машинах и в другом оборудовании.

### **2.3. Конструктивные элементы шариковой винтовой передачи**

#### ***2.3.1. Устройства для возврата шариков***

Вращаясь вокруг своих осей, шарики катятся по винтовой канавке и приближаются к торцу гайки. Для возврата шариков к противоположному торцу или на несколько шагов назад предназначены трубки 1, вставленные в гайку (рис. 2.2, а), каналы 2 в ней (рис. 2.2, б) или вкладыши 3, 4, вставленные в окна, выполненные в гайке (рис. 2.2, в). Вкладыши соединяют два соседних витка гайки. Они сдвинуты друг относительно друга в осевом направлении на один шаг. Всего вкладышей в гайке может быть три, четыре или шесть. В канал возврата шарики направляются отражателем.

Если в гайке три вкладыша, то по угловому положению они смещены друг относительно друга на  $120^\circ$  и шарики в каждой гайке разделяют на три циркулирующие цепочки. Из-за большой инерционности шариков рабочий профиль вкладышей должен максимально приближаться к теоретическому.

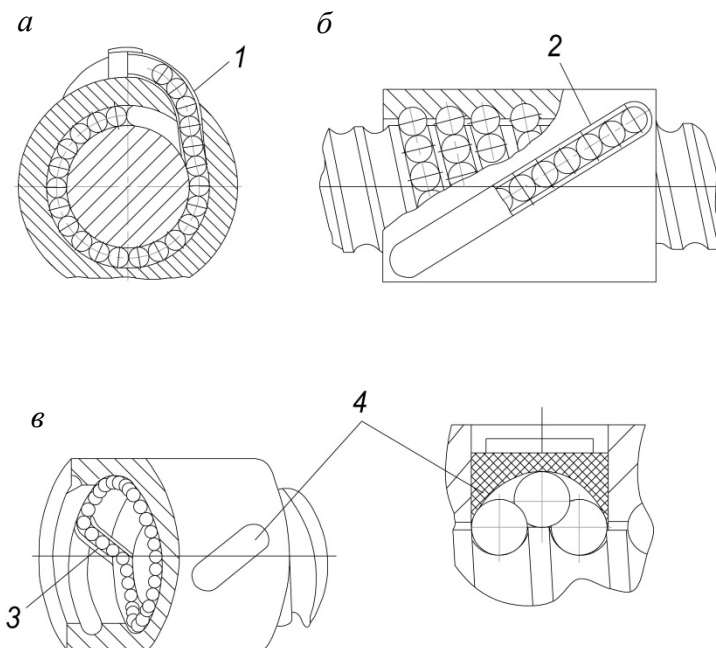


Рис. 2.2. Схемы устройств для возврата шариков

Устройства отвода с вкладышами компактны, допускают окружную скорость шариков до 360 м/мин, но требуют тщательного изготовления. Устройства отвода других типов проще в изготовлении и пригодны при скорости шариков до 150 м/мин.

### 2.3.2. Устройства для создания предварительного натяга

**Назначение предварительного натяга.** Предварительный натяг между шариками и дорожками качения обеспечивается предварительной нагрузкой на них, устраняющей возможные зазоры, вызывающей упругие деформации контактирующих тел, снижающей неравномерность нагруженности шариков при наличии из разно-размерности.

Предварительный натяг повышает осевую жесткость передачи и точность привода подачи. Однако сила предварительного натяга, являясь значительной внутренней нагрузкой на передачу, снижает

ее долговечность и повышает температуру. Поэтому сила предварительного натяга  $F_n$  должна быть назначена обоснованно.

Передачи изготавливаются с разной величиной предварительного натяга. Например, фирма Rexroth изготавливает передачи с двойной гайкой, натяг в которых обеспечивается осевой силой, равной 0,07 или 0,1 динамической грузоподъемности  $C$ . Фирма HIWIN рекомендует назначать силу предварительного натяга  $F_n$  в зависимости от уровня нагрузки на привод:

- приводы с легкими нагрузками  $F_n < 0,04C$ ;
- со средними и легкими нагрузками  $F_n = (0,04 \dots 0,06)C$ ;
- средними нагрузками  $F_n = (0,06 \dots 0,08)C$ ;
- средними и тяжелыми нагрузками  $F_n = 0,08C$ .

Применяются и другие критерии определения силы предварительного натяга. Согласно им минимальный натяг можно назначать, когда требования к осевой жесткости передачи невысокие или когда основная доля податливости привода подачи приходится на винт (винт длинный). Максимальный натяг назначается, когда требования к осевой жесткости привода очень высокие и при этом винт жесткий, короткий, установлен на жестких опорах, а основная доля податливости привода приходится на шариковинтовой механизм.

Во всех случаях, исходя из требований к долговечности и тепловому режиму приводов с ШВП, силу предварительного натяга не следует назначать большей чем 0,1 $C$ .

Силу предварительного натяга можно контролировать по моменту холостого хода передачи  $M_{x,x}$

$$F_n = \frac{1,4 \cdot 10^5 M_{x,x} r_{ш}}{d_0},$$

где  $F_n$  в Н;  $M_{x,x}$  – в Н·м;  $r_{ш}$  и  $d_0$  – в мм.

Момент холостого хода измеряют на стенде по всей длине винта при вращении его в обе стороны.

**Регулирование предварительного натяга в передачах с одинарной гайкой.** Одинарные гайки с ограниченным осевым зазором применяются, когда не требуется высокой точности перемещений. Небольшой натяг в передачах с одинарной гайкой (сила натяга от 2 до 5 % допустимой динамической грузоподъемности) создается пу-

тем подбора шариков по диаметру или уменьшением ширины продольного разреза гайки с помощью винта. Подбором шариков по диаметру создается натяг и в передачах с арочным профилем.

**Регулирование натяга в передачах с двойной гайкой.** 1. Натяг в передаче возникает в результате сдвига в осевом направлении винтовой канавки гайки 1 (рис. 2.3) относительно винтовой канавки, которая была бы продолжением канавки гайки 3. Другими словами, винтовая канавка одной гайки не является продолжением канавки другой гайки. Относительный осевой сдвиг канавок создается пружиной 2, подгонкой торцов гаек и фиксации их прессовыми соединением с помощью кольца 4, в котором предусмотрено отверстие для гидравлического демонтажа, или компенсатором 5.

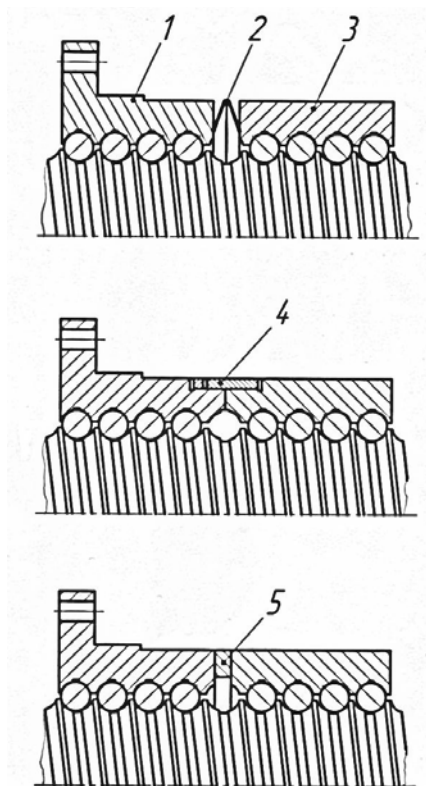


Рис. 2.3. Схемы ШВП с относительным осевым смещением гаек

2. Предварительный натяг в передаче обеспечивается технологией изготовления гайки и подбором шариков по диаметру. Сначала на половине длины гайки шлифуются витки с шагом  $p$  (рис. 2.4), затем в середине гайки производится осевой сдвиг шлифовального круга на  $\Delta$ , после этого шлифуют остальные витки с шагом  $p$ . Таким образом, из одной заготовки получается двойная гайка с осевым сдвигом винтовой канавки. Она отличается стабильностью предварительного натяга, в то время как в других двойных гайках в процессе эксплуатации он может изменяться вследствие микроперемещений конструктивных элементов.

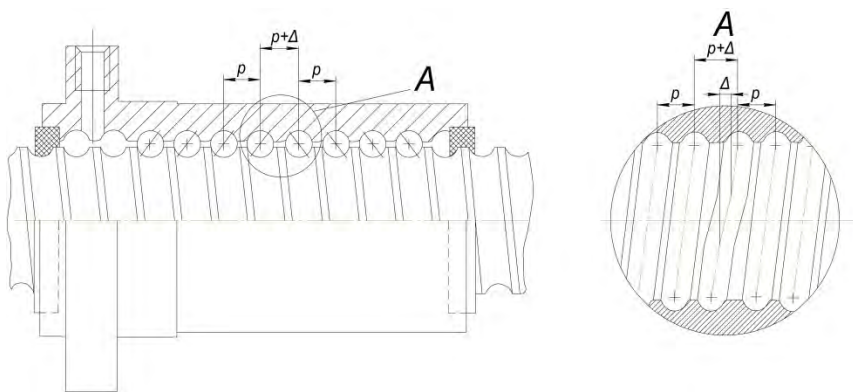


Рис. 2.4. Передача с гайкой, имеющей сдвиг винтовой канавки

3. Предварительный натяг обеспечивается изменением углового положения одной гайки относительно теоретического положения, определяемого другой гайкой. Одно из исполнений таких устройств представлено на рис. 2.5, а. Для регулирования натяга гайки 1 и 2 снабжены зубчатыми венцами на фланцах, которые входят во внутренние зубчатые венцы корпуса 3. На одном фланце число зубьев на единицу больше, чем на другом. Если венцы обоих фланцев вывести из корпуса, повернуть гайки в одну сторону на одинаковое число зубьев (на неравные углы) и снова соединить зубчатые венцы, то благодаря небольшому осевому сближению профилей резьбы гаек создается заданный натяг.

Описанный механизм называют дифференциальным зубчатым. В устройстве другого исполнения применено зубчатое кольцо

(рис. 2.5, б), находящееся в зацеплении с зубчатыми венцами, прилегающими один к другому. Числа зубьев венцов отличаются на единицу:  $Z$  и  $Z + 1$ .

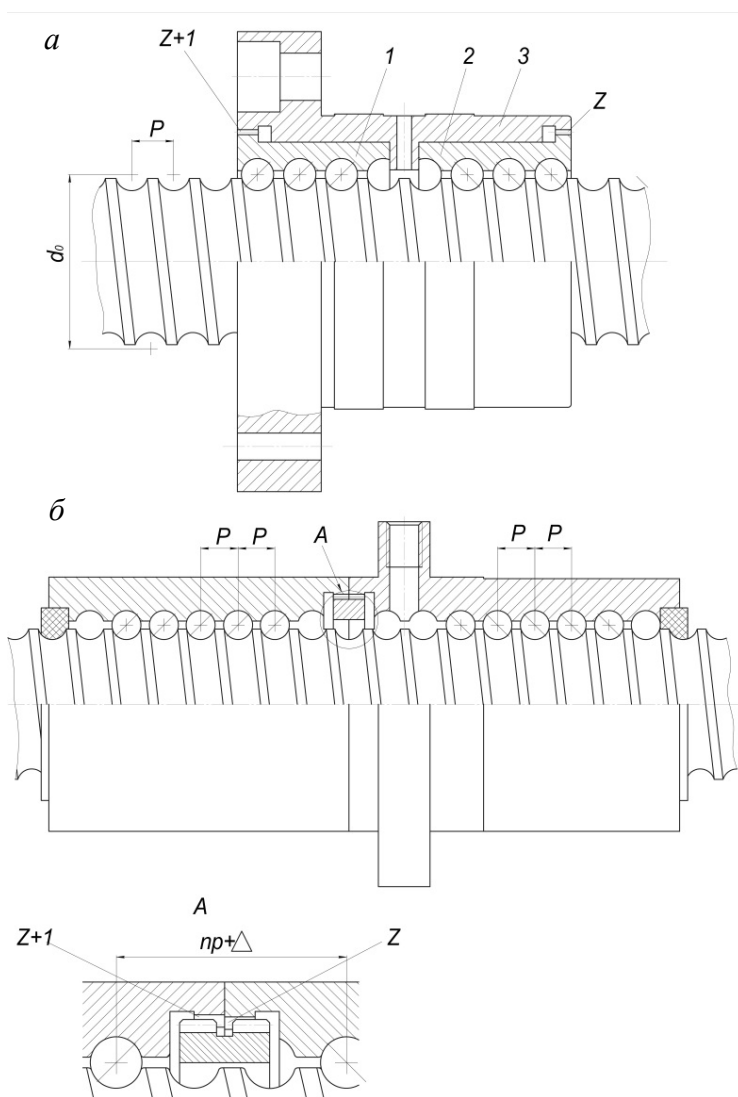


Рис. 2.5. Схемы ШВП с дифференциальным механизмом

### ***2.3.3. Устройства для смазывания ШВП***

Пластичный смазочный материал через отверстие в корпусе вводится в шариковый винтовой механизм в объеме, достаточном для заполнения половины объема пустот. Пригодны высококачественные смазочные материалы, используемые для шпиндельных опор качения. Повторное заполнение ШВП требуется после достаточно длительной работы. По рекомендации фирм HIWIN на каждые два месяца работы передачи объем вводимого материала должен быть равным половине объема дорожек гайки.

Жидкий смазочный материал вводится в ШВП с помощью автоматической смазочной системы. По рекомендации фирм HIWIN для нормальной работы передачи в течение 15 мин требуемый объем смазочного материала в миллилитрах численно равен диаметру винта в миллиметрах, деленному на 56–60. Требуемая вязкость смазочного материала зависит от нагрузки и частоты вращения винта. При медленном вращении пригодны материалы с большей вязкостью. Смазывание жидким материалом имеет то преимущество, что обеспечивает более низкую температуру по сравнению с температурой при смазывании пластичным материалом.

Отказаться от применения смазочной системы и уменьшить расход смазочного материала можно с помощью смазочных картриджей. Картридж, присоединенный к гайке передачи соосно, заполняется любым минеральным, углеводородным жидким или пластичным материалом в объеме от 15 до 60 см<sup>3</sup>. Через отверстие в гайке смазочный материал попадает непосредственно на тела качения. Обеспечивается длительная работа ШВП (до пяти лет) без замены и обслуживания картриджа.

### ***2.3.4. Средства для защиты механизма от загрязнения***

Тщательная защита механизма обеспечивается средствами очистки и уплотнения. В качестве средств очистки применяются полимерная втулка с резьбой на внутренней поверхности и эластичная манжета (рис. 2.6, *а*). Высокая эффективность характерна для грязесъемного полимерного кольца (рис. 2.6, *б*), винтовые канавки которого находятся в контакте с поверхностью винта. В кольце имеется восемь щелей для отвода загрязнений. Оно при-



жимается к винту двумя пружинами. Кольцо препятствует вытеканию смазочного материала из шариковинтового механизма, обеспечивая его длительную работу без технического обслуживания.

