

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Учреждение образования
«Витебский государственный технологический университет»

МЕТАЛЛОРЕЖУЩИЕ СТАНКИ

Методические указания по выполнению курсовой работы
для студентов специальности
1-36 01 01 «Технология машиностроения»

Витебск
2023

УДК 621:53.08+621.713

Составители:

И. С. Алексеев, С. М. Кузьменков

Рекомендовано к изданию редакционно-издательским
советом УО «ВГТУ», протокол № 10 от 29.06.2023.

Металлорежущие станки : методические указания по выполнению курсовой работы / И. С. Алексеев, С. М. Кузьменков. – Витебск : УО «ВГТУ», 2023. – 52 с.

Методические указания предназначены для выполнения курсовой работы по курсу «Металлорежущие станки» студентами специальностей 1-36 01 01 «Технология машиностроения» высших учебных заведений. Рассмотрен порядок выполнения курсовой работы, даны теоретические объяснения по выполнению курсовой работы, приведен порядок расчетов.

УДК 621:53.08+621.713

© УО «ВГТУ», 2023

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1. Задание	5
2. Структура бесступенчатых приводов подач станков с ЧПУ	5
3. Конструкция шарико-винтовых передач	8
4. Предварительный натяг в ШВП	10
5. Опоры винтов шарико-винтовой передачи	12
6. Выбор шарико-винтовой передачи	17
7. Проверочный расчет шарико-винтовой передачи	19
8. Проверочный расчет подшипниковых опор	25
9. Выбор электродвигателя для привода подач	25
Список использованных источников	29
Приложение А	30
Приложение В	32
Приложение С	33
Приложение D	34
Приложение E	37
Приложение F	39
Приложение G	40
Приложение H	41
Приложение J	42
Приложение K	45
Приложение L	47
Приложение M	49
Приложение N	50
Приложение P	51

ВВЕДЕНИЕ

Курсовое проектирование систематизирует, углубляет и закрепляет знания, полученные студентом во время теоретических и практических занятий.

Методические указания предназначены для выполнения курсовой работы студентами высших учебных заведений по дисциплине «Металлорежущие станки» в соответствии с учебным планом специальности 1-36 01 01 «Технология машиностроения».

В методических указаниях рассматривается ход выполнения курсового проектирования в соответствии с индивидуальным вариантом, предполагающий изучение структуры бесступенчатых приводов станков с ЧПУ, конструкции шарико-винтовых передач, выбор передач и подшипниковых опор, проверочные расчеты.

Для выполнения курсовой работы рекомендуется пользоваться справочной литературой.

1 ЗАДАНИЕ

Тема курсовой работы: «Проектирование привода подачи многоцелевого станка с ЧПУ».

В курсовой работе задачи проектирования состоят в выборе шарико-винтовой передачи, опорных подшипников и опор, выборе электродвигателя. Исходными данными для выбора и расчетов являются: тип привода подачи, длина хода стола, скорость быстрого перемещения, время разгона, осевая сила резания, массы рабочего стола и заготовки, рабочая подача. Варианты заданий приведены в приложении А.

Порядок выполнения и содержание работы

1. Определить класс точности и номинальные размеры шарико-винтовой передачи. Выбрать схему установки ШВП на опорах.
2. Определить максимальную осевую статическую нагрузку.
3. Выбрать несколько (минимум три) разных комбинаций диаметра и шага винта и выполнить проверочные расчеты. Выполнить проверку ШВП по критериям статической и динамической грузоподъемности, жесткости, осевому смещению и по продольной устойчивости. Определить требуемый предварительный натяг в ШВП и способ его регулирования.
4. Выбрать по каталогу фиксирующие и поддерживающие опоры ШВП, тип подшипников, провести проверочный расчет фиксирующих опор.
5. Выполнить чертеж установки винта в фиксирующей подшипниковой опоре ШВП (на листе формата А3 или А4). Начертить схему установки ШВП на опорах (на листе формата А3). Начертить обобщенную кинематическую схему привода станка с ЧПУ в соответствии с вариантом задания (на листе формата А4).
6. Выбрать электродвигатель для привода подачи по установленным критериям.

2 СТРУКТУРА БЕССТУПЕНЧАТЫХ ПРИВОДОВ ПОДАЧ СТАНКОВ С ЧПУ

Электромеханические приводы подач металлорежущих станков в общем случае состоят из двигателя, редуктора, коробки подач, тягового механизма, стола либо суппорта. В станках с программным управлением они имеют систему управления, датчики положения, а также обратную связь.

В станках с ЧПУ получили применение бесступенчатые электроприводы подач с непрерывным переключением подачи, регулируемым электродвигателем, обеспечивающим электрическое регулирование скорости подач. С применением регулируемых электродвигателей, которые соединяются с ходовым винтом через силовой редуктор или непосредственно через соединительную муфту,

механическая часть привода существенно сократилась, что снизило его момент инерции и повысило КПД.

На рисунке 1 приведена обобщенная кинематическая схема привода продольной подачи стола многоцелевого сверлильно-фрезерно-расточного станка с ЧПУ. Показан регулируемый электродвигатель 1, датчик обратной связи 2, соединенный с ходовым винтом через специальную муфту 3, зубчатая беззазорная передача 5 и 6 со специальным механизмом выбора зазора, чтобы обеспечить точность позиционирования рабочего органа. Зазор выбирается за счет применения разрезного колеса 6 с двумя венцами, которые можно поворачивать друг относительно друга и выбирать зазор в зубчатом зацеплении колес.