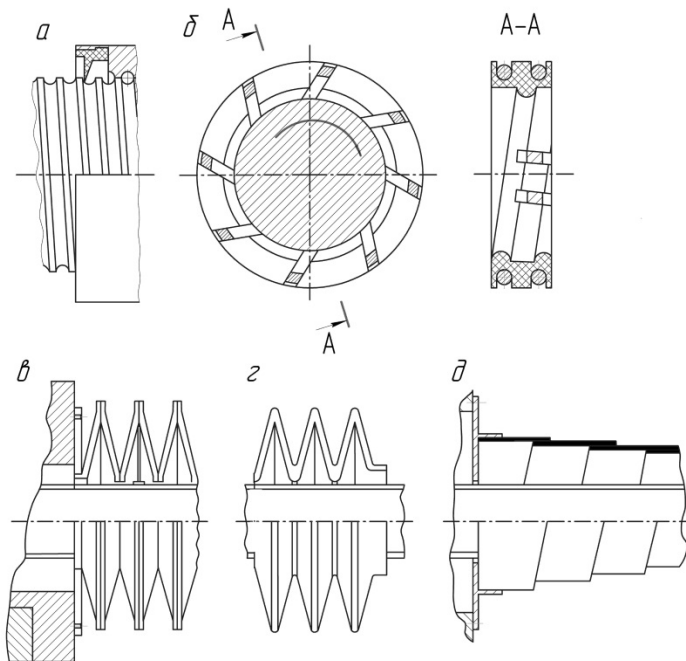


Рис. 2.6. Средства для защиты передачи от загрязнений

Как средство защиты применяются телескопические трубки, но, имея значительную длину, они могут быть использованы только при увеличенной длине винта. Гармоникообразные меха (рис. 2.6, в, г) хорошо защищают винт и не занимают много места. Короткие винты могут быть защищены стальными лентами, свернутыми в спираль (рис. 2.6, д).

Во многих станках ШВП и направляющие совместно защищаются от загрязнений устройствами, применяемыми для направляющих.

### 2.3.5. Средства для охлаждения передачи

Трение в шариковинтовом механизме и опорах винта является причиной повышения температуры винта и соответственно изменения шага передачи, а также дополнительных нагрузок на опоры винта, когда обе его опоры зафиксированы.

Уменьшение тепловыделения в передаче достигается снижением предварительного натяга и применением жидкого смазочного материала оптимальной вязкости. Если передача работает при высоких нагрузках с большой скоростью вращения винта, а также в приводах прецизионных станков, то необходим принудительный отвод тепла. Для этого через гайку (рис. 2.7) или винт с продольным отверстием и его опоры прокачивается охлажденное масло (рис. 2.8).

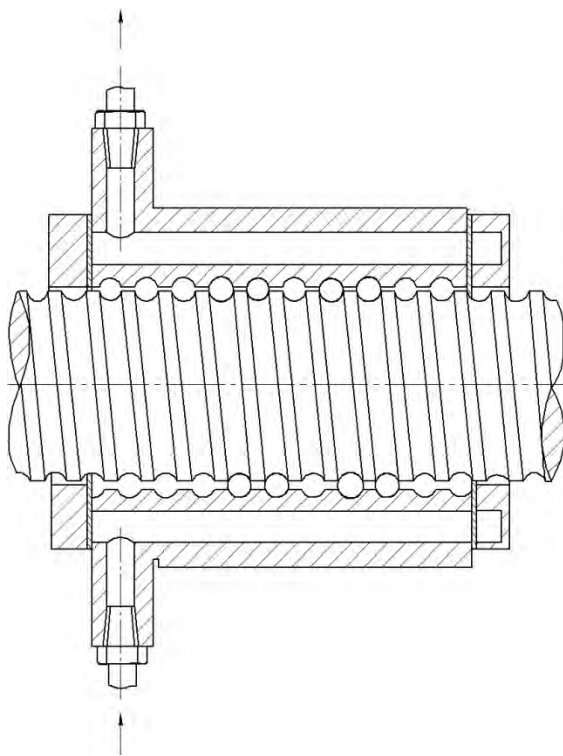


Рис. 2.7. Схема ШВП с принудительно охлаждаемой гайкой

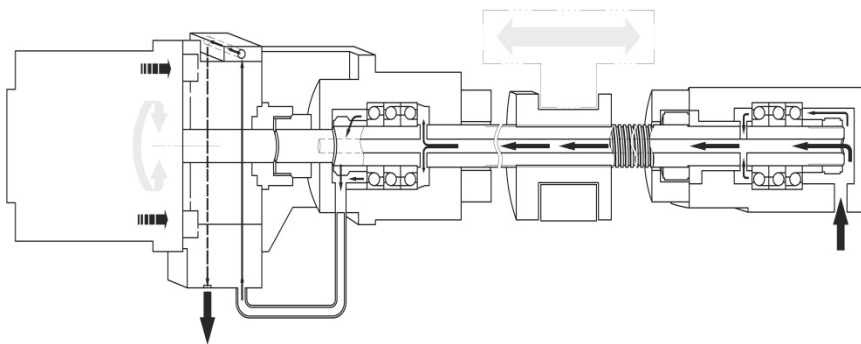


Рис. 2.8. Схема охлаждения механической части привода  
(станок МН 5000 DCG фирмы MORI SEIKI, Япония)

### 2.3.6. Корпуса механизмов

Корпус шариковинтового механизма может быть круглым с фланцем, находящимся у торца (см. рис. 2.4) или в средней части втулки (см. рис. 2.5). Круглый корпус без фланца снабжается наружной резьбой. Применяется и прямоугольный корпус с гладкими или резьбовыми крепежными отверстиями. В корпусе предусматривается канал для подвода смазочного материала.

## 2.4. Опоры винтов шариковой винтовой передачи

**Присоединительные поверхности винтов.** На концах винтов имеются поверхности (рис. 2.9) для установки их на опорах, а также для присоединения элементов приводного механизма, соединительной муфты, измерительного преобразователя перемещений. На концах винтов могут находиться шлицы, поперечные отверстия и др.

**Конструкции опор.** Опоры воспринимают осевую и радиальную нагрузки, действующие на винт. Они должны быть точными, жесткими при умеренном предварительном натяге, иметь низкий момент холостого хода. Этим требованиям соответствуют специальные подшипники.

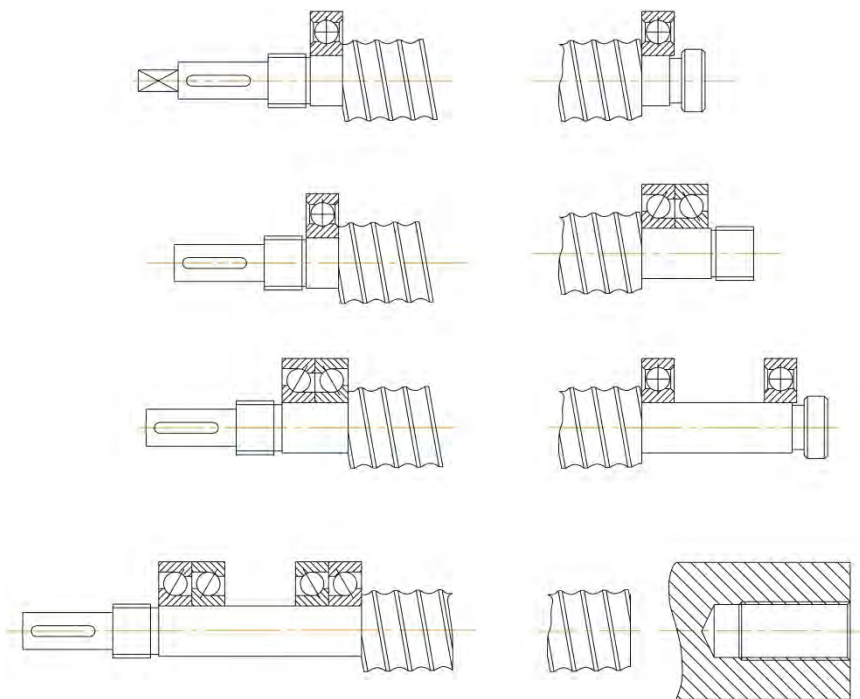


Рис. 2.9. Присоединительные поверхности винтов

Шариковые однорядные радиально-упорные подшипники с углом контакта  $62^\circ$ , изготавливаемые фирмами SKF и SNFA, бывают открытыми и закрытыми (с уплотнениями). В одиночном исполнении они воспринимают осевую нагрузку только одного направления. Из таких подшипников компонуют опоры по схемам дуплекс – *X* (рис. 2.10, *a*), дуплекс – *O* или более жесткие: из трех подшипников по схеме дуплекс-тандем – *X*, из четырех подшипников по схеме дуплекс-тандем с двух сторон (рис. 2.10, *б*).

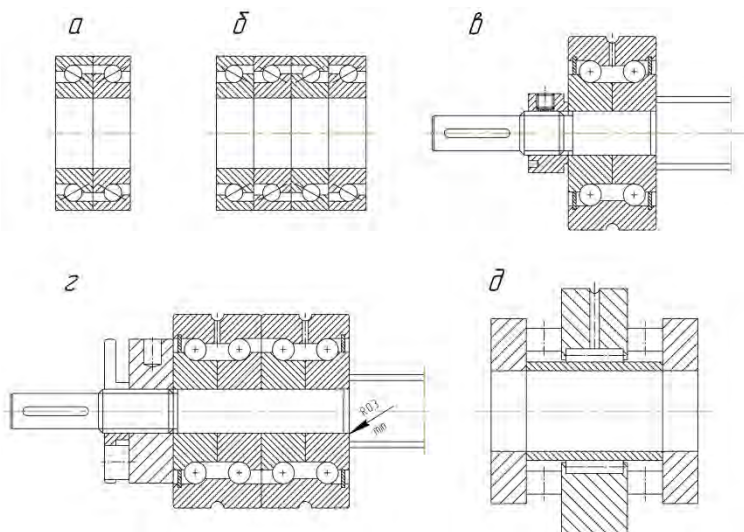


Рис. 2.10. Опоры винтов

Шариковые двухрядные радиально-упорные подшипники, изготавливаемые фирмами Rexroth (рис. 2.10, в), SKF и др., воспринимают осевые нагрузки в обоих направлениях и позволяют создавать компактные опоры. Повышенную осевую жесткость имеет опора, состоящая из пары двухрядных подшипников (рис. 2.10, г).

Роликовые упорные комбинированные подшипники (рис. 2.10, д) воспринимают большую осевую нагрузку и обладают повышенной жесткостью. В состав подшипника входят два упорных и радиальный роликовый подшипники. Осевой натяг ограничивается проставочной втулкой, радиальный зазор создается подбором комплекта роликов. При вращении винта в средней части дорожек происходит качение роликов, по краям – проскальзывание. Для улучшения работы подшипники делают с двумя рядами роликов, перемещающихся с разными скоростями.

В поддерживающей опоре винта устанавливают радиальный шариковый подшипник повышенной точности.

С помощью крепежной гайки комплект подшипников должен быть прижат к винту равномерно, чем предотвращается его искривление при монтаже. Применяются гайки с малым отклонением торца от перпендикулярности к ее оси.

Удобство монтажа и оптимальные условия эксплуатации обеспечиваются опорными узлами, в состав которых входят корпус 1 (рис. 2.11), комплект радиально-упорных шариковых подшипников 4, проставочные втулки 2, уплотнения 3. Предусмотрены отверстия А для закрепления уплотнения винта или втулки-амортизатора.

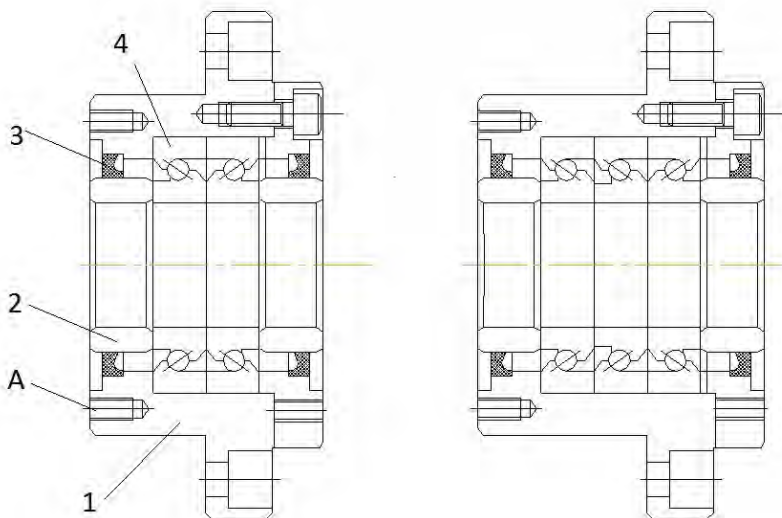


Рис. 2.11. Опорные узлы винтов

**Схемы установки винта на опорах.** Винт может быть установлен по четырем схемам (рис. 2.12).

**Схема 1.** Осевая сила, действующая на винт в обоих направлениях, воспринимается заземленной опорой, находящейся на стороне привода. В качестве такой опоры могут быть применены комбинированный роликовый подшипник (см. рис. 2.10, *д*), комплект радиально-упорных подшипников (см. рис. 2.10, *а*) или опоры фирмы Rexroth. Второй конец винта свободный.

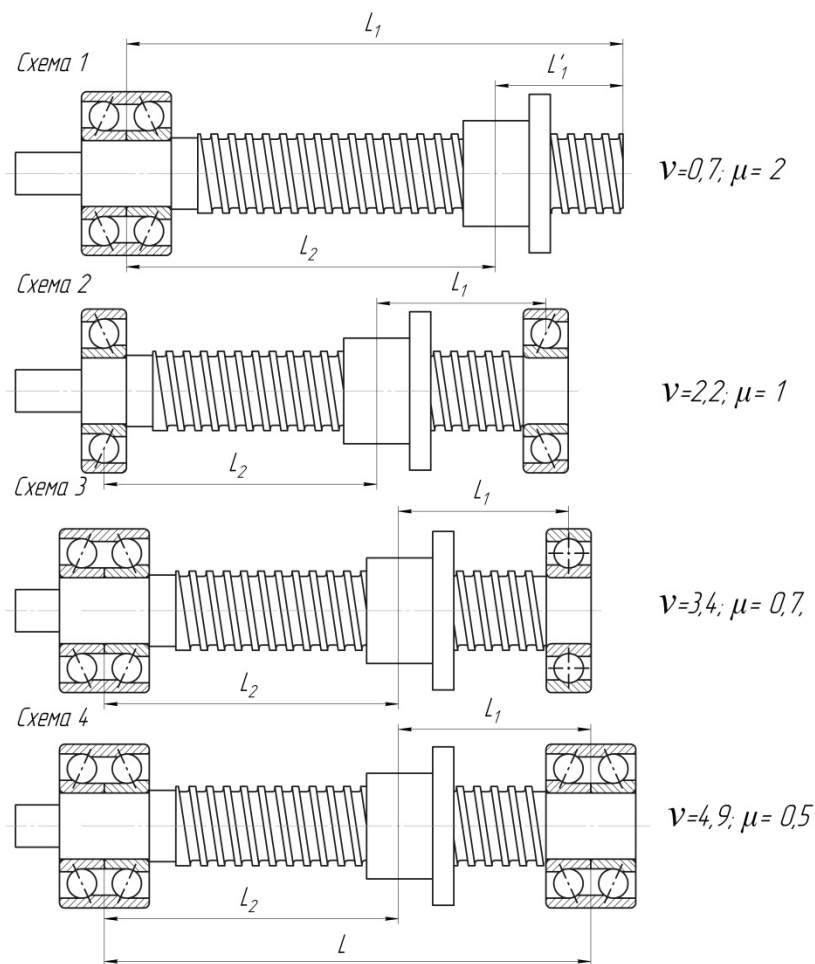


Рис. 2.12. Схемы установки винта на опорах

По этой схеме выполняются передачи с короткими и жесткими винтами (с отношением их длины  $l$  к диаметру  $d_0$  не более 25), а также передачи в вертикальных приводах или при действии нагрузки в одну сторону. Передачи допускают относительно небольшую сжимающую нагрузку и минимальную критическую частоту вращения.