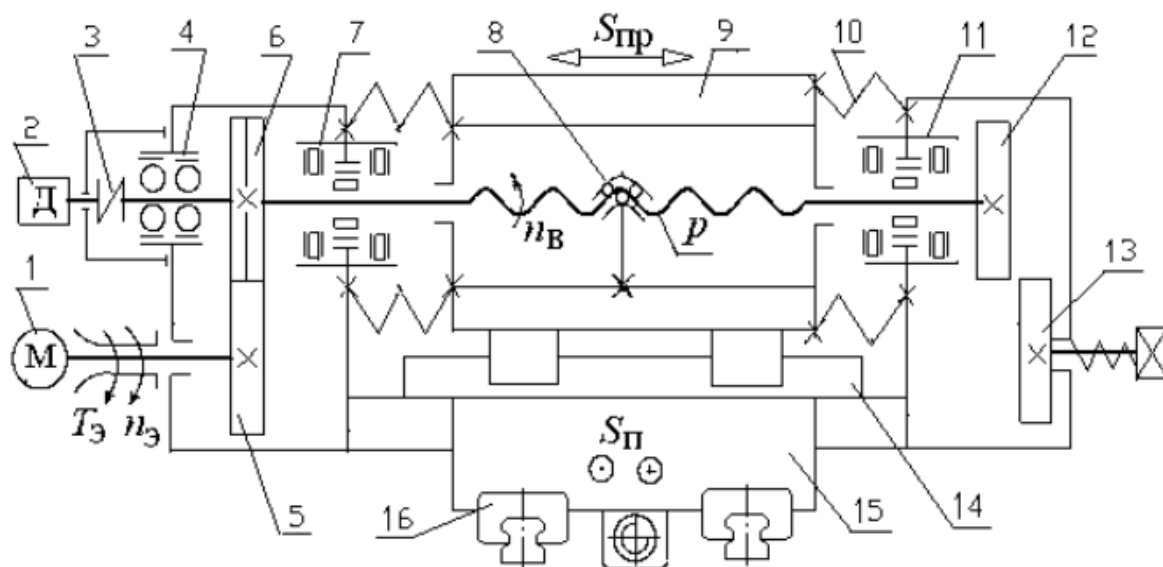


Рисунок 1 – Обобщенная кинематическая схема привода продольной подачи стола многоцелевого сверлильно-фрезерно-расточного станка с ЧПУ

Ходовой винт передачи винт-гайка качения 8 установлен в опорах на радиальных шариковых 4 и комбинированных радиально-упорных роликовых 7 и 11 подшипниках и имеет гармоникообразную защиту. Виды применяемых подшипников (шариковые, роликовые) зависят от требуемых характеристик станка. Для ручных перемещений рабочего органа при наладке привода имеется цилиндрический зубчатый редуктор с колесами 12–13, при этом колесо 13 под действием пружины отводится в исходное положение. Стол 9 и салазки 15 привода установлены на рельсовые направляющие 14 и 16 с каретками с циркуляцией тел качения. Линейная скорость стола контролируется датчиком обратной связи 2, получающим вращение от ходового винта через присоединительную муфту 3.

Приводы подач станков с ЧПУ могут располагаться в горизонтальной (рис. 2), вертикальной (рис. 3) или наклонной плоскостях в зависимости от типа станка, его компоновки и выполняемых операций.

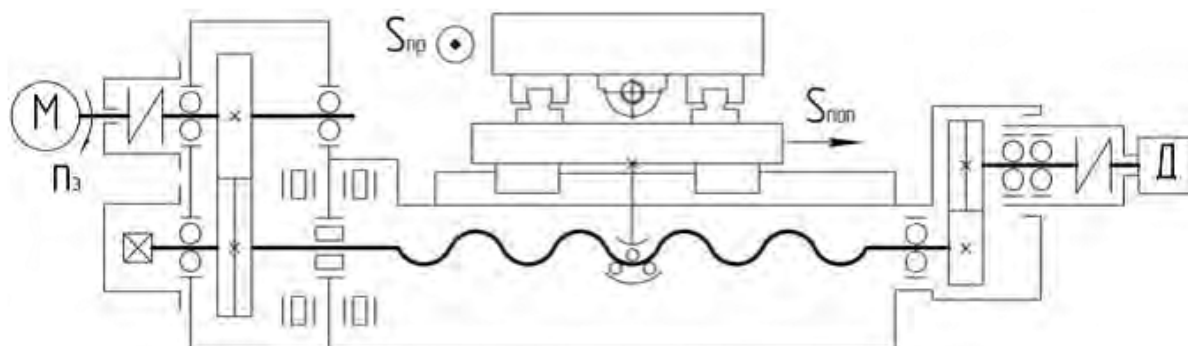


Рисунок 2 – Обобщенная кинематическая схема горизонтального привода поперечной подачи стола многоцелевого сверлильно-фрезерно-расточного станка с ЧПУ

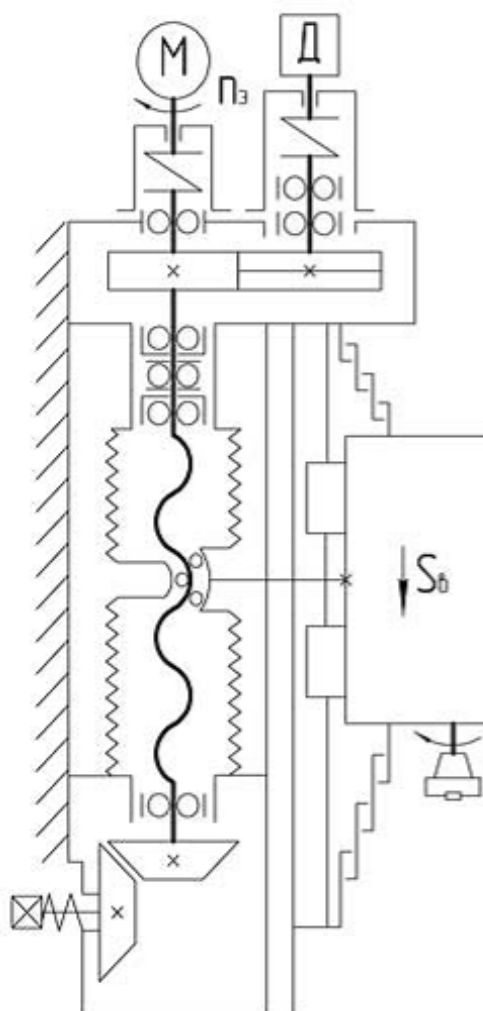


Рисунок 3 – Обобщенная кинематическая схема привода вертикальной подачи шпиндельной бабки вертикального многоцелевого станка с ЧПУ

3 КОНСТРУКЦИЯ ШАРИКО-ВИНТОВЫХ ПЕРЕДАЧ

Шарико-винтовая передача (ШВП) предназначена для преобразования вращательного движения в поступательное или наоборот. Она состоит из винта 1 (рис. 4 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.

Профиль резьбы задается в сечении, нормальном к винтовой линии. В основном используется полукруглый профиль (рис. 4 б), позволяющий создавать двухточечный контакт. Реже применяется арочный профиль (рис. 4 в), образованный дугами окружности. По сравнению с полукруглым профилем он менее технологичный, но благодаря четырехточечному контакту передачи на его основе обладает 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. 4 г), что является причиной повышенного износа и шума. В передачах новейших конструкций шарики находятся в сепараторе, образованном шайбами из антифрикционного материала (рис. 4 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. Такие передачи дешевле, но обеспечивают меньшую точность.