**Схема 2.** Каждая опора воспринимает осевую нагрузку только одного направления. Так как передачи, выполненные по этой схеме, имеют достаточно большой запас устойчивости по осевой силе и частоте вращения, то она может применяться для сравнительно длинных винтов (при  $l/d_0 > 25$ ).

**Схема 3.** Защемленная опора винта со стороны привода воспринимает осевую силу в обоих направлениях. Второй конец винта поддерживается радиальной свободной опорой, например, шариковым радиальным подшипником. Часто применяется, как и передачи с односторонним закреплением винта, в горизонтальных приводах.

**Схема 4.** Обе опоры защемлены и воспринимают осевую нагрузку в обоих направлениях. С помощью гаек и тарельчатых пружин винт может быть растянут с целью устранения его провисания и обеспечения постоянства натяга в подшипниках при температурных деформациях винта.

Передачи по схемам 3 и 4 по сравнению с другими воспринимают наибольшую осевую нагрузку, имеют большой запас устойчивости по частоте вращения и повышенную осевую жесткость.

Критериями выбора схемы установки винта на опорах являются относительная длина винта, его положение (горизонтальное или другое), частота вращения при рабочих и холостых ходах, требования к осевой жесткости привода подачи.

### 3. ВЫБОР ШАРИКОВИНТОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

#### 3.1. Последовательность выбора

Выбор шариковинтовой передачи состоит в определении ее основных размеров, обеспечивающих работоспособность по совокупности критериев. Исходными данными для выбора являются:

- тип станка;
- срок службы, сменность работы, коэффициент технического использования станка;
- масса узла, перемещаемого приводом;
- перечень технологических переходов, в выполнении которых участвует проектируемый привод;
- схема и структура проектируемого привода;



- скорость быстрых движений рабочего органа;
- перечень изготовителей комплектующих элементов привода: электродвигателей, ШВП, муфт, опор и др.

Схема последовательности выбора передачи представлена на рис. 3.1.

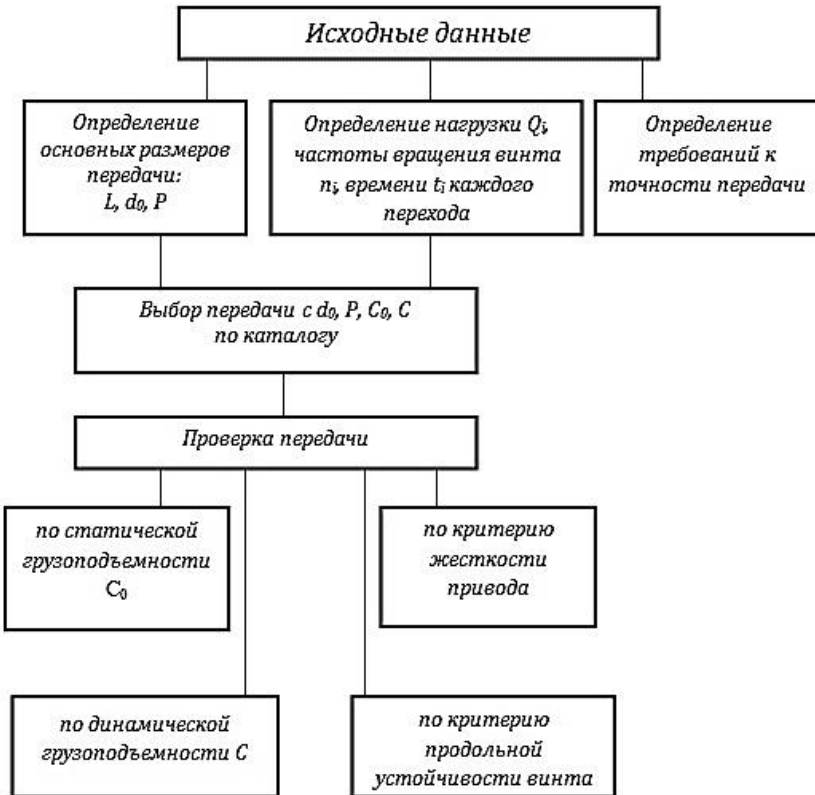


Рис. 3.1. Схема последовательности выбора ШВП

### 3.2. Определение основных размеров передачи

**Длина винта.** Нарезанная часть винта (рис. 3.2) имеет длину

$$L = l_{\text{п}} + l_{\text{к}} + l'_{\text{н}} + l''_{\text{н}},$$

где  $l_{\text{п}}$  – перемещение рабочего органа по координате;

$l_{\text{к}}$  – предполагаемая длина корпуса гайки;

$l'_{\text{н}} + l''_{\text{н}}$  – длины неиспользуемых частей винта для размещения уплотнений шариковинтовой передачи, упоров, предохраняющих от повреждений.

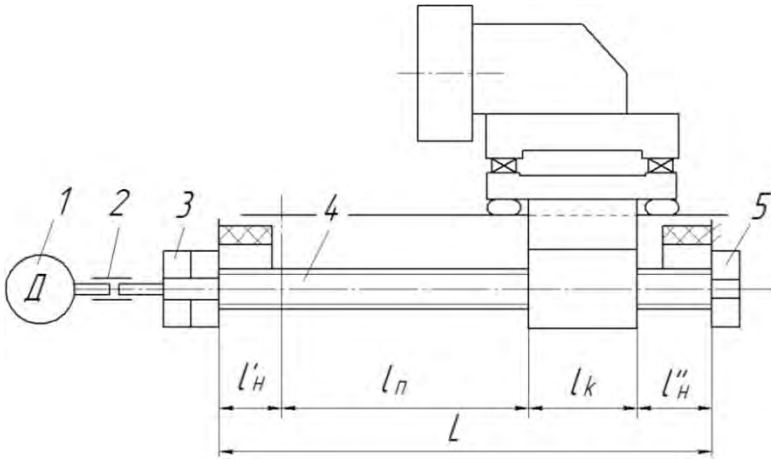


Рис. 3.2. Схема к определению длины винта:  
1 – двигатель; 2 – муфта; 3, 5 – опоры винта; 4 – винт

**Шаг винта.** Если задана скорость быстрого хода суппорта  $V_6$  и определена максимальная допустимая частота вращения винта  $n_m$ , то можно определить минимальный расчетный шаг винта. В приводе без редуктора

$$p = \frac{V_6}{n_m}.$$

При определении  $n_m$  следует учитывать, что с этой частотой во время быстрого хода суппорта вращаются не только винт, но и вал электродвигателя, муфта и подшипники опор винта. Поэтому частота вращения винта  $n_m$  не может быть больше максимальной допустимой частоты вращения других элементов привода.

Конкретное значение  $n_m$  принимается таким, чтобы шаг  $p$  был стандартным.

**Диаметр передачи.** Наибольший возможный номинальный диаметр передачи определяется по ее параметру быстроходности  $Nd$ , гарантированному изготовителем и равному  $Nd_0$ . Здесь  $N$  – наибольшая допустимая частота вращения винта, об/мин,  $d_0$  – номинальный диаметр передачи в миллиметрах. По данным изготовителей передач,  $Nd$  параметр находится в интервале  $(1 \dots 1,5) \cdot 10^5$  мм·мин<sup>-1</sup>.

Наибольший возможный диаметр передачи

$$d'_0 = \frac{Nd}{n_m},$$

где  $n_m$  – максимальная частота вращения винта, об/мин.

Наименьший возможный диаметр винта можно определить, исходя из критерия его устойчивости при быстром вращении во время холостого хода рабочего органа. Допустимая частота вращения винта, при которой его вращение устойчиво, т. е. без вибраций в шариковинтовом механизме:

$$n_d = \frac{5 \cdot 10^7 d_2 v}{l^2},$$

где  $d_2$  – внутренний диаметр резьбы винта, мм;

$v$  – коэффициент, зависящий от способа установки винта на опорах (см. рис. 2.12);

$l$  – наибольшая длина неопертой части винта: для схемы 1 при применении передачи без натяга  $l = L_1$ , при применении гайки с натягом  $l = L'_1$ ; для остальных схем  $l = L_1$ .

С учетом коэффициента запаса устойчивости  $k = 0,8$  наибольшая допустимая частота вращения винта (критическая)  $n_k = 0,8n_d$ . Приняв  $n_k$  равной частоте вращения винта во время быстрого хода  $n_m$ , получаем

$$d_2 = \frac{n_m l^2}{5 \cdot 10^7 vk}.$$

Диаметру  $d_2$  соответствует номинальный расчетный диаметр передачи

$$d_0'' = d_2 + 0,71d .$$

В качестве номинального диаметра винтовой пары  $d_0$  следует принять

$$d_0'' \leq d_0 \leq d_0' .$$

По каталогу выбирается передача с размерами  $d_0$  и  $p$ , близкими к расчетным.

### 3.3. Проверка передачи по статической грузоподъемности

Исполнительный орган нагружен силой резания, неуравновешенной составляющей силы тяжести перемещаемых узлов, силами трения в направляющих, в винтовом механизме и в опорах винта. Проектируя привод подачи, определяют нагрузки на него при выполнении наиболее характерных операций (например, чернового и получистового точения на токарном станке) для разных элементов цикла (для быстрых и рабочих ходов исполнительного органа).

Пусть на передачу в одном и том же направлении действуют осевые нагрузки  $Q_1, Q_2, \dots, Q_k$  при соответствующих частотах вращения винта  $n_1, n_2, \dots, n_k$  в течение интервалов времени  $t_1, t_2, \dots, t_k$  или относительных интервалов

$$q_1 = t_1 / (t_1 + t_2 + \dots + t_k),$$

$$q_2 = t_2 / (t_1 + t_2 + \dots + t_k), \dots, q_k = t_k / (t_1 + t_2 + \dots + t_k),$$

что можно записать так:

$$\begin{array}{ccc} Q_1 & n_1 & q_1 \\ Q_2 & n_2 & q_2 \\ \dots & \dots & \dots \\ Q_k & n_k & q_k \end{array}$$

Здесь  $n_i$  – в об/мин,  $Q_i$  – в ньютонах.

Если в шариковинтовом механизме осевая сила слишком большая, то на поверхности шариков, каналов их возврата, дорожек качения возникают небольшие местные пластические деформации. Они могут нарушить плавность движения исполнительного органа. Способность передачи противостоять появлению остаточных деформаций характеризуется статической грузоподъемностью.

Статическая грузоподъемность  $C_0$  – это предельно допустимая осевая статическая нагрузка на винт, в результате действия которой возникает (по расчету) общая остаточная деформация шариков, гайки и винта в наиболее нагруженной зоне контакта, равная 0,0001 диаметра тела качения. Значения основной статической грузоподъемности  $C_0$  приводятся изготовителями в каталогах передач.

Проверка передачи по статической грузоподъемности состоит в сравнении максимальной осевой статической нагрузки  $Q_{\max}$ , приложенной к винту со статической грузоподъемностью  $C_0$ . При этом коэффициентом запаса статической прочности  $f_s$  учитывается повышение нагрузки на винт при наличии вибраций, а также из-за инерции в начале движения или при остановке исполнительного органа. При работе без вибраций  $f_s = 1,0-1,5$ ; для узлов, работающих с вибрациями,  $f_s = 2,5-3$ .

Если  $Q_{\max} f_s \leq C_0$ , то передача пригодна для привода. Если же это неравенство не выполняется, следует перейти к передаче с большими размерами.

### **3.4. Проверка передачи по динамической грузоподъемности**

При вращении нагруженного тяговой силой винта в поверхностных слоях шариков и дорожек качения возникают периодически изменяющиеся напряжения. При взаимодействии с концентраторами напряжений они после определенного числа оборотов винта приводят к усталости поверхностных слоев передачи, которая проявляется в их выкрашивании. Способность передачи противостоять появлению усталости характеризуется динамической грузоподъемностью.

Динамическая грузоподъемность  $C$  – это постоянная по направлению и величине осевая нагрузка, действующая на винт, которую не менее 90 % одинаковых передач в одинаковых условиях эксплуатации могут воспринимать в течение  $10^6$  оборотов без появления признаков усталости. Динамическая грузоподъемность  $C$  зависит от

размеров передачи и качества ее элементов. Значения  $C$  приводятся в каталогах производителей и используются при расчете долговечности передачи. Возможны два случая.

**Первый случай.** В приводе применяется передача с двумя гайками, воспринимающая осевую нагрузку, действующую всегда на одну и ту же гайку. Такими являются, например, приводы подачи силового стола или суппорта токарного станка с ЧПУ. Передача рассчитывается на долговечность по более нагруженной гайке.

Сначала по совокупности нагрузок на привод определяются средняя частота вращения винта  $\bar{n}$  и эквивалентная динамическая нагрузка  $Q_E$ :

$$\bar{n} = \sum_{i=1}^k n_i q_i ;$$

$$Q_E = \sqrt[3]{\frac{1}{n_E} \sum_{i=1}^k Q_i^3 n_i q_i} .$$

Эквивалентная динамическая нагрузка  $Q_E$  – это сила, постоянная по величине и направлению, действующая по оси винта, которая оказывала бы такое же влияние на долговечность передачи, как совокупность реальных нагрузок.

С целью учета характера нагрузки на шариковинтовой механизм (вибрации, пиковые нагрузки при пуске, реверсе и торможении) вводится коэффициент безопасности  $f_w \geq 1,2$ .

По значению динамической грузоподъемности  $C$  выбранной передачи определяется ее прогнозируемая наработка до отказа, выраженная числом оборотов винта:

$$L = \left( \frac{C}{Q_E f_w} \right)^3 \cdot 10^6 ,$$

и наработка механизма до отказа, выраженная в часах:

$$L_h = \frac{L}{60\bar{n}} .$$

Прогнозируемую наработку необходимо сравнить с требуемой продолжительностью работы передачи  $T$ , которая определяется по зависимости

$$T = t_1 t_2 t_3 k_1 k_2,$$

где  $t_1$  – нормативный срок службы станка, лет;

$t_2$  – продолжительность односменной работы станка в течение года, часов;

$t_3$  – число рабочих смен в течение суток;

$k_1$  – коэффициент технического использования станка;

$k_2$  – коэффициент использования привода подачи ( $k_2 = 1/Z$ , где  $Z$  – число приводов подачи в станке).

Требуемая долговечность передачи обеспечивается, когда  $L_h \geq T$ . Если это условие не выполняется, необходимо взять передачу с большей динамической грузоподъемностью.