Основными размерами передачи являются номинальный диаметр d_0 (диаметр условного цилиндра, на котором находятся центры шариков) и шаг резьбы p .

Преимущества ШВП. ШВП обладают следующими преимуществами по сравнению с передачами винт-гайка скольжения:

- 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;
- 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;
- возможность создавать большую скорость движения исполнительного органа;
- возможность устранять в ней осевой зазор и создавать осевой натяг, что обеспечивает высокую жесткость привода подачи и точность перемещения рабочего органа;
- достаточная для станка долговечность.

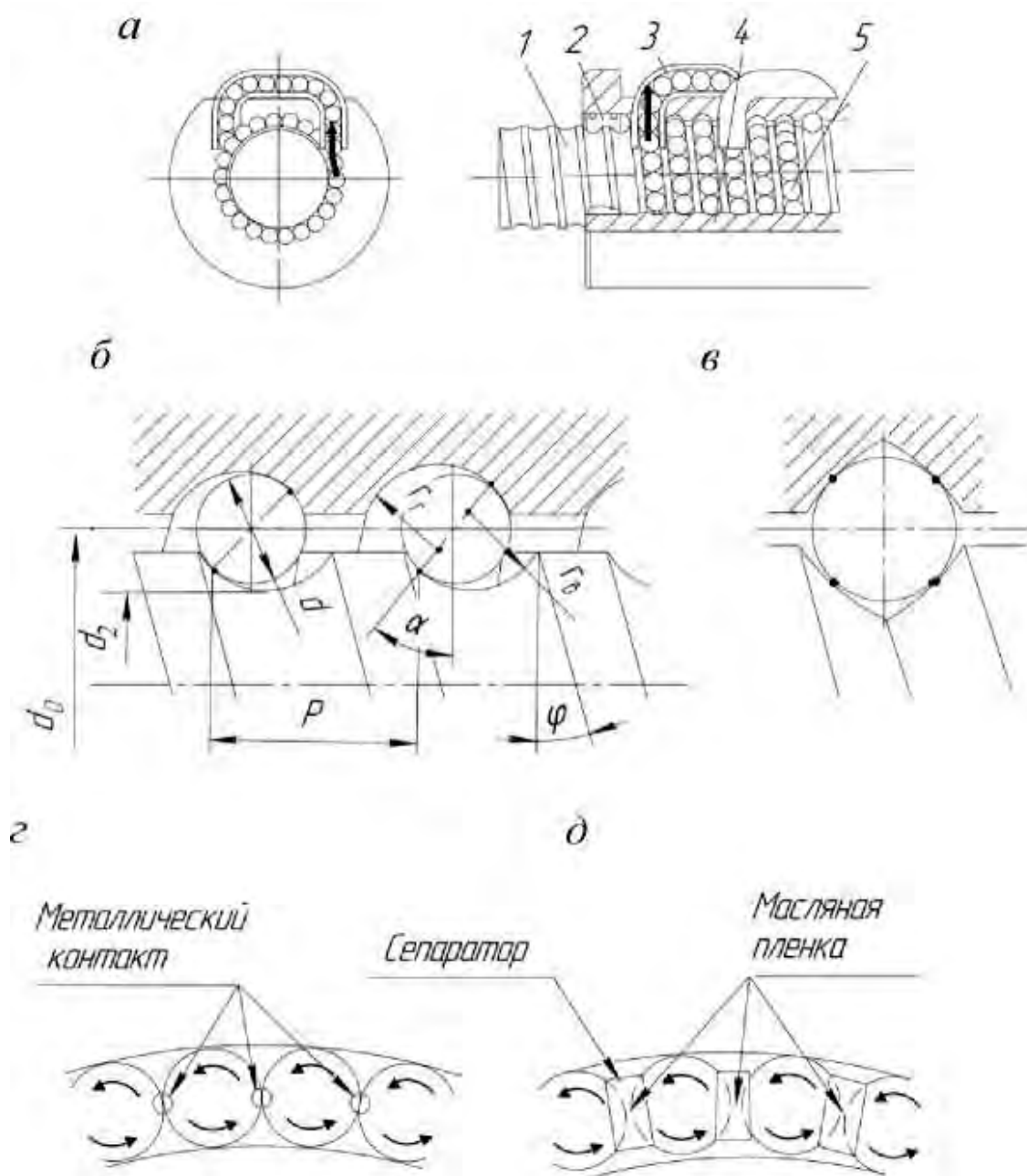


Рисунок 4 – Схемы шариковой винтовой передачи

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

В качестве тягового механизма передача применяется в металлорежущих 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.

4 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ НАТЯГ В ШВП

Назначение предварительного натяга. Предварительный натяг (преднатяг) 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 разноразмерности.

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_H должна быть назначена обоснованно.

Передачи изготавливаются с разной величиной предварительного натяга. Например, 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_H в зависимости от уровня нагрузки на привод:

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

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 шарико-винтовой 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.

Предварительный натяг в передачах с одинарной гайкой. Одинарные гайки с ограниченным осевым зазором применяются, когда не требуется высокой точности перемещений. Существует два способа создать преднатяг в одинарной гайке: 1. Увеличением диаметра шариков. 2. Шлифовкой внутренних канавок гайки.

При первом способе используются шарики немного большего размера, чем размер винтовой канавки. После установки гайки на винт шарики уже упруго деформированы без применения какой-либо внешней нагрузки. Это позволяет шарикам иметь четырехточечный контакт с дорожками (рис. 4 в). На рисунке 5 показан способ задания преднатяга диаметром шариков.

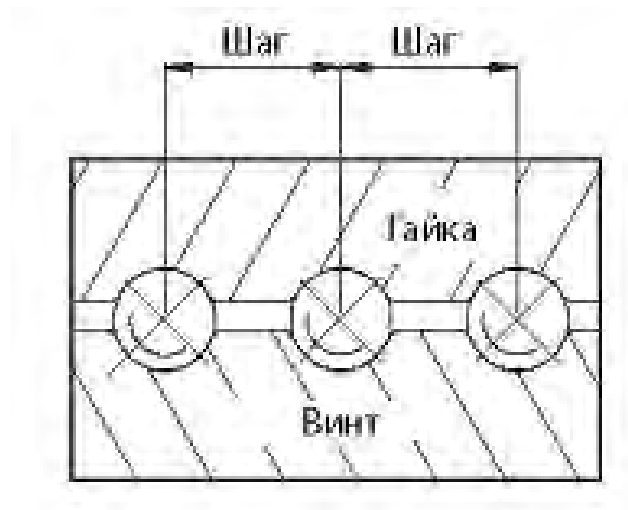


Рисунок 5 – Преднатяг при четырехточечном контакте

Второй способ – это шлифовка внутренних канавок гайки таким образом, чтобы они имели шаг, больший на величину δ (рис. 6). Величина смещения выбирается в зависимости от нужного предварительного натяга. Такой метод имеет преимущества в том, что позволяет сохранить гайку одинарной и, следовательно, уменьшить размеры ШВП. Однако он может быть применён только для создания небольших преднатягов, не превышающих 5 % от динамической нагрузки.

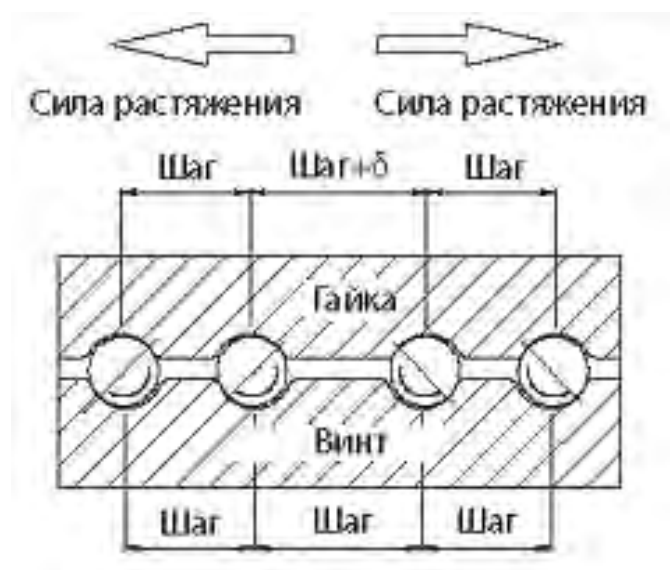


Рисунок 6 – Преднатяг, полученный шлифовкой внутренних канавок гайки

Предварительный натяг в передачах с двойной гайкой. Предварительный натяг в двойных гайках создается смещением полугаек друг относительно друга. Это позволяет получить преднатяг за счет возникающих разнонаправленных сил. Такой преднатяг применяется, как правило, в прецизионных ШВП.

Стандартно рекомендуемый преднатяг, компенсирующий тепловое расширение, для такой схемы составляет 0,02 ..0,03 мм на каждые 1000 мм винта. Возможен распорный (рис. 7) или компрессионный (рис. 8) преднатяг.

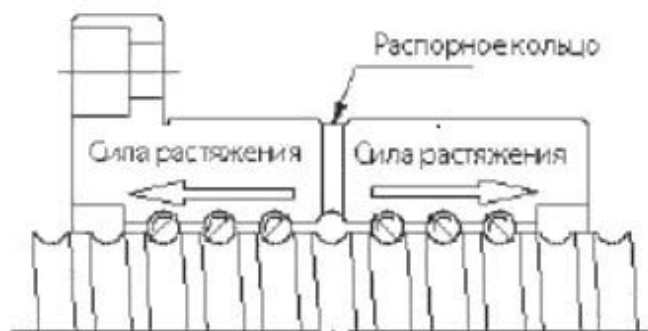


Рисунок 7 – Распорный преднатяг в двойной гайке

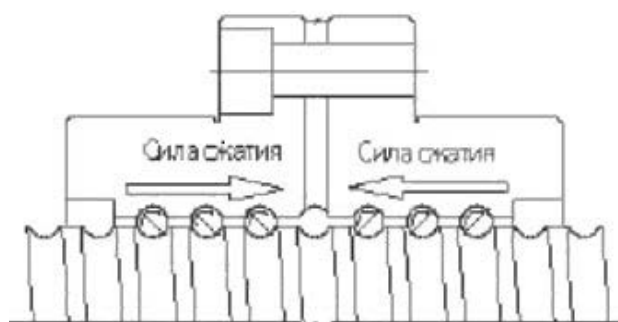


Рисунок 8 – Компрессионный преднатяг в двойной гайке

5 ОПОРЫ ВИНТОВ ШАРИКО-ВИНТОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

Присоединительные поверхности винтов. На концах винтов имеются поверхности (рис. 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. 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.