**Второй случай.** В приводе продольной подачи многоцелевого токарного станка с противопинделем, в приводе подачи стола многоцелевого сверлильно-фрезерно-расточного станка с ЧПУ и некоторых других шариковинтовой механизм, в состав которого входят две гайки, попеременно нагружается осевой силой то с одной, то с другой стороны. Пусть совокупность нагрузок на левую (условно) гайку 1:

$$\begin{array}{ccc} Q_{11} & n_{11} & q_{11} \\ Q_{21} & n_{21} & q_{21} \\ \dots & \dots & \dots \\ Q_{k1} & n_{k1} & q_{k1}, \end{array}$$

а совокупность нагрузок на правую гайку 2:

$$\begin{array}{ccc} Q_{12} & n_{12} & q_{12} \\ Q_{22} & n_{22} & q_{22} \\ \dots & \dots & \dots \\ Q_{s2} & n_{s2} & q_{s2}. \end{array}$$

При отсутствии рабочей нагрузки на шариковинтовой механизм обе его гайки нагружены только силой предварительного натяга  $F$ , равной известной части  $m$  динамической грузоподъемности передачи:

$$F = mC .$$

При действии нагрузки  $Q_{i_1}$  со стороны гайки 1 она оказывается нагруженной силами

$$g_{i_1} = F \left( 1 + \frac{Q_{i_1}}{4F} \right)^2, \quad i = 1, 2, \dots, k .$$

При этом гайка 2 нагружена силами

$$g_{i_2} = g_{i_1} - Q_{i_1} .$$

Когда на ШВМ действует нагрузка  $Q_{j_2}$  со стороны гайки 2, она нагружена силами

$$g_{j_2} = F \left( 1 + \frac{Q_{j_2}}{4F} \right)^2, \quad j = 1, 2, \dots, s .$$

В этом случае гайка 1 воспринимает нагрузки

$$g_{j_1} = g_{j_2} - Q_{j_2} .$$

Средняя частота вращения винта при постоянной нагрузке

$$\bar{n} = \sum_{i=1}^k n_{i_1} q_{i_1} + \sum_{j=1}^s n_{j_2} q_{j_2} .$$

Эквивалентная нагрузка на гайку 1

$$Q_{E_1} = \left( \frac{1}{\bar{n}} \sum_{i=1}^k g_{i_1}^3 n_{i_1} q_{i_1} + \frac{1}{\bar{n}} \sum_{j=1}^s g_{j_1}^3 n_{j_2} q_{j_2} \right)^{\frac{1}{3}} .$$



Эквивалентная нагрузка на гайку 2

$$Q_{E_2} = \left( \frac{1}{n} \sum_{i=1}^k g_{i_2}^3 n_{i_1} q_{i_1} + \frac{1}{n} \sum_{j=1}^s g_{j_2}^3 n_{j_2} q_{j_2} \right)^{\frac{1}{3}}.$$

Дальнейший расчет прогнозируемой наработки ШВП выполняется для гайки, воспринимающей более высокую эквивалентную нагрузку.

### 3.5. Проверка винта по критерию продольной устойчивости

Слишком большая осевая нагрузка может вызвать потерю устойчивости сжатого участка винта, т. е. его изгиб. Теоретически допустимая по критерию устойчивости осевая сила по Эйлеру

$$F_y = \frac{\pi^2 EJ}{\mu^2 L_2^2},$$

где  $E$  – модуль упругости материала винта, Па;

$J$  – момент инерции сечения стержня винта:

$$J = \frac{\pi d_2^4}{64};$$

$\mu$  – коэффициент, зависящий от способа осевого закрепления винта (см. рис. 2.12);

$L_2$  – наибольшее расстояние между серединой опоры винта и серединой гайки, т. е. наибольшая длина сжатого участка (см. рис. 2.12).

При коэффициенте запаса устойчивости  $k = 2$  допустимая рабочая нагрузка на винт  $Q_p = 0,5F_y$ . Если  $Q_{\max}$  – наибольшая осевая нагрузка на винт, то передача пригодна по критерию продольной устойчивости при  $Q_{\max} \leq Q_p$ .

### 3.6. Проверка передачи по критерию осевой жесткости привода

Осевая жесткость привода подачи представляет собой его способность сопротивляться появлению упругих перемещений (деформаций)  $\delta$  под действием осевой нагрузки  $F$ . Жесткость оценивается отношением  $j = F/\delta$ . Жесткость оказывает значительное влияние на точность привода подачи в том случае, когда отсчет перемещений производится круговым измерительным преобразователем.

Осевая жесткость привода подачи обусловлена жесткостью винта  $j_v$ , шариковинтового механизма  $j_m$ , опор винта  $j_o$ , а также жесткостью  $j_{к.м}$  кронштейна, в котором установлена гайка, и жесткостью кронштейна  $j_{к.о}$ , в котором закреплена опора винта (или двух кронштейнов для опор).

На этапе выбора передачи, когда конструктивные параметры кронштейнов еще не известны и определяется приблизительное значение жесткости привода, влияние на нее кронштейнов можно учесть коэффициентами  $k_m = 0,8$  и  $k_o = 0,8$ , снижающими влияние ШВП и опор винта приблизительно на 20 %. Тогда жесткость привода подачи как последовательной механической системы можно определить по зависимости

$$\frac{1}{j} = \frac{1}{k_m j_m} + \frac{1}{j_v} + \frac{1}{k_o j_o}.$$

Значения  $j_m$  жесткости ШВП, определенные экспериментально при нагружении винта осевой силой и измерении его осевого смещения относительно гайки, находятся по каталогу производителя.

Жесткость шариковых опор винта  $j_o$  также определяется по данным производителя.

Жесткость винта зависит как от его диаметра и длины, так и от способа установки на опорах, расстояния между гайкой и опорой. Если винт имеет одну опору (схема 1 на рис. 2.12), или одну защемленную, а другую шарнирную (схема 3 на рис. 2.12), или две опоры, каждая из которых воспринимает нагрузку одного направления (схема 2 на рис. 2.12), то винт имеет минимальную жесткость при наибольшем расстоянии  $L_2$  от середины опоры до середины гайки. Она определяется по зависимости

$$j_{\text{в}} = \frac{\pi d_2^2 E}{4L_2},$$

где  $d_2$  – диаметр стержня винта:

$$d_2 = d_0 - 0,71d \quad (d - \text{диаметр шарика}).$$

При двустороннем жестком закреплении винта (схема на рис. 2.12) и  $L_2 < L$

$$j_{\text{в}} = \frac{165d_2^2}{L_2} \cdot \frac{L}{L - L_2}.$$

Такой винт имеет минимальную жесткость

$$j_{\text{в}} = \frac{660d_2^2}{L}$$

при  $L_2 = 0,5L$ .

Проектируя привод подачи, не ограничиваются расчетом его продольной жесткости при применении передачи, выбранной по критериям грузоподъемности и другим, а производят поиск решений, позволяющих повысить жесткость привода. Такими решениями могут быть замена ранее выбранной передачи другой, имеющей больший диаметр, большее число контуров циркуляции шариков, более высокий предварительный натяг. Можно исследовать также влияние на жесткость схемы установки винта на опорах. Окончательное решение принимается при условии, что существенное повышение жесткости привода достигается без заметного снижения долговечности передачи.

### 3.7. Выбор передачи по критерию точности

Погрешности станков, на которых обрабатываются детали прецизионных винтовых передач, износ режущих инструментов, внутренние напряжения в материале заготовок приводят к погрешностям деталей и передачи в целом.

Погрешности винтовых передач можно разделить на геометрические и кинематические. К *геометрическим* относятся радиальное и

торцевое биение ответственных поверхностей, отклонение от параллельности присоединительных поверхностей и др. Кинематические погрешности обусловлены в основном колебаниями шага передачи.

Существуют:

теоретический шаг  $p$  – расчетный путь, на который перемещается гайка вдоль оси винта за один его оборот;

заданный шаг  $p_u$  – шаг, несколько отличающийся от теоретического, изготавливаемый в тех случаях, когда требуется компенсировать изменение шага, возникающее в результате нагрева или растяжения винта;

фактический шаг  $p_a$  – измеренный путь, на который перемещается гайка вдоль оси винта за один его оборот.

Разность  $\Delta p$  между фактическим и теоретическим шагом является отклонением шага передачи:

$$\Delta p = p_a - p.$$

Пусть с целью оценки кинематической точности контролируется передача с винтом, имеющим длину резьбовой части  $l_1$  (рис. 3.3), причем участки  $l_e$ , равные номинальному диаметру передачи, считаются нерабочими и, следовательно, не влияющими на точность шага. Измеряемой длиной винта является  $l_u$ .

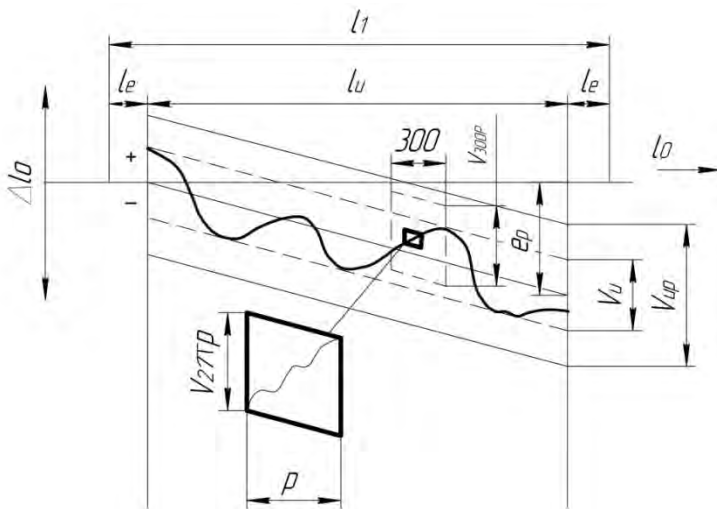


Рис. 3.3. Схема оценок кинематических погрешностей ШВП

Кривая на рис. 3.3 представляет собой отклонение фактического хода от теоретического на измеряемой длине винта. При этом  $V_u$  – ширина полосы фактических отклонений;  $V_{2пр}$  – отклонение шага в пределах одного оборота винта;  $V_{300р}$  – отклонение хода на рабочей длине 300 мм на любом случайном участке;  $e_p$  – предельное отклонение фактического хода от теоретического на полной рабочей длине винта  $l_u$ ;  $V_{up}$  – допуск на отклонение хода на этой длине.

Шариковинтовые передачи изготавливаются с разной точностью. Например, фирма HIWIN производит передачи со шлифованными винтами классов точности от C0 до C5 (табл. 3.1) и с накатанными винтами классов от C6 до C10. В табл. 3.2 приведены рекомендации по применению ШВП разной точности в станках и промышленных роботах.

Таблица 3.1

Характеристики точности ШВП производства HIWIN, мкм

Класс точности		C0		C1		C2		C3		C4		C5		C6	
$V_{2пр}$		3		4		4		6		8		8		8	
$V_{300р}$		3,5		5		6		8		12		18		23	
Длина хода		$e_p$	$V_u$	$e_p$	$V_u$	$e_p$	$V_u$	$e_p$	$V_u$	$e_p$	$V_u$	$e_p$	$V_u$	$e_p$	$V_u$
Более	Менее														
–	315	4	3,5	6	5	6	6	12	8	12	12	23	18	23	23
315	400	5	3,5	7	5	7	6	13	10	13	12	25	20	25	25
400	500	6	4	8	5	8	7	15	10	15	13	27	20	27	26
500	630	6	4	9	6	9	7	16	12	16	14	30	23	30	29
630	800	7	5	10	7	10	8	18	13	18	16	35	25	35	31
800	1000	8	6	11	8	11	9	21	15	21	17	40	27	40	35
1000	1250	9	6	13	9	13	10	24	16	19	19	46	30	46	39
1250	1600	11	7	15	10	15	11	29	18	29	22	54	35	54	44

Рекомендуемые классы точности ШВП  
для различного оборудования

Область применения	Ось	Класс точности ШВП					
		C0	C1	C2	C3	C4	C5
Токарные станки	X	•	•	•	•	•	
	Z				•	•	•
Фрезерные станки	X		•	•	•	•	•
	Y		•	•	•	•	•
	Z			•	•	•	•
Многоцелевые станки	X		•	•	•	•	
	Y		•	•	•	•	
	Z			•	•	•	
Шлифовальные станки	X	•	•	•			
	Y		•	•	•		
Лазерные станки	X			•	•	•	
	Y			•	•	•	
	Z			•	•	•	
Прецизионные промышленные роботы			•	•	•	•	

## 4. РЕЛЬСОВЫЕ НАПРАВЛЯЮЩИЕ С КАРЕТКАМИ КАЧЕНИЯ

### 4.1. Устройство направляющих

#### *4.1.1. Направляющие с шариковыми каретками*

Направляющая состоит из рельса (шины) 1 (рис. 4.1, а) и, как правило, двух шариковых кареток 3, снабженных узлами смазывания 2 и уплотнениями 4. В каждой каретке одной из конструкций находятся четыре замкнутых цепочки шариков 5 и 6, циркулирующих в каретке при ее движении вдоль рельса. Предварительный натяг в шариковой опоре создан подбором шариков по диаметру.

В каретке без сепаратора (рис. 4.1, б) шарики находятся в контакте между собой, что сопровождается их повышенным износом.

Если шарики разделены гибким сепаратором 7 (рис. 4.1, в), то улучшается их смазывание и уменьшается износ.

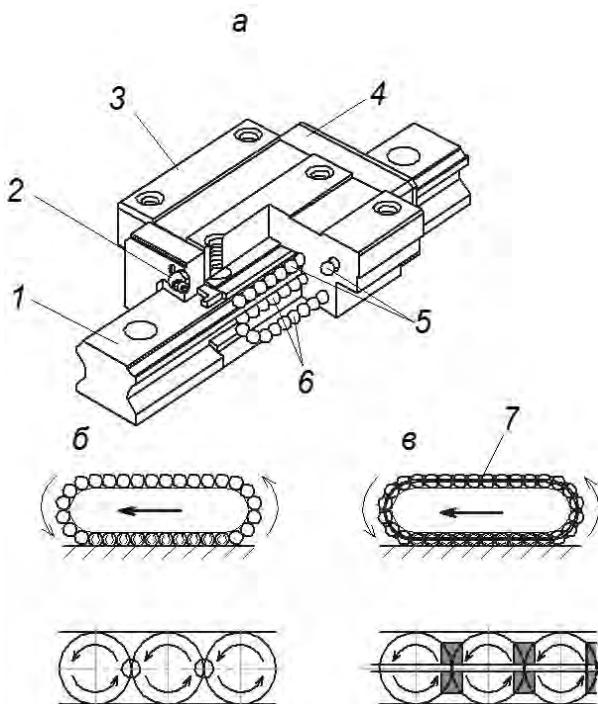


Рис. 4.1. Шариковая направляющая

Рабочие дорожки на рельсе бывают арочного и полукруглого профиля. При нагружении каретки с арочным профилем канавок на них возникают четыре пятна контакта (рис. 4.2, а). При этом точки *A* и *B* пятна контакта находятся на разных расстояниях от оси *C–C* вращения шарика и поэтому имеют разные линейные скорости, хотя за одно и то же время проходят одинаковый путь. Это возможно потому, что шарик проскальзывает на рабочей дорожке.

В направляющих полукруглого профиля (рис. 4.2, б) разность  $d_2 - d_1$  значительно меньше, чем в направляющих арочного профиля. Этим обеспечиваются меньшее проскальзывание шариков и повышенная долговечность направляющих полукруглого профиля.

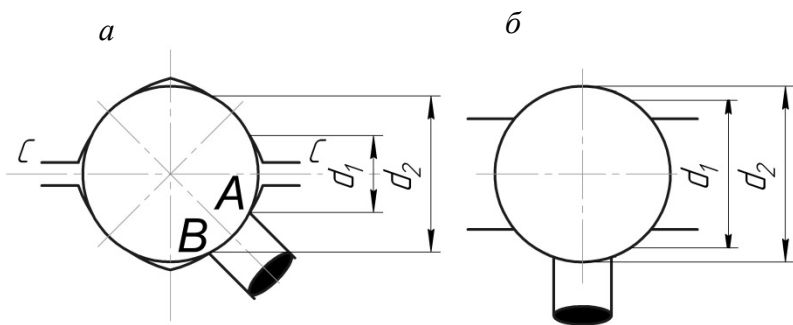


Рис. 4.2. Формы рабочих дорожек

Применяются направляющие с двумя, четырьмя и шестью цепочками шариков. Направляющие с двумя цепочками (рис. 4.3, *а*) компактны, но имеют сравнительно невысокие нагрузочную способность и жесткость. Конструкции с четырьмя цепочками шариков (рис. 4.3, *б*) имеют названные характеристики более высокие и достаточные для станков. Нагрузочная способность и жесткость конструкции с шестью цепочками шариков (рис. 4.3, *в*) еще выше.

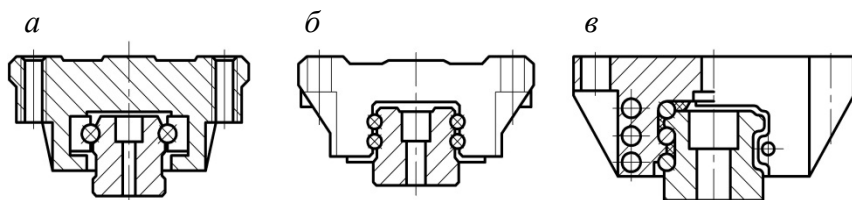


Рис. 4.3. Виды конструкций цепочек шариков

#### **4.1.2. Направляющие с роликовыми каретками**

В состав направляющей входят рельс 4 (рис. 4.4) и две роликовые каретки 3, снабженные узлами смазывания 2 и уплотнения 1. В каждой каретке имеются четыре циркулирующие цепочки роликов 5 и 6, которые с целью повышения долговечности и снижения шума могут быть помещены в незамкнутый гибкий сепаратор.



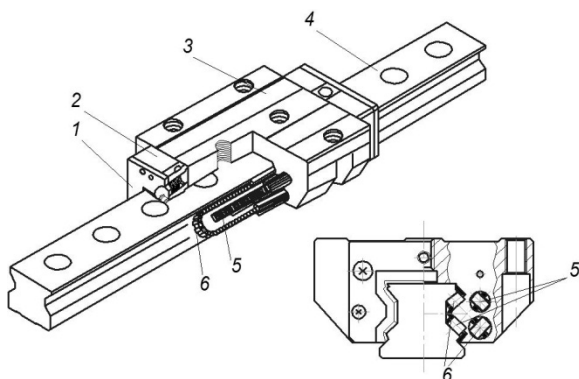


Рис. 4.4. Роликовая направляющая

#### ***4.1.3. Направляющие с двухкоординатными каретками***

Каретка 2 (рис. 4.5) перемещается по рельсу 1, а рельс 3 может перемещаться относительно каретки в перпендикулярном к рельсу 1 направлению. С использованием таких направляющих создаются простые конструкции двухкоординатных столов с плитой, прикрепленной к паре верхних рельсов.

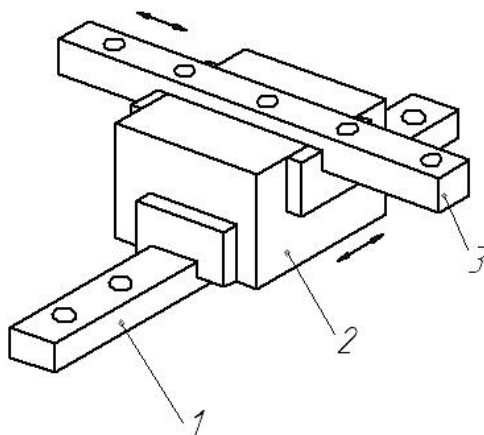


Рис. 4.5. Направляющая с двухкоординатной кареткой

#### ***4.1.4. Направляющие со встроенными измерительными преобразователями перемещений***

Для автоматического измерения перемещений исполнительного органа на боковой стороне рельса 2 (рис. 4.6) помещена штриховая шкала 1 электромагнитного преобразователя перемещений, а считывающая головка 3 прикреплена к каретке 4. Шкала закрыта защитной лентой. Эта линейная система характеризуется более высокой точностью и пониженной стоимостью по сравнению с системами без встроенного преобразователя.

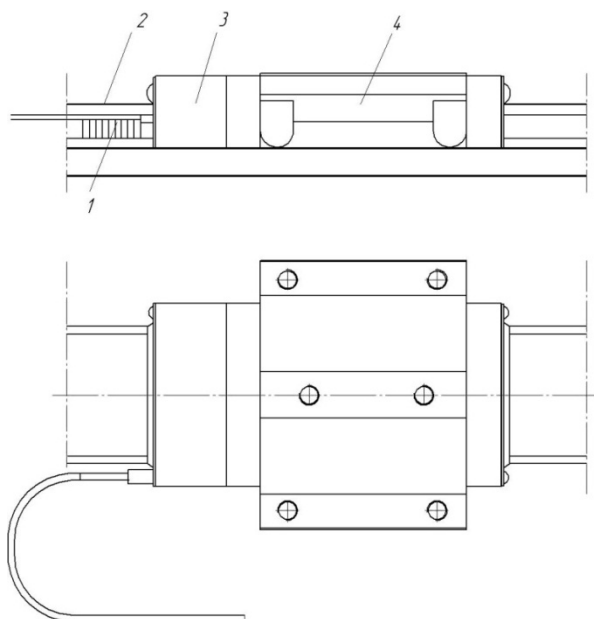


Рис. 4.6. Направляющая со встроенным измерительным преобразователем перемещений

#### **4.2. Смазывание направляющих и защита от загрязнения**

В процессе эксплуатации направляющие смазываются пластичным или жидким смазочным материалом двумя способами.

**Первый способ смазывания.** С помощью пистолета через шприц-масленку 2 (см. рис. 4.1, а) смазочный материал вводится в емкость, прикрепленную к торцу каретки (емкости могут находиться у обоих торцов). Смазочным материалом пропитывается мелко-дисперсная губка, заполняющая эту емкость. Тела качения и рабочая поверхность рельса смазываются непрерывно.

В зависимости от типоразмера каретки при нормальных условиях работы (нагрузка не более  $0,15C$ ) ее наработка между моментами ручного смазывания пластичным материалом может составлять от 100 до 1000 км, а при смазывании жидким материалом – не более 40 км.

**Второй способ смазывания.** Смазочный материал вводится в узлы смазывания кареток с помощью централизованной смазочной системы (рис. 4.7). Этот способ применяется при затрудненном доступе к кареткам для выполнения ручного смазывания.

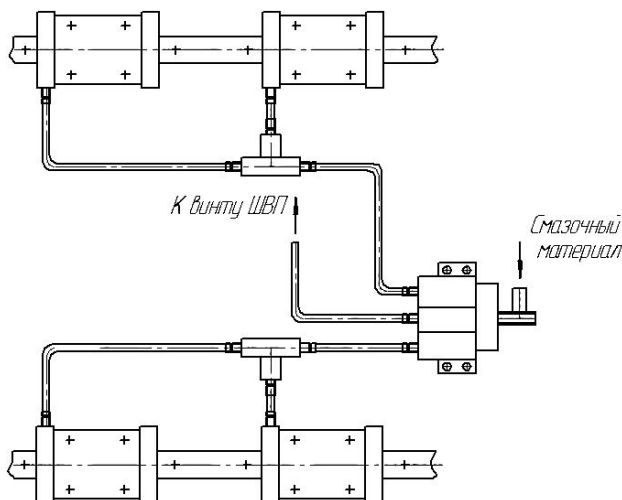


Рис. 4.7. Схема подвода смазочного материала к кареткам

Для защиты от загрязнений каретки снабжены двумя торцевыми уплотнениями в виде скребков и продольными лентами. Дополнительно направляющие защищаются рукавами типа гармошки, изготовленными из полиэфирной ткани, телескопическими щитками или другими средствами.

### 4.3. Компоновки направляющих

Направляющие исполнительного органа металлорежущего станка состоят из двух рельсов, на каждом из которых находятся две каретки. Рельсы и каретки крепятся винтами с одной или другой стороны (рис. 4.8). Для предотвращения смещения под действием вибраций, ударов, больших поперечных нагрузок, превышающих допустимые ( по данным производителей), они дополнительно фиксируются планками 1 и 2, клиновой рейкой 3, винтами 4 и 5, штифтами 6. Отверстия для штифтов изготавливаются после закрепления каретки. Дополнительно штифтами фиксируется только одна каретка. Сверху закрепленный рельс закрывается защитной стальной лентой.

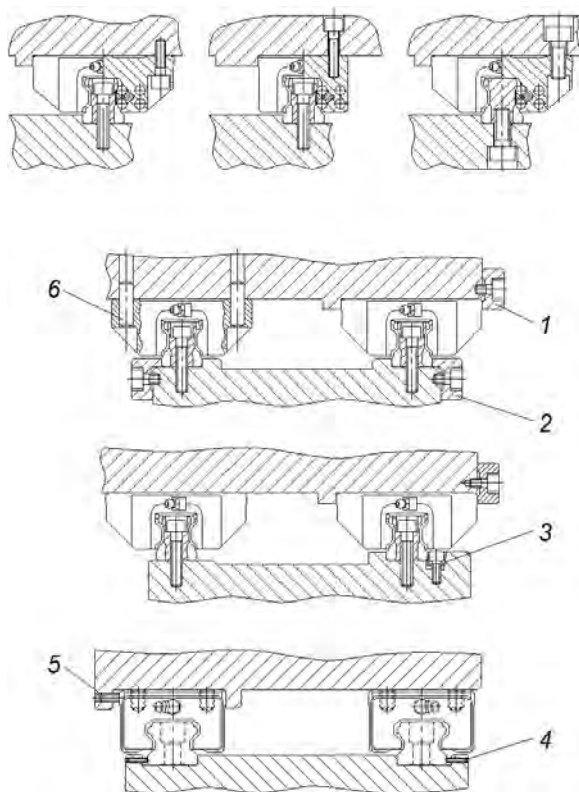


Рис. 4.8. Компоновки направляющих

#### **4.4. Свойства направляющих**

Для рельсовых направляющих с каретками качения характерны: способность воспринимать силы любого направления и опрокидывающие моменты;

малая сила трения и соответственно небольшой износ. При нагрузке на каретку, превышающей 0,1 номинальной динамической грузоподъемности  $C$ , коэффициент трения равен приблизительно 0,003 (без учета силы сопротивления в уплотнениях);

практическая независимость силы трения от скорости движения рабочего органа, что способствует снижению его колебаний и повышению точности позиционирования (по сравнению с парой «чугун-чугун» зона нечувствительности снижается в 10–12 раз);

значительно меньшая податливость (при наличии предварительного натяга) по сравнению с другими направляющими.

### **5. ВЫБОР НАПРАВЛЯЮЩИХ С КАРЕТКАМИ КАЧЕНИЯ**

#### **5.1. Последовательность выбора**

Обоснованный выбор типа и размера направляющих с каретками качения обеспечивает их работоспособность в конкретных условиях эксплуатации.

Исходными данными для выбора являются те же, что используются при выборе шариковинтовой передачи.

Схема последовательности выбора направляющих представлена на рис. 5.1.

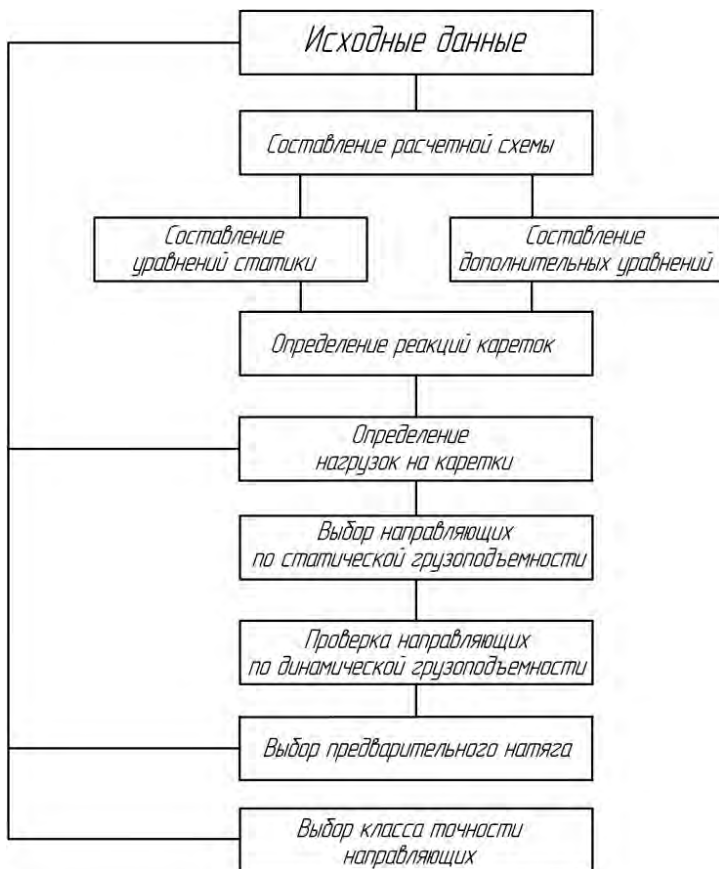


Рис. 5.1. Схема последовательности выбора направляющих

## 5.2. Составление расчетной схемы

При составлении расчетной схемы направляющих (рис. 5.2) каретку качения считают точечной опорой, находящейся в центре каретки. Это допущение основано на том, что размеры каретки значительно меньше расстояний между ними, а все тела качения на одной дорожке нагружены приблизительно одинаково.

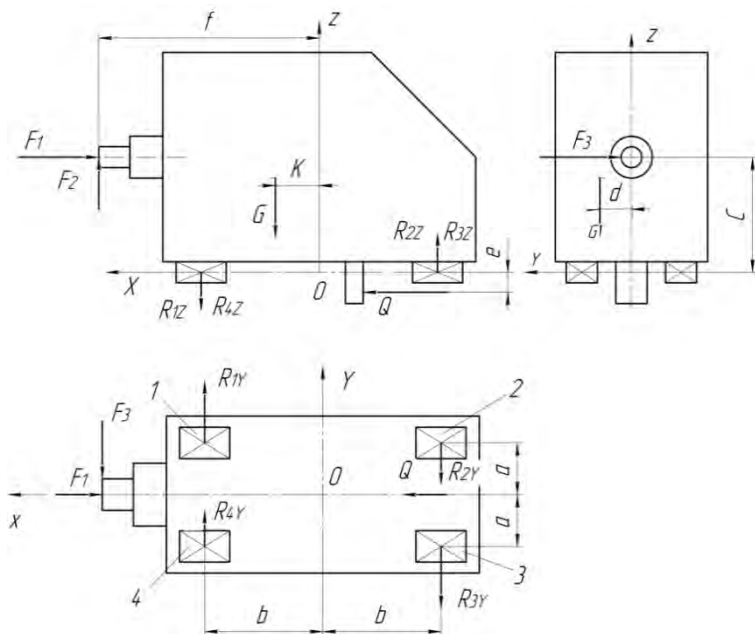


Рис. 5.2. Расчетная схема направляющих

Начало координат прямоугольной системы, связанной с исполнительным органом, целесообразно совместить с центром симметрии контура направляющих.