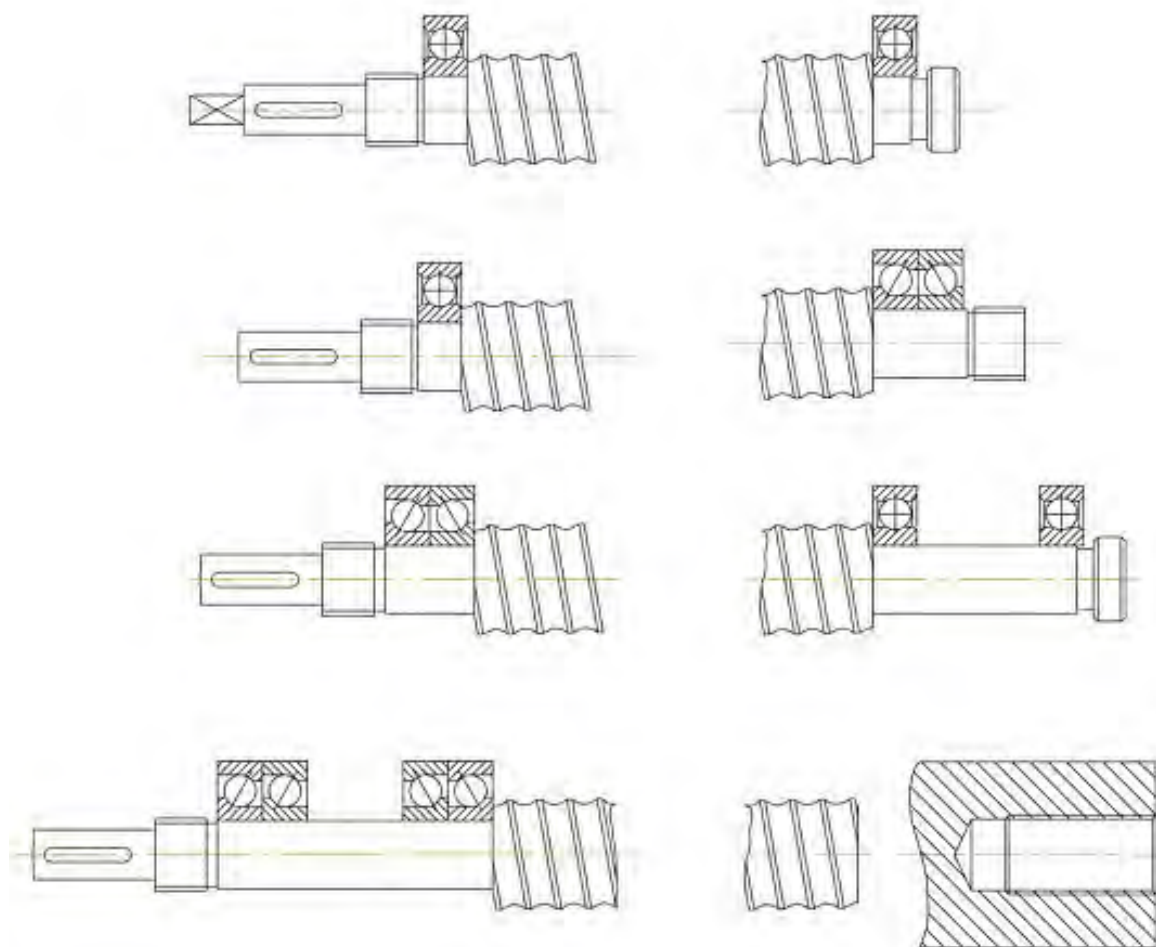


Рисунок 9 – Присоединительные поверхности винтов

Шариковые однорядные радиально-упорные подшипники с углом контакта 62° бывают открытыми и закрытыми (с уплотнениями). В одиночном исполнении они воспринимают осевую нагрузку только одного направления. Из таких подшипников komponуют опоры по схемам X (рис. 10 а), О или более жесткие: из трех подшипников по схеме – X, из четырех подшипников (рис. 10 б).

Шариковые двухрядные радиально-упорные подшипники (рис. 10 в) воспринимают осевые нагрузки в обоих направлениях и позволяют создавать компактные опоры. Повышенную осевую жесткость имеет опора, состоящая из пары двухрядных подшипников (рис. 10 г). Роликовые упорные комбинированные подшипники (рис. 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.

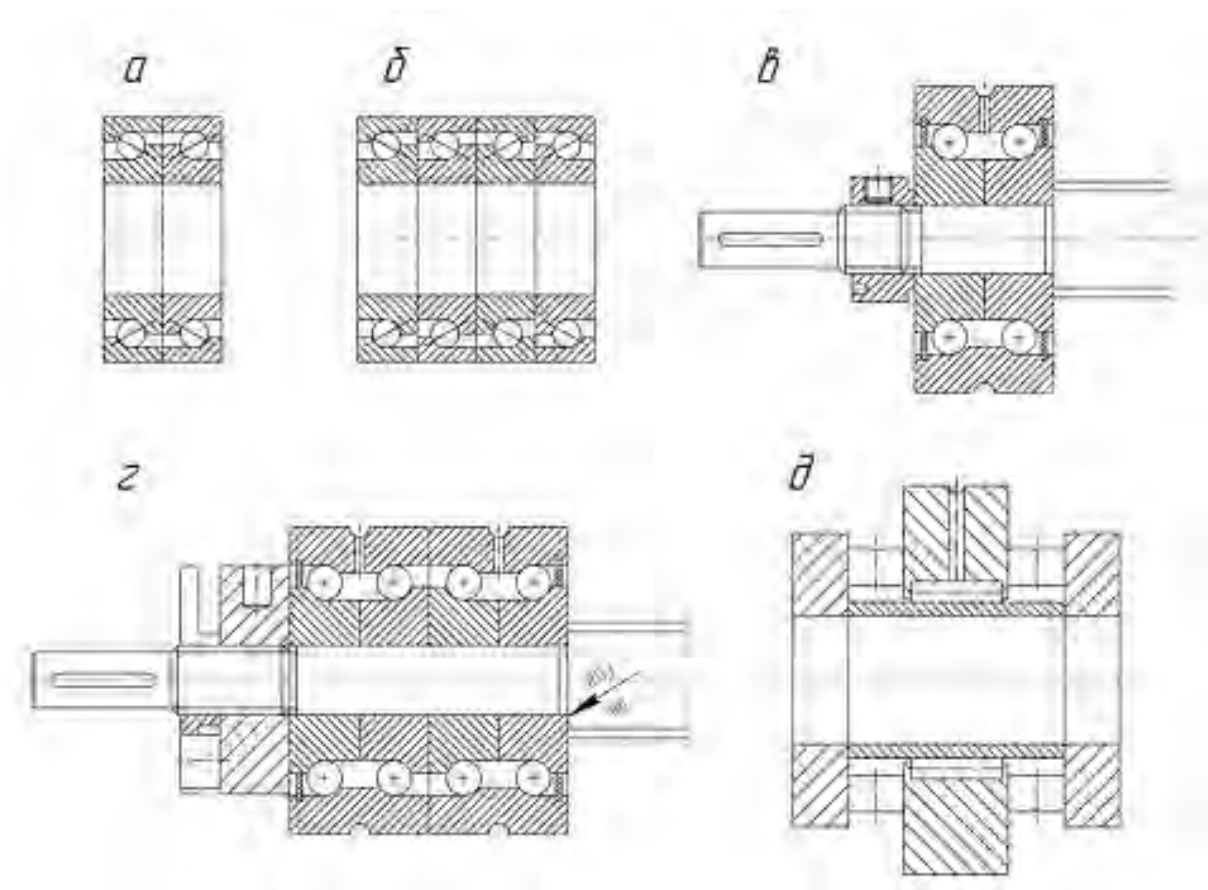


Рисунок 10 – Опоры винтов

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 подшипниковыми узлами (рис. 11), в состав которых входят корпус 1, комплект радиально-упорных шариковых подшипников 4, проставочные втулки 2, уплотнения 3. Предусмотрены отверстия А для закрепления уплотнения винта или втулки-амортизатора.

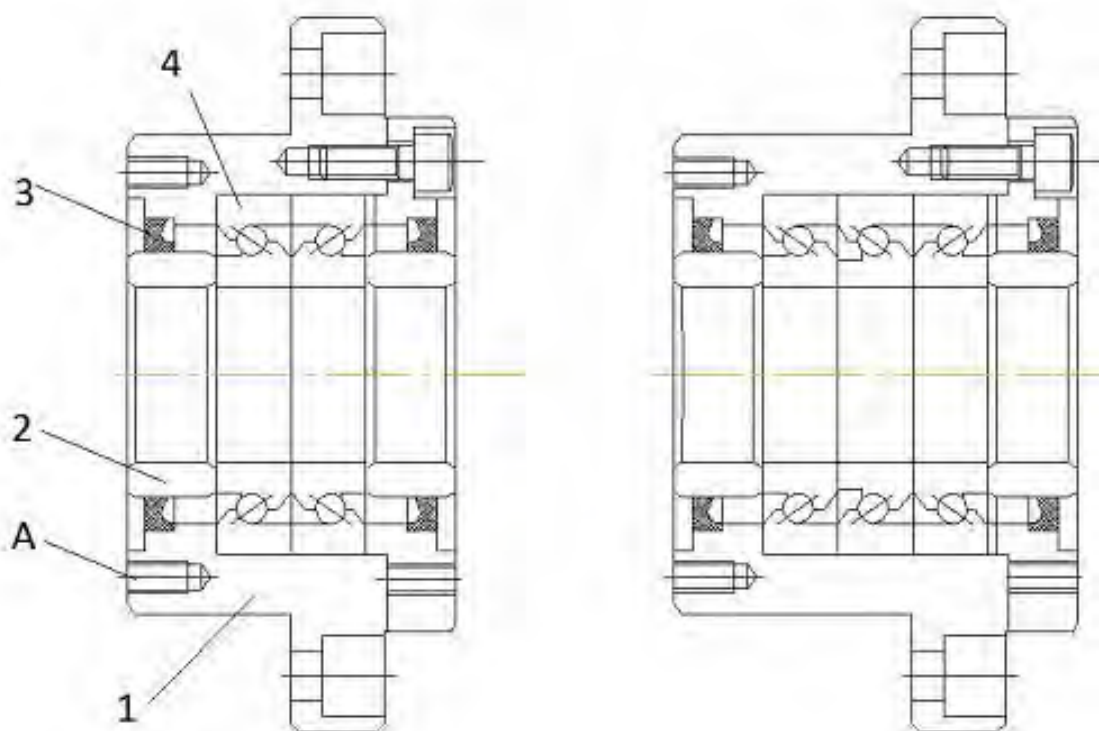


Рисунок 11 – Опорные узлы винтов

Схемы установки винта на опорах. Винт может быть установлен по четырем схемам (рис. 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 (рис. 10 д), комплект радиально-упорных подшипников (рис. 10 а). Второй конец винта свободный. По этой схеме выполняются передачи с короткими и жесткими винтами (с отношением их длины к диаметру 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. Фиксирующая 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.

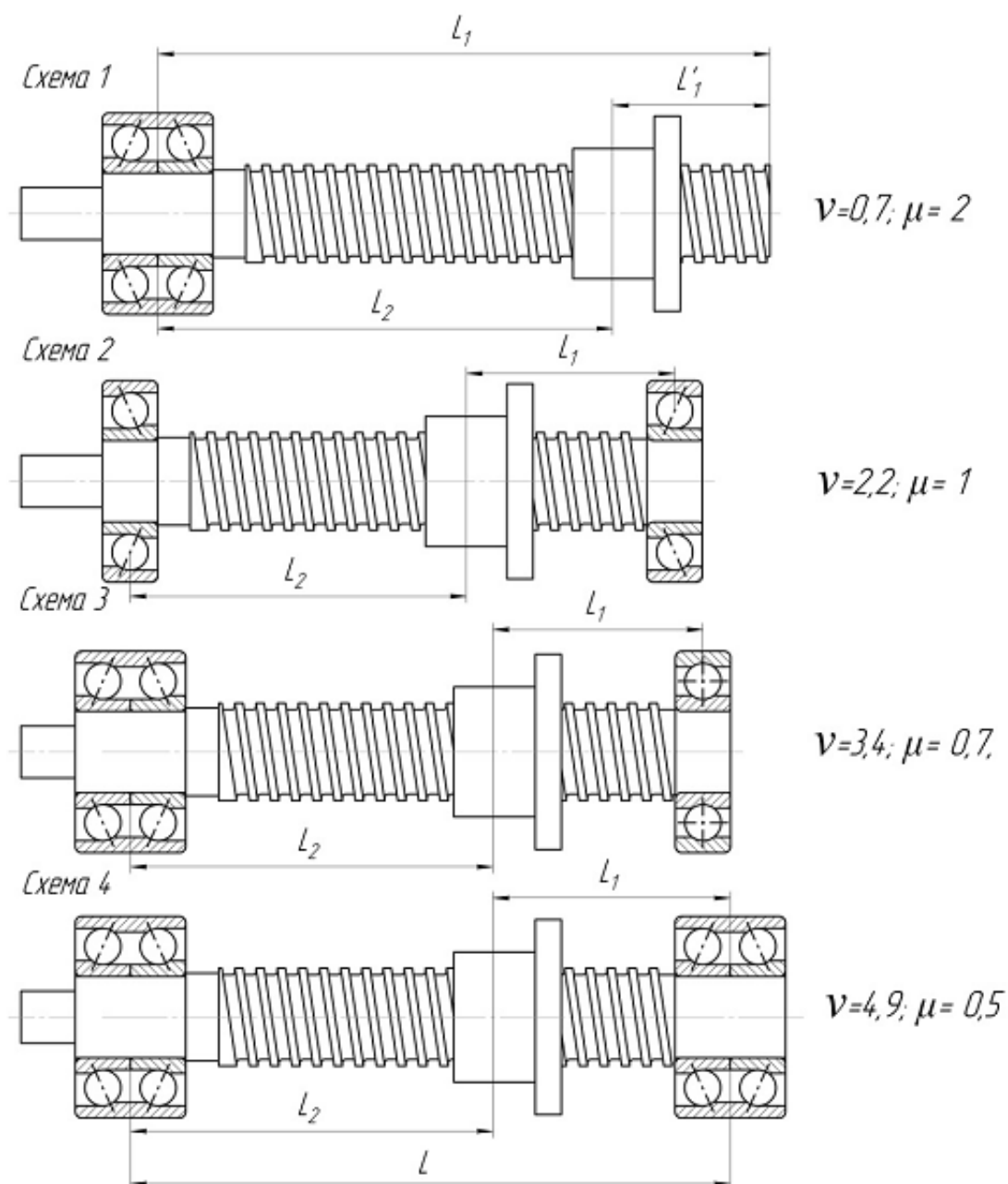


Рисунок 12 – Схемы установки винта на опорах

Схема 4. Обе опоры заземлены 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.