На схеме следует показать все силы, действующие на рабочий орган, например, в момент резания составляющие силы резания  $F_1$ ,  $F_2$ ,  $F_3$ , силу тяжести  $G$ , тяговую силу  $Q$  и вызванные ими реакции опор в двух плоскостях:  $R_{1Y}$ ,  $R_{2Y}$ ,  $R_{3Y}$ ,  $R_{4Y}$ ;  $R_{1Z}$ ,  $R_{2Z}$ ,  $R_{3Z}$ ,  $R_{4Z}$ .

### 5.3. Составление уравнений статики

Уравнения статики для исполнительного органа составляются в предположении, что обе базовые детали, на которых закреплены шины и каретки качения, можно считать абсолютно жесткими. Уравнения статики основываются на том, что сумма проекций сил на каждую ось координат равна нулю и сумма моментов сил относительно каждой оси также равна нулю.

Схеме на рис. 5.2 соответствует следующая система уравнений:

$$\sum X = 0 \rightarrow Q - F_1 = 0; \quad (5.1)$$

$$\sum Y = 0 \rightarrow R_{1Y} - R_{2Y} - R_{3Y} + R_{4Y} - F_3 = 0; \quad (5.2)$$

$$\sum Z = 0 \rightarrow -R_{1Z} + R_{2Z} + R_{3Z} - R_{4Z} + F_2 - G = 0; \quad (5.3)$$

$$\sum M_X = 0 \rightarrow (R_{1Z} - R_{2Z} + R_{3Z} - R_{4Z})a - F_3c + Gd = 0; \quad (5.4)$$

$$\sum M_Y = 0 \rightarrow (R_{1Z} + R_{2Z} + R_{3Z} + R_{4Z})b - F_1c - F_2f - Qe + GK = 0; \quad (5.5)$$

$$\sum M_Z = 0 \rightarrow -(R_{1Y} + R_{2Y} + R_{3Y} + R_{4Y})b + F_3f = 0. \quad (5.6)$$

#### 5.4. Составление дополнительных уравнений

В составленной выше системе из шести уравнений (5.1)–(5.6) девять неизвестных:  $Q$ ,  $R_{1Y}$ ,  $R_{2Y}$ ,  $R_{3Y}$ ,  $R_{4Y}$ ,  $R_{1Z}$ ,  $R_{2Z}$ ,  $R_{3Z}$ ,  $R_{4Z}$ , поэтому для нахождения всех неизвестных следует составить три дополнительных уравнения. Они следуют из особенностей деформирования рассматриваемой конструкции.

Из уравнения (5.5) следует, что момент внутренних сил относительно оси  $Y$

$$M_{1Y} = b(R_{1Z} + R_{2Z}) + b(R_{3Z} + R_{4Z})$$

равен моменту внешних сил

$$M_{2Y} = F_1c + F_2f + Qe - GK$$

и распределяется между направляющими 1–2 и 3–4 пропорционально их жесткости  $j_{1,2Z}$  и  $j_{3,4Z}$  в вертикальной плоскости:

$$\frac{b(R_{1Z} + R_{2Z})}{b(R_{3Z} + R_{4Z})} = \frac{j_{1,2Z}}{j_{3,4Z}}.$$



Так как направляющие имеют одинаковую конструкцию, то можно считать, что они имеют равную жесткость:  $j_{1,2Z} = j_{3,4Z}$ . Таким образом, седьмое уравнение

$$R_{1Z} + R_{2Z} - R_{3Z} - R_{4Z} = 0.$$

Аналогично из уравнения  $\Sigma M_z = 0$  следует, что момент внутренних сил, нагружающий направляющие в горизонтальной плоскости:

$$M_{1Z} = b(R_{1Y} + R_{2Y}) + b(R_{3Y} + R_{4Y}).$$

Он распределяется между направляющими 1–2 и 3–4 в горизонтальной плоскости пропорционально их жесткости:

$$\frac{b(R_{1Y} + R_{2Y})}{b(R_{3Y} + R_{4Y})} = \frac{j_{1,2Y}}{j_{3,4Y}}.$$

Из того, что одинаковые направляющие имеют равную жесткость, следует восьмое уравнение:

$$R_{1Y} + R_{2Y} - R_{3Y} - R_{4Y} = 0.$$

Для получения девятого уравнения используется допущение: деформации кареток качения в горизонтальной плоскости пропорциональны их реакциям, т. е.

$$\delta_{1Y} = \frac{R_{1Y}}{j_{1Y}},$$

$$\delta_{2Y} = \frac{R_{2Y}}{j_{2Y}},$$

$$\delta_{3Y} = \frac{R_{3Y}}{j_{3Y}},$$

$$\delta_{4Y} = \frac{R_{4Y}}{j_{4Y}},$$

где  $j_{1Y}$ ,  $j_{2Y}$ ,  $j_{3Y}$ ,  $j_{4Y}$  – значения жесткости кареток качения в горизонтальной плоскости.

При нагружении шпиндельной бабки моментом  $M$  в горизонтальной плоскости (рис. 5.3)

$$\delta_{1Y} = \delta_{4Y}, \quad \delta_{2Y} = \delta_{3Y}$$

или

$$\frac{R_{1Y}}{j_{1Y}} = \frac{R_{4Y}}{j_{4Y}}, \quad \frac{R_{2Y}}{j_{2Y}} = \frac{R_{3Y}}{j_{3Y}}.$$

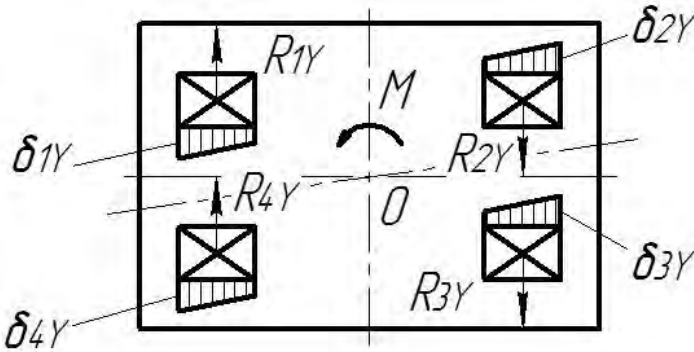


Рис. 5.3. Схема к расчету реакций направляющих

Так как каретки качения одинаковы, то

$$R_{1Y} = R_{4Y}, \quad (5.7)$$

$$R_{2Y} = R_{3Y}. \quad (5.8)$$

Каждое из выражений (5.7) и (5.8) принимается в качестве девятого уравнения, необходимого для определения реакций опор качения.

Решением системы, состоящей из девяти уравнений, являются реакции  $R_{1Y}$ ,  $R_{2Y}$ ,  $R_{3Y}$ ,  $R_{4Y}$ ,  $R_{1Z}$ ,  $R_{2Z}$ ,  $R_{3Z}$ ,  $R_{4Z}$  и тяговая сила  $Q$ .

### 5.5. Определение нагрузок на каретки

Нагрузки на каретки направлены противоположно реакциям, а по величине отличаются от них в результате учета нескольких факторов.

**Учет направления сил.** Если на каретку одновременно действуют нормальная сила  $P_z$ , прижимающая её к рельсу (рис. 5.4, а), нормальная сила  $P'_z$ , отрывающая от рельса, и тангенциальная  $P_y$ , сдвигающая в поперечном направлении, то результирующей силой считается

$$P = |P_z - P'_z| + P_y .$$

**Учет переменности сил.** Если путь  $L_i$  каретка проходит под нагрузкой  $P_i$  ( $i = 1, 2, \dots, n$ ), (рис. 5.4, б), то средняя нагрузка определяется по зависимости

$$\bar{P} = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + \dots + P_n^3 L_n}{L_1 + L_2 + \dots + L_n}} .$$

При монотонном изменении силы (рис. 5.4, в) средняя сила

$$\bar{P} = \frac{1}{3}(P_{\min} + 2P_{\max}) .$$

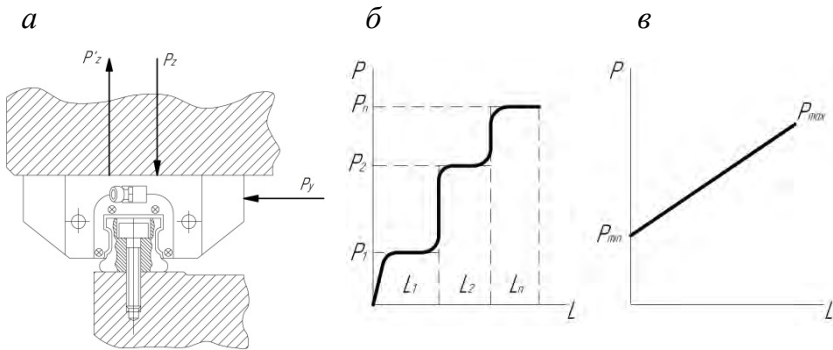


Рис. 5.4. Схемы к расчету нагрузки на каретку

**Учет вибраций и ударных воздействий.** Так как на исполнительные органы станка действуют переменные силы, вызывающие вибрации, а в моменты пуска и останова – пиковые нагрузки, то расчетные нагрузки на каретки следует увеличить с помощью ко-

эфициента нагрузки  $f_w$ . При малой скорости движения (менее 15 м/мин), отсутствии вибраций (виброускорение менее 0,5g) и внешних ударов  $f_w = 1-1,5$ . При средней скорости движения (от 15 до 60 м/мин), средних вибрациях (виброускорение от 0,5g до 1,0g) и отсутствии ударов  $f_w = 1,5-2$ . При большей скорости движения (более 60 м/мин), вибрациях с виброускорением от 1g до 2g и внешних ударных воздействиях  $f_w = 2-3,5$ .

**Учет трения в направляющих.** К тяговой силе  $Q$  следует прибавить силу трения в направляющих, которая обусловлена трением качения в каретках, а также трением в уплотнениях:

$$F_T = \mu |P_z - P'_z| + 4F_Y,$$

где  $\mu = 0,03-0,04$  – коэффициент трения;

$F_Y = 5 \text{ Н}$  – сила трения в уплотнениях одной каретки.

## 5.6. Выбор направляющих по статической грузоподъемности

Если каретка, находящаяся в покое или движении, нагружена слишком большой силой, то на телах качения и поверхностях дорожек возникают местные пластические деформации. Значительные деформации нарушают плавность движения рабочего органа. Нагрузочная способность направляющих по критерию возникновения пластических деформаций характеризуется статической грузоподъемностью  $C_0$ , которая является постоянной по направлению статической нагрузкой, вызывающей суммарную остаточную деформацию тел и дорожек качения в наиболее нагруженной зоне контакта, равную 0,0001 диаметра тела качения.

Значения основной (номинальной) нагрузки  $C_0$  для отдельно взятой каретки качения стандартного качества приводятся в каталогах производителей. Если твердость поверхностного слоя направляющей ниже нормальной (58–64 HRC), то табличное значение  $C_0$  надо умножить на коэффициент  $f_n$ , при твердости 55; 50; 45 HRC равный соответственно 0,77; 0,53; 0,37.

Погрешности направляющих, связанные с числом кареток  $z$  на одном рельсе, снижают их статическую и динамическую грузоподъемность. Это учитывается коэффициентом  $f_c$ . При  $z = 2$   $f_c = 0,81$ , при  $z = 3$   $f_c = 0,72$ .

Чтобы предохранить направляющие от появления остаточных пластических деформаций, для наиболее нагруженной каретки должно выдерживаться соотношение

$$Pf_W \leq C_0 f_c f_n,$$

где  $P$  – наибольшая нагрузка на каретку.

Следовательно, направляющие пригодны по критерию статической грузоподъемности, когда

$$P \leq \frac{C_0 f_c f_n}{f_W}.$$

### 5.7. Выбор направляющих по динамической грузоподъемности

При движении нагруженной каретки в поверхностных слоях дорожек и тел качения возникают периодически изменяющиеся напряжения. При взаимодействии их с концентраторами напряжений в этих слоях образуются микротрещины, следствием которых является выкрашивание частичек металла, называемое усталостью. Нарботка направляющих по критерию усталости измеряется путем, который проходит каретка до появления первых выкрашиваний рабочих поверхностей. С учетом рассеивания срока службы одинаковых направляющих в одних и тех же условиях эксплуатации изготовитель вводит номинальную наработку  $L_n$  (базовый путь), в качестве которой принимается путь, который может быть пройден 90 % направляющих (не менее) без появления усталости, и динамическую грузоподъемность  $C$  как показатель нагрузочной способности.

Динамическая грузоподъемность  $C$  – это постоянная по направлению статическая нагрузка, которую не менее 90 % одинаковых кареток в одинаковых условиях эксплуатации могут воспринимать, совершая движение на базовом пути  $L_n$  до появления первых признаков усталости (выкрашивания) поверхностного слоя и дорожек качения. Значения основной (номинальной) динамической грузоподъемности  $C$  для направляющих стандартного качества приводятся в каталогах изготовителей.

**Определение прогнозируемого пути перемещения.** Прогнозируемая наработка определяется для наиболее нагруженной каретки исходя из основной динамической грузоподъемности  $C$ , скорректированной нагрузки  $P$  (с учетом коэффициента  $f_w$ ), факторов, снижающих  $C$  (выраженных коэффициентами  $f_c$  и  $f_n$ ), базового пути перемещения  $L_n$ . Обычно для шариковых направляющих  $L_n = 50$  км, для роликовых  $L_n = 100$  км.

Зависимость между нагрузкой на шариковую каретку и ее прогнозируемым пробегом  $L$ , км, до появления первых признаков усталости выглядит так:

$$L(Pf_w)^3 = L_n (Cf_c f_n)^3.$$

Отсюда прогнозируемый пробег наиболее нагруженной шариковой каретки

$$L = L_n \left( \frac{Cf_c f_n}{Pf_w} \right)^3 = 50 \left( \frac{Cf_c f_n}{Pf_w} \right)^3. \quad (5.9)$$

Аналогично определяется прогнозируемый пробег роликовых направляющих

$$L = 100 \left( \frac{Cf_c f_n}{Pf_w} \right)^{\frac{10}{3}}. \quad (5.10)$$

**Определение прогнозируемой наработки, выраженной в часах.** Нарботка до отказа, выраженная числом часов, определяется исходя из зависимостей (5.9) и (5.10).

Если установлено, что при нагрузке  $P_i$  в течение срока службы станка каретка проходит путь  $L_i$  со скоростью  $S_i$  ( $S_i$  – скорость минутной подачи, м/мин), то необходимое для этого время, мин,

$$t_i = \frac{1000L_i}{S_i}.$$

Эквивалентная скорость каретки

$$S_E = \frac{S_1 t_1 + S_2 t_2 + \dots + S_n t_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n}.$$

Отношение

$$q_i = \frac{t_i}{t_1 + t_2 + \dots + t_n}$$

представляет собой часть суммарной наработки каретки за весь срок службы станка, когда она воспринимает нагрузку  $P_i$  и проходит путь  $L_i$ .

Следовательно,

$$S_E = S_1 q_1 + S_2 q_2 + \dots + S_n q_n.$$

Прогнозируемая наработка каретки, ч,

$$T = \frac{1000L}{60S_E},$$

где  $L$  – в километрах,  $S_E$  – в м/мин.

Прогнозируемая наработка  $T$  должна быть не менее требуемой, определяемой по методике, изложенной в п. 3.4. Если это условие не выполняется, то направляющие надо проектировать на базе кареток большего размера и повторного расчета.