Для приводов подач станков наиболее распространена и рекомендуется к использованию схема установки ШВП на фиксирующую опору с одной стороны и поддерживающую с другой (рис. 13). Свободная поддерживающая опора компенсирует возможные температурные деформации винта.

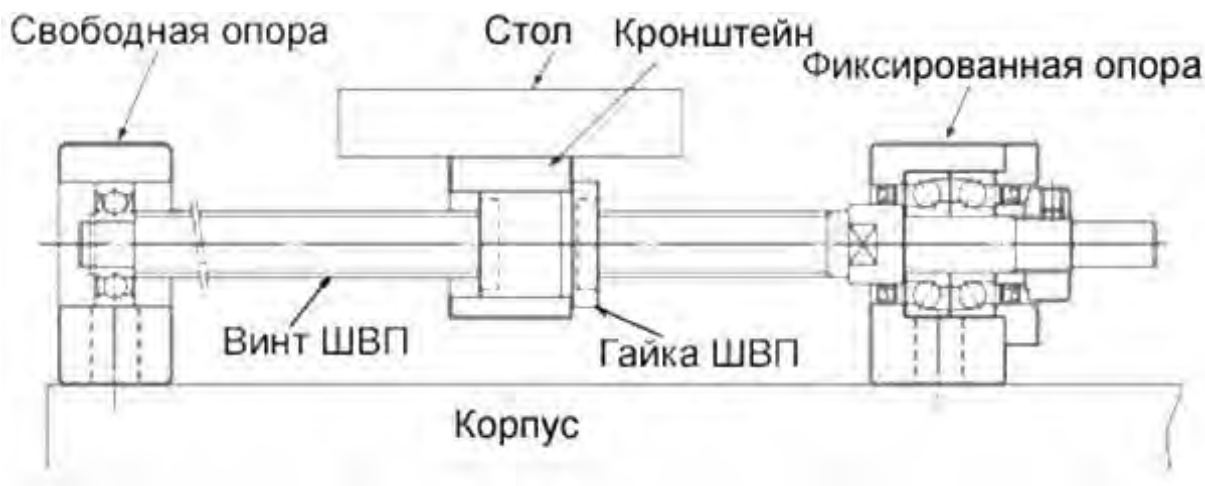


Рисунок 13 – Рекомендуемая схема установки ШВП

6 ВЫБОР ШАРИКО-ВИНТОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

При расчете привода первоначально необходимо определить номинальные размеры передачи.

Длина винта. Длина резьбы ходового винта

$$L = l_{\text{и}} + l_{\text{к}} + 2l_{\text{у}} + 2l_{\text{п}} + 2l_{\text{н}}, \quad (1)$$

где $l_{\text{и}}$ – перемещение исполнительного органа станка (указано в исходных данных); $l_{\text{к}}$ – длина корпуса гайки; $l_{\text{у}}$ – ширина уплотнения шарико-винтового механизма; $l_{\text{п}}$ – длина перебега; $l_{\text{н}}$ – длина нерабочей части винта.

Для ходовых винтов диаметром 25...40 мм: $l_{\text{к}} + 2l_{\text{у}} + 2l_{\text{п}} + 2l_{\text{н}} \approx 300 \dots 350$ мм

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. Наибольший возможный диаметр передачи можно предварительно определить, задаваясь значением Nd , которое по данным фирм производителей передач не должно превышать $(1 \dots 1,3) 10^5$ мм · мин⁻¹.

$$d_0^{max} = \frac{Nd}{n_m}, \quad (2)$$

где n_m – максимальная частота вращения винта, об/мин (в предварительном расчете принимаем $n_m = 2000–2500$ мин-1).

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 шарико-винтовом механизме, зависит от длины винта и способа его установки. Тогда наименьший возможный диаметр винта

$$d_0^{min} = \frac{n_k l^2}{5 \cdot 10^7 v k}, \quad (3)$$

где n_k – наибольшая допустимая частота вращения винта (принимаем равной n_m); v – коэффициент, зависящий от способа установки винта на опорах (см. рис. 11); l – наибольшая длина не опертой части винта (в мм): для схемы 1 на рисунке 12 $l = L$, для остальных схем $l = L_1$; k – коэффициент запаса устойчивости ($k = 0,8$).

В качестве номинального диаметра винтовой пары d_0 следует принять

$$d_0^{min} \leq d_0 \leq d_0^{max}. \quad (4)$$

Стандартные диаметры винтов: 4, 5, 6, 10, 12, 16, 20 мм.

Шаг винта. Если задана скорость быстрого хода стола V_6 (приведена в задании), то можно определить минимальный расчетный шаг винта:

$$p = \frac{V_6}{n_m}. \quad (5)$$

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

Значение n_m принимается таким, чтобы шаг винта p был стандартным (4, 5, 6, 10, 12, 16, 20 мм).

Точность ШВП. Точность резьбы в шарико-винтовой передаче регулируется в соответствии со стандартами. Наибольшей точностью и более высокими характеристиками точности обладают прецизионные (шлифованные) шарико-винтовые приводы. Для них установлены классы точности от C0 (самые точные) до C7. Меньшую точность имеют накатные ШВП. Они обозначаются от C7 до C10. Точность всех типов шарико-винтовых приводов характеризуется величи-

ной погрешности типовой длины хода. Для классов точности с C0 по C5 задаются также величины допустимого отклонения перемещения в пределах длины перемещения 300 мм.

В соответствии с таблицей в приложении В выбирается класс точности ШВП таким образом, чтобы величина погрешности типовой длины хода была меньше заданной погрешности позиционирования.

Шарико-винтовая передача имеет определенный осевой зазор. Установлены следующие классы величины зазора (в порядке возрастания зазора): G0, GT, G1, G2, G3. Значения осевого зазора прецизионной шарико-винтовой передачи приведены в приложении С. Осевой зазор ШВП не должен превышать требований на максимальное осевое смещение, установленных в задании.

Выбор ШВП. Технологические возможности изготовления прецизионной шарико-винтовой передачи ограничивают максимальную длину винта по осевому зазору. Эта величина приведена в приложении С. Необходимо проверить принятую длину винта на соответствие этим требованиям.

По каталогу или таблицах в приложениях выбирается передача с размерами d_o и p , близкими к расчетным. В приложении D приведены технические данные гаек ШВП модели SBN. При необходимости применения передачи с большей грузоподъемностью требуется использовать гайки модели HBN (приложение E). Основные размеры ходовых винтов приведены в приложении F.