### **5.8. Выбор направляющих по критерию предварительного натяга**

Предварительный натяг в направляющих обеспечивается подбором тел качения по диаметру. Он способствует повышению жесткости направляющих, но несколько снижает их долговечность. Каждый производитель изготавливает направляющие нескольких классов натяга, отличающихся долей динамической нагрузки  $C$ , которой равна сила натяга.

Направляющие с силой натяга  $0,08C$  рекомендуются для осей  $X$  и  $Y$  токарных станков с ЧПУ, прецизионных координатных столов, электроэрозионных станков. Направляющие с силой натяга  $0,13C$  применяются в станках при высоких требованиях к жесткости, например, для оси  $Z$  токарных станков с ЧПУ, в шлифовальных и фрезерных станках.

## 5.9. Выбор направляющих по критерию точности

Направляющие изготавливаются нескольких классов точности (обычно пяти). Нормируются допуски размеров  $H$  (рис. 5.5),  $N$ , максимальная разность размеров  $H$  и  $N$  на одном рельсе, отклонения параллельности плоскости  $C$  относительно  $A$ , плоскости  $D$  относительно  $B$ . Взаимозаменяемость кареток и рельсов обеспечивается их точностью.

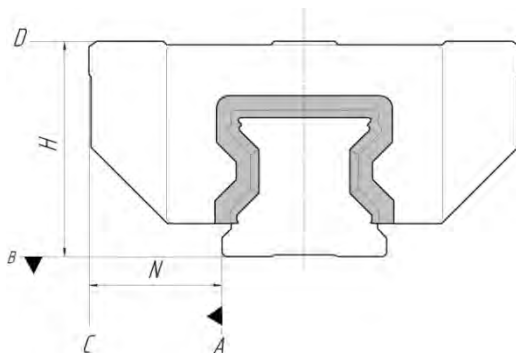


Рис. 5.5. Схема к характеристике точности направляющих

Класс точности направляющих должен соответствовать точности других элементов станка.

## 6. ВЫБОР МУФТЫ ДЛЯ ПРИВОДА ПОДАЧИ

### 6.1. Конструкции муфт

В приводах подачи станков с ЧПУ применяются соединительно-предохранительные, соединительные и предохранительные муфты. Назначение соединительно-предохранительной муфты:



компенсировать погрешности положения оси электродвигателя относительно оси ходового винта в приводе, если они соединены непосредственно;

снизить амплитуду момента на ходовом винте при разгоне и торможении привода;

предохранить шариковинтовой механизм от повреждения в аварийных ситуациях.

Муфты должны иметь большую крутильную жесткость и передавать требуемый момент. Они существенно влияют на точность и надежность привода.

В тех случаях, когда перегрузка привода невозможна или предохранение его обеспечивается системой ЧПУ, применяется соединительная сильфонная муфта (рис. 6.1, а).

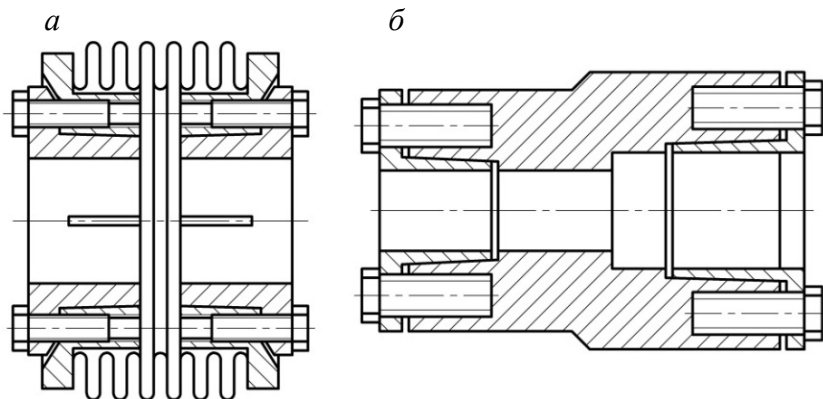


Рис. 6.1. Соединительные муфты

Если корпусные детали, определяющие положение двигателя и винта, изготовлены настолько точно, что нет необходимости компенсировать их погрешности муфтой, то электродвигатель и ходовой винт соединяются жесткой муфтой (рис. 6.1, б).

Соединительно-предохранительная муфта состоит из двух частей: соединительной и предохранительной. Соединительная часть 2 муфты Мауг (рис. 6.2) представляет собой сильфонную трубку с большой крутильной жесткостью, обеспечивающей точную передачу винту угла поворота вала двигателя, и значительной податливостью в диамет-

ральной плоскости, необходимой в связи с угловым и радиальным смещениями оси вала двигателя относительно оси винта. Предохранительная часть является шариковой муфтой 3, момент срабатывания которой при сжатии тарельчатой пружины 4 настраивается с помощью гайки 6. Стопорение гайки осуществляется винтами 7. В момент перегрузки привода подачи шарики выходят из гнезд, кольцо 9 перемещается вправо и воздействует на бесконтактный конечный переключатель 8, по сигналу которого станок останавливается.

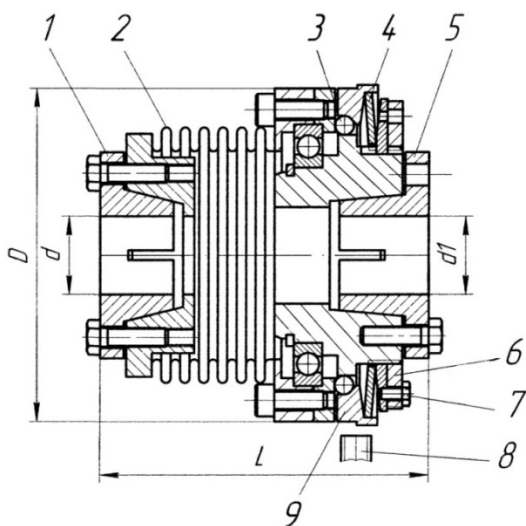


Рис. 6.2. Соединительно-предохранительная муфта

Муфта передает момент от двигателя винту фрикционными соединениями с коническими втулками 1 и 5, затягиваемыми винтами.

Предохранительная муфта может находиться в одном блоке с зубчатым колесом или шкивом редуктора (рис. 6.3). От шкива 1 момент передается ходовому винту 7 через шарики 4, ступицу 9 и коническую втулку 6 благодаря силам трения между ней и шейкой винта. Момент, передаваемый шариковой муфтой, регулируется гайкой 5 и тарельчатой пружиной 3. Когда момент на винте превышает настроенный, шарики выходят из гнезд, диск 2 перемещается вправо и действует на бесконтактный переключатель 8.

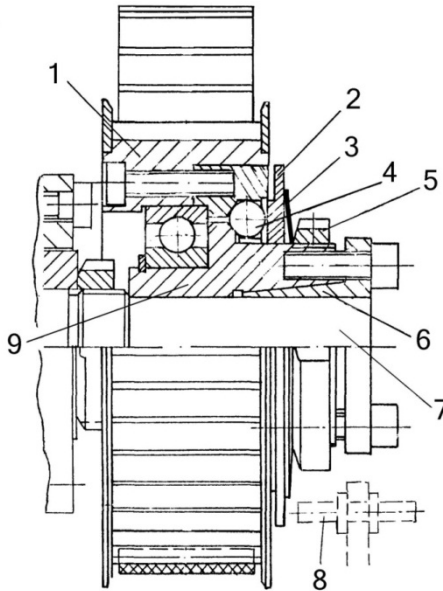


Рис. 6.3. Шкив со встроенной предохранительной муфтой

## 6.2. Выбор муфты

Муфта выбирается по максимальному моменту  $M_{M_{\max}}$ , передаваемому ею, который должен удовлетворять двум условиям:

$$M_{M_{\max}} \geq 1,5M_{д_{\max}},$$

$$M_{M_{\max}} \geq \frac{kI_{\Sigma_{\text{пр}}}}{I_{\Sigma_{\text{пр}}} + I_{д}} M_{д_{\max}},$$

где  $M_{д_{\max}}$  – пиковый момент двигателя, развиваемый при разгоне или торможении, Н·м;

$k$  – коэффициент безопасности при ударных нагрузках:  $k = 2-3$ ;

$I_{\Sigma_{\text{пр}}}$  – приведенный к валу двигателя момент инерции механической части привода, кг·м<sup>2</sup>;

$I_{д}$  – момент инерции ротора двигателя, кг·м<sup>2</sup>.

## **7. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ ПРИВОДА ПОДАЧИ**

### **7.1. Особенности двигателей для приводов подачи**

В приводах подачи проектируемых в настоящее время станков с ЧПУ применяются синхронные (вентильные) электродвигатели, например, типов 1FT6 и 1FK7 фирмы Siemens. В этих двигателях роль индуктора выполняет ротор, оснащенный постоянными магнитами, роль якоря – статор. При взаимодействии магнитного поля ротора с током, протекающим по обмоткам статора, ротор приводится во вращение. По сигналам обратной связи, вырабатываемым датчиком, установленным на роторе, электронный коммутатор подключает фазы обмотки статора к источнику питания.

В двигателях 1FT6 и 1FK7 в качестве датчика положения ротора применяется инкрементальный синусно-косинусный преобразователь, вырабатывающий 2048 импульсов за один оборот, абсолютный преобразователь EnDat (2048 имп/об) или резольвер. К двигателю может быть пристыкован круговой измерительный преобразователь пути, который выдает информацию о пути, пройденном исполнительным органом. Двигатель может быть оснащен тормозом.

Некоторые двигатели подачи работают без принудительной вентиляции. Тепло, возникающее в их обмотке и в сердечнике статора, отводится через поверхность двигателя и другие элементы конструкции. От других двигателей тепло отводится благодаря принудительной вентиляции или жидкостному охлаждению.

Характеристиками двигателей 1FT6 и 1FK7 являются номинальные частота вращения, вращающий момент, мощность, максимальные частота вращения и момент, момент инерции и др.

Двигатели одной и той же модели, в обмотки которых подается ток с напряжением 380–460 В, имеют номинальную частоту вращения, вдвое превышающую номинальную частоту вращения двигателей, питающихся током с напряжением 208–230 В.

### **7.2. Последовательность выбора двигателя**

Двигатель привода подачи должен обеспечивать выполнение станком технологического процесса с обоснованным расходом

электроэнергии. Мощность двигателя должна быть такой, чтобы температура его обмоток не превышала критической, приводящей к преждевременному старению изоляции.

Исходными данными при выборе электродвигателя являются:

- чертеж механической системы привода;
- время рабочего цикла станка;
- масса рабочего органа;
- перечень технологических переходов, в выполнении которых участвует привод;
- скоростные параметры переходов: скорость быстрого хода исполнительного органа, минутные подачи при выполнении процессов резания;
- составляющие сил резания при выполнении всех переходов.

Схема последовательности выбора электродвигателя представлена на рис. 7.1.



Рис. 7.1. Схема последовательности выбора электродвигателя для привода подачи

### 7.3. Определение кинематических соотношений в приводе

Совокупность и чередование движений, реализуемых приводом подачи станка с ЧПУ, рассматриваются на примере обработки фре-

зой контура детали (рис. 7.2). Быстрый подвод инструмента к заготовке происходит из точки 1.

Привод подачи обеспечивает движение следующих типов:

- разгон и торможение при переходе от одной скорости к другой (участки 1–2, 3–4, 7–8, 9–10 на траектории оси фрезы);
- движение со скоростью быстрого хода (участки 2–3, 8–9);
- движение с постоянной скоростью подачи при выполнении резания на участках контура, параллельных координатным осям (участки 5–6, 11–12);
- движение со скоростью, связанной со скоростью движения по другой координате при выполнении резания на криволинейных или наклонных участках контура (участок 13–14);
- движение со скоростью рабочей подачи при отсутствии резания (участок 4–5, 6–7, 10–11 подвода и перебега инструмента).

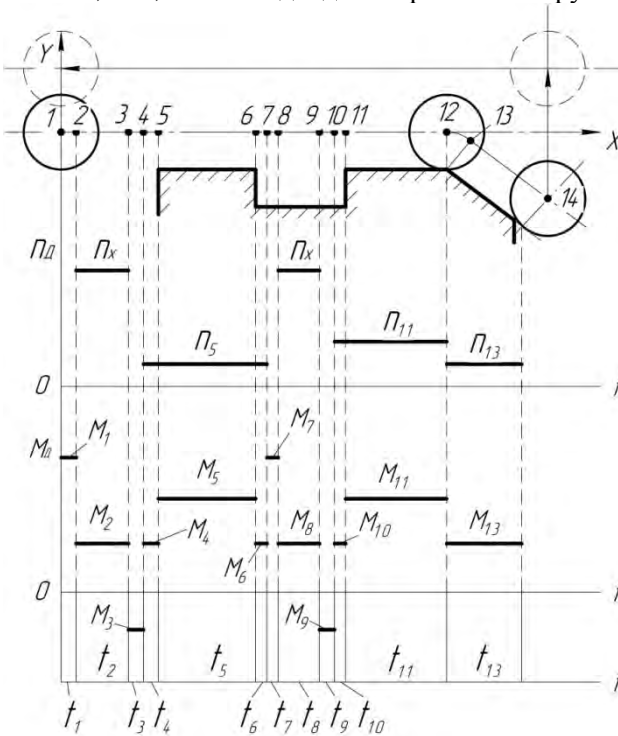


Рис. 7.2. Скоростная и нагрузочная диаграммы привода

В цикле органа, перемещающегося по оси  $X$ , могут быть простои, когда работают приводы подачи по другим осям или происходят съем обработанной детали, установка и зажим заготовки.

Время прохождения участка контура длиной  $L_k$  с постоянной минутной подачей  $S_k$

$$t_k = \frac{L_k}{S_k}.$$

При этом частота вращения винта, об/мин,

$$n_k = \frac{S_k}{p},$$

угловая скорость винта,  $s^{-1}$ ,

$$\omega = \frac{\pi S_k}{30 p},$$

где  $S_k$  – в мм/мин,  $p$  – в миллиметрах;  
частота вращения вала двигателя

$$n_{д.к} = \frac{S_k}{pi},$$

где  $i$  – передаточное отношение редуктора, равное отношению чисел зубьев колес  $z_1/z_2$  или диаметров шкивов  $D_1/D_2$ .

При разгоне рабочего органа из состояния покоя до скорости быстрого хода  $S_x$  частота вращения вала двигателя возрастает от нуля до

$$n_x = \frac{S_x}{pi}.$$

Переход с одной частоты вращения вала двигателя к другой при их разности  $\Delta n$ , называемый переходным процессом, характеризуется временем первого согласования  $t_1$  (до совпадения текущей ча-

стоты с заданной  $n$ ) (рис. 7.3), перегулированием  $\sigma_M$  и временем переходного процесса  $t_{п.п.}$ . Аналогично происходит торможение рабочего органа.

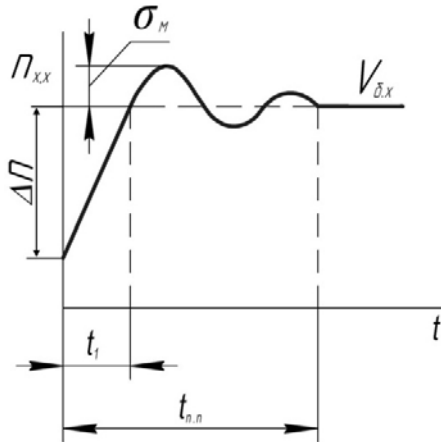


Рис. 7.3. Типовая характеристика переходного процесса

Максимальное угловое ускорение,  $c^{-2}$ , развиваемое валом двигателя:

$$\varepsilon_{\max} = \frac{M_{\max}}{I_{\text{д}} + I_{\text{пр}}},$$

где  $M_{\max}$  – максимальный момент на валу двигателя в кратковременном режиме работы, Н·м;

$I_{\text{д}}$  – момент инерции вала двигателя,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ;

$I_{\text{пр}}$  – приведенный к валу двигателя момент инерции рабочего органа и элементов привода подачи,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ .

Среднее угловое ускорение вала двигателя,  $c^{-2}$ , при разгоне из состояния покоя до скорости рабочего хода

$$\varepsilon_{\text{ср}} = \frac{0,63n_x}{\tau},$$

где  $\tau$  – время, прошедшее с момента подачи сигнала управления до момента достижения частоты вращения  $0,5n_x$ , с.



Теоретическое минимальное достижимое время перехода с одной частоты вращения вала двигателя на другую, с, при их разности  $\Delta n$

$$t_n = \frac{\Delta n}{\varepsilon_{\max}}$$

#### 7.4. Приведение инерционных масс к валу двигателя

При разгоне или торможении рабочего органа на холостом ходу двигатель должен не только преодолевать силы трения в механизмах привода, но и сообщить инерционным массам заданное ускорение. Для определения соответствующего вращающего момента двигателя к его валу следует привести моменты инерции всех элементов механической части привода: суппорта с находящимися на нем массами, винта, редуктора (муфты), датчика.

Приведенная к валу двигателя масса поступательно перемещающихся частей привода,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ,

$$I_m = \frac{mp^2i^2}{4\pi^2},$$

где  $m$  – масса исполнительного органа станка (вместе с приспособлением и заготовкой),  $\text{кг}$ ;

$p$  – шаг винта,  $\text{м}$ ;

$i$  – передаточное отношение.

При определении моментов инерции зубчатых колес, ходового винта и других деталей, имеющих переменное поперечное сечение вдоль оси, они условно разделяются на части с постоянным поперечным сечением. Находят моменты инерции каждой части относительно оси ее вращения. Затем, сложив их, определяют момент инерции всей детали. В частности, приведенный к валу двигателя момент инерции резьбовой части ходового винта

$$I'_B = \frac{\pi d^4 L \rho i^2}{32},$$

где  $d$  – средний диаметр резьбовой части винта,  $\text{м}$ ;

$L$  – длина нарезанной части винта,  $\text{м}$ ;

$\rho$  – плотность материала винта,  $\text{кг}/\text{м}^3$ , для стали  $\rho = 7800 \text{ кг}/\text{м}^3$ .

Величину  $I'_B$  можно определить также по данным производителя ШВП.

Момент инерции диска или втулки с наружным диаметром  $D$ , внутренним диаметром  $d$  и длиной  $b$ , приведенный к валу двигателя:

$$I''_B = \frac{\pi(D^4 - d^4) b \rho i^2}{32}.$$

Если  $I_B$  – суммарный приведенный к двигателю момент инерции всех элементов, находящихся на оси винта,  $I_d$  – момент инерции вала двигателя,  $I_1$  – момент инерции элемента редуктора, находящегося на этом валу, то приведенный к валу двигателя момент инерции всех элементов механической части привода

$$I = I_d + I_1 + I_B + I_T.$$

## 7.5. Приведение нагрузок к винту шариковинтовой передачи

**Момент на винте, необходимый для преодоления сил трения.**

Привод (рис. 7.4) нагружен силой трения  $T$  в направляющих, моментом трения  $M_{ШВМ}$  в шариковинтовом механизме и моментом трения  $M_0$  в опорах винта.

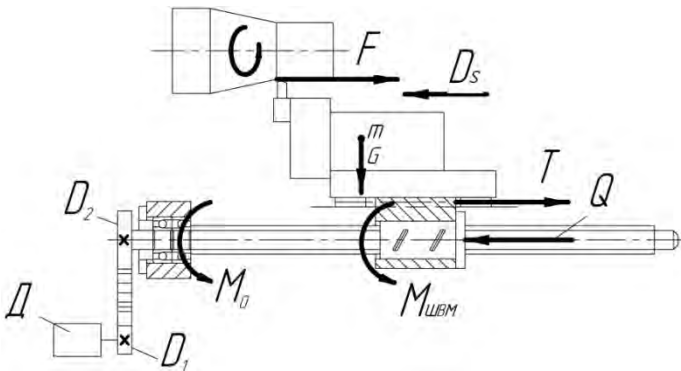


Рис. 7.4. Схема нагружения привода

Сила трения в рельсовых направляющих качения

$$T = \mu G + 4T',$$

где  $\mu$  – коэффициент трения в направляющих:  $\mu = 0,03-0,04$  при отношении нормальной силы  $G$ , действующей на направляющие, к основной номинальной динамической нагрузке, превышающей 0,1;

$T'$  – сила трения в уплотнениях одной каретки качения:  $T' \approx 5$  Н.

Момент  $M_T$  на ходовом винте, необходимый для преодоления силы  $T$ , определяется по уравнению работы

$$M_T 2\pi = T\rho,$$

из которого следует

$$M_T = \frac{T\rho}{2\pi}.$$

Следовательно, момент на ходовом винте, необходимый для преодоления сил трения в направляющих, шариковинтовом механизме и опорах винта, определяется по зависимости

$$M_{в.т} = \frac{T\rho}{2\pi} + M_{швм} + M_0.$$

При этом  $M_{швм}$  и  $M_0$  определяются по данным производителя ШВП и подшипников.

**Момент на винте, необходимый для преодоления силы резания.** Если через  $F$  обозначена проекция силы резания на направление подачи, то из уравнения работы следует, что момент  $M_{в.ф}$  на винте, необходимый для преодоления силы резания, определяется по зависимости

$$M_{в.ф} = \frac{F\rho}{2\pi}.$$

## 7.6. Вычисление вращающих моментов на валу двигателя

*Момент при разгоне рабочего органа* должен быть достаточным для преодоления сил трения и обеспечения требуемого ускорения:

$$M_{\text{д.рз}} = I\varepsilon_{\text{max}} + M_{\text{в.т}} \frac{i}{\eta} = I\varepsilon_{\text{max}} + \left( \frac{Tp}{2\pi} + M_{\text{швм}} + M_0 \right) \frac{i}{\eta}.$$

*Момент при быстром холостом ходе рабочего органа с постоянной скоростью* должен быть достаточным для преодоления силы трения:

$$M_{\text{д.х}} = M_{\text{в.т}} \frac{i}{\eta} = \left( \frac{Tp}{2\pi} + M_{\text{швм}} + M_0 \right) \frac{i}{\eta}.$$

*Момент при рабочем ходе рабочего органа* должен быть достаточным для преодоления силы резания  $F$  и силы трения

$$M_{\text{д}} = (M_{\text{в.Ф}} + M_{\text{в.т}}) \frac{i}{\eta} = \left( \frac{Fp}{2\pi} + \frac{Tp}{2\pi} + M_{\text{швм}} + M_0 \right) \frac{i}{\eta}.$$

## 7.7. Скоростная и нагрузочная диаграммы привода

Электродвигатель выбирается с использованием нагрузочной и скоростной диаграмм привода. Нагрузочная диаграмма представляет собой зависимость момента на валу двигателя  $M_{\text{д}}$  от времени  $t$  (см. рис. 7.2). Нагрузочные диаграммы бывают детерминированными и статистическими. Детерминированную диаграмму можно построить достаточно точно только для приводов подачи специальных станков, когда известны циклограмма их работы, выполняемые технологические переходы с их нагрузочными и скоростными параметрами. Однако в большинстве случаев (для универсальных станков с ЧПУ) нагрузки на привод подачи, скорости исполнительных органов, продолжительность нагружения, циклограммы являются случайными. Поэтому обоснованный выбор электродвигателя для приводов подачи универсальных станков с ЧПУ возможен только на основе статистических диаграмм.

В связи с тем что статистические исследования нагрузочных характеристик приводов подачи станков с ЧПУ не проводились, используются прогнозируемыми нагрузочными диаграммами. Их строят для наиболее вероятного или наиболее тяжелого цикла работы приводов. Скоростная диаграмма привода является зависимостью между временем работы двигателя  $t$  и частотой вращения его вала  $n_d$  (см. рис. 7.2).

### 7.8. Выбор двигателя

Синхронный двигатель для привода подачи выбирается по его механической характеристике (рис. 7.5). На характеристику наносятся точки с координатами  $n$  и  $M$ , установленными по нагрузочной и скоростной диаграммам для всех элементов цикла работы привода. Кроме того, на механическую характеристику наносится точка с координатами  $\bar{n}$  и  $M_E$ , при этом  $\bar{n}$  – средняя частота вращения вала двигателя,  $M_E$  – эффективный (среднеквадратический) момент на нем:

$$\bar{n} = \frac{1}{T} (n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_k t_k);$$

$$M_E = \sqrt{\frac{1}{T} (M_1^2 t_1 + M_2^2 t_2 + \dots + M_k^2 t_k)},$$

где  $T$  – время цикла, включая время паузы.

Двигатель пригоден для привода подачи, когда одновременно выполняются следующие условия:

- 1) все точки  $(n, M)$  попадают в область, находящуюся левее кривой безопасности;
- 2) максимальный расчетный момент меньше значения  $M_{\max}$  электродвигателя;
- 3) точка с координатами  $\bar{n}$  и  $M_E$  находится ниже линии  $S_1$  (100 К), если допустимое повышение температуры двигателя в работе может достигать 100 К, или ниже линии  $S_1$  (60 К) при допустимом повышении температуры на 60 К.

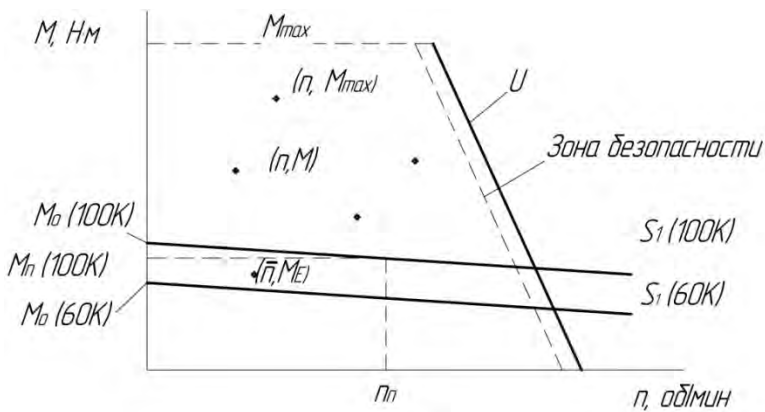


Рис. 7.5. Схема выбора двигателя по механической характеристике

## Литература

1. Кордыш, Л. М. Приводы подачи исполнительных органов металлорежущих станков / Л. М. Кордыш, Э. М. Пекарский // СТИН. – 1997. – № 3. – С. 3–5.
2. Кочергин, А. И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов / А. И. Кочергин. – Минск : Вышэйшая школа, 1991. – 382 с.
3. Молодцов, В. В. Конструкции направляющих качения современных станков / В. В. Молодцов // Инженерный журнал. – 2006. – № 7. – С. 37–48.
4. Металлорежущие станки : учебник : в 2 т. / Т. М. Аврамова, [и др.] ; под ред. В. В. Бушуева. – М. : Машиностроение, 2011. – Т.1. 608 с.
5. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: справочник-учебник : в 3 т. / под общ. ред. А. С. Проникова. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана ; Машиностроение, 1995. – Т. 2; п. 4.1 : Расчет и конструирование узлов и элементов станков.
6. Фираго, Б. И. Теория электропривода : учебное пособие / Б. И. Фираго, Л. Б. Павлячик. – Минск : ЗАО «Техноперспектива», 2004. – 527 с.

## О г л а в л е н и е

Введение.....	3
1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПРИВОДАХ ПОДАЧИ СТАНКОВ С ЧПУ.....	3
1.1. Требования к приводам подачи.....	3
1.2. Структуры приводов подачи.....	4
1.3. Структуры исполнительного механизма приводов подачи.....	5
2. ШАРИКОВЫЕ ВИНТОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....	7
2.1. Устройство шариковых винтовых передач.....	7
2.2. Свойства и применение передачи.....	9
2.3. Конструктивные элементы шариковой винтовой передачи.....	10
2.4. Опоры винтов шариковой винтовой передачи.....	19
3. ВЫБОР ШАРИКОВИНТОВОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	24
3.1. Последовательность выбора.....	24
3.2. Определение основных размеров передачи.....	25
3.3. Проверка передачи по статической грузоподъемности.....	28
3.4. Проверка передачи по динамической грузоподъемности.....	29
3.5. Проверка винта по критерию продольной устойчивости.....	33
3.6. Проверка передачи по критерию осевой жесткости привода.....	34
3.7. Выбор передачи по критерию точности.....	35
4. РЕЛЬСОВЫЕ НАПРАВЛЯЮЩИЕ С КАРЕТКАМИ КАЧЕНИЯ... ..	38
4.1. Устройство направляющих.....	38
4.2. Смазывание направляющих и защита от загрязнений.....	42
4.3. Компоновки направляющих.....	44
4.4. Свойства направляющих.....	45
5. ВЫБОР НАПРАВЛЯЮЩИХ С КАРЕТКАМИ КАЧЕНИЯ.....	45
5.1. Последовательность выбора.....	45
5.2. Составление расчетной схемы.....	46
5.3. Составление уравнений статики.....	47
5.4. Составление дополнительных уравнений.....	48
5.5. Определение нагрузок на каретки.....	50
5.6. Выбор направляющих по статической грузоподъемности.....	52
5.7. Выбор направляющих по динамической грузоподъемности.....	53
5.8. Выбор направляющих по критерию предварительного натяга.....	55
5.9. Выбор направляющих по критерию точности.....	56
6. ВЫБОР МУФТЫ ДЛЯ ПРИВОДА ПОДАЧИ.....	56
6.1. Конструкции муфт.....	56
6.2. Выбор муфты.....	59



7. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ ПРИВОДА ПОДАЧИ.....	60
7.1. Особенности двигателей для приводов подачи.....	60
7.2. Последовательность выбора двигателя.....	60
7.3. Определение кинематических соотношений в приводе.....	61
7.4. Приведение инерционных масс к валу двигателя.....	65
7.5. Приведение нагрузок к винту шариковинтовой передачи.....	66
7.6. Вычисление вращающих моментов на валу двигателя.....	68
7.7. Скоростная и нагрузочная диаграммы привода.....	68
7.8. Выбор двигателя.....	69
Литература.....	71

Учебное издание

**КОЧЕРГИН** Анатолий Иванович  
**ВАСИЛЕНКО** Тамара Васильевна

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИВОДА ПОДАЧИ  
СТАНКА С ЧПУ**

Учебно-методическое пособие  
по курсовому проектированию  
для студентов специальности 1-36 01 03  
«Технологическое оборудование машиностроительного  
производства»

Редактор *Т. Н. Микулик*  
Компьютерная верстка *А. Г. Занкевич*

Подписано в печать 12.12.2014. Формат 60×84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 4,30. Уч.-изд. л. 3,36. Тираж 200. Заказ 346.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя  
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.