Для выбранного ходового винта определены диаметры опорных шеек для фиксированной опоры. По таблице в приложении G определяют диаметры опорных шеек для плавающей опоры и номера моделей опор. Значения грузоподъемности и жесткости подшипниковых опор приведены в приложении H.

По каталогам производителей или по таблицам в приложениях выбирают фиксированные (приложения J и K) и плавающие (приложение L) подшипниковые опоры и выписывают их размеры и показатели.

7 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ШАРИКО-ВИНТОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

Определение максимальной осевой статической нагрузки. Для определения максимальной статической нагрузки Q_{max} необходимо сделать расчет для двух вариантов работы привода: при рабочем ходе в процессе обработки и при быстром перемещении.

Осевая нагрузка при рабочем ходе в процессе обработки для приводов подач с направляющими качения в общем случае определяются по формуле

$$Q_{px} = F_p + F_{тн} + F_{mg}, H, \quad (6)$$

где F_p – осевая составляющая силы резания (приведена в задании); $F_{тн}$ – сила трения в направляющих качения (принять 15 Н); F_{mg} – сила трения перемещаемых частей привода.

Сила трения зависит от типа привода подачи. Для горизонтального привода

$$F_{mg} = \mu \cdot (m_1 + m_2)g, H, \quad (7)$$

где μ – коэффициент трения направляющих (принять 0,003 для направляющих качения); m_1 и m_2 – масса стола и заготовки соответственно, кг; g – ускорение свободного падения.

Для вертикального привода

$$F_{mg} = (m_1 + m_2)g. \quad (8)$$

Осевая нагрузка при быстром перемещении привода определяется выражением:

$$Q_{бп} = F_{тн} + F_{mg} + F_{ин}, \quad (9)$$

где $F_{ин}$ – сила инерции перемещаемых частей привода.

$$F_{ин} = (m_1 + m_2)a, \quad (10)$$

где a – ускорение быстрого перемещения, м/с^2 .

$$a = \frac{V_6}{t}, \quad (11)$$

где V_6 – скорость быстрого перемещения (приведена в задании), м/с ; t – время ускорения (определено в задании), с.

Из двух рассчитанных значений $Q_{рх}$ и $Q_{бп}$ в качестве максимальной статической нагрузки Q_{max} принимается наибольшее.

Проверка передачи по статической грузоподъемности. Если в шариковом винтовом 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 мак-

симальной осевой статической нагрузки Q_{max} , приложенной к винту со статической грузоподъемностью C_0 . При этом коэффициентом запаса статической прочности f_x 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 $f_x = 1,0-1,5$; для узлов, работающих с вибрациями, $f_x = 2,5-3$. Если выполняется условие

$$Q_{max} f_x \leq C_0, \quad (12)$$

то передача пригодна для привода. Если же это неравенство не выполняется, следует выбрать передачу с большими размерами.

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.

По значению динамической грузоподъемности выбранной передачи определяется ее прогнозируемая долговечность, выраженная числом оборотов винта:

$$L = \left(\frac{C}{Q_{max} f_w} \right)^3 \cdot 10^6 \quad (13)$$

и наработка механизма до отказа, выраженная в часах:

$$L_n = \frac{L}{60\bar{n}}, \quad (14)$$

где Q_{max} – максимальная осевая нагрузка; $\bar{n}$ – средняя частота вращения винта. Для расчета можем принять:

$$\bar{n} = 0,5 n_m. \quad (15)$$

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

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

$$T = t_1 t_2, \quad (16)$$

где t_1 – нормативный срок службы станка, лет. Принять для расчета 8 лет; t_2 – продолжительность односменной работы станка в течение года, часов (для расчета принять 1800 часов).

Требуемая долговечность передачи обеспечивается, когда

$$L_n \geq T. \quad (17)$$

Если это условие не выполняется, необходимо взять передачу с большей динамической грузоподъемностью.

Проверка передачи по критерию осевой жесткости привода. Необходимый диаметр ходового винта можно определить из условия обеспечения жесткости привода, которая связана с жесткостью гайки шарико-винтового механизма j_N , винта j_S и его опор j_U :

$$\frac{1}{j} = \frac{1}{j_N} + \frac{1}{j_S} + \frac{1}{j_U}. \quad (18)$$

Жесткость винта j_S 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. 12), или одну защемленную, а другую шарнирную (схема 3 на рис. 12), или две опоры, каждая из которых воспринимает нагрузку одного направления (схема 2 на рис. 12), то винт имеет минимальную жесткость при наибольшем расстоянии L_2 от середины опоры до середины гайки. То есть $L_2 = L$. При двустороннем жестком закреплении винта (схема 4 на рис. 12) $L_2 = 0,5L$.

Жесткость винта определяется по зависимости:

$$j_S = \frac{\pi d_2^2 E}{4L_2}, \quad (19)$$

где d_2 – диаметр стержня винта; E – модуль упругости материала винта, Па (210×10^9 Па).

Жесткость гайки шарико-винтового механизма j_N определяется в зависимости от наличия натяга. При отсутствии натяга теоретическая жесткость в осевом направлении, когда на осевую нагрузку приходится 30 % от номинальной динамической грузоподъемности (С), распределяется так, как указано в таблицах технических характеристик. Следует выбирать жесткость приблизительно 80 % от указан-

ного в таблице значения j_T . Когда приложенная осевая нагрузка Q_{max} не равна 30 % от номинальной динамической грузоподъемности (C_a), жесткость рассчитывается по формуле

$$j_N = 0,8 \cdot j_T \left(\frac{Q_{max}}{0,3 \cdot C} \right)^{\frac{1}{3}}. \quad (20)$$

Если в механизме присутствует натяг, то приведенные в таблицах значения соответствуют 10 % от номинальной динамической грузоподъемности (C). При этом также выбирается величина жесткости гайки приблизительно 80 % от указанного в таблице значения j_T . Когда приложенный предварительный натяг не равен 10 % от номинальной динамической грузоподъемности (C), жесткость рассчитывается по формуле

$$j_N = 0,8 \cdot j_T \left(\frac{F_H}{0,1 \cdot C} \right)^{1/3}, \quad (21)$$

где F_H – величина предварительного натяга, Н.

Величина j_N для гайки без натяга приведена в приложении 2 или может быть найдена по каталогам производителей.

Жесткость опор j_U находится по каталогам производителей опор и подшипников.

Осевая жесткость привода оказывает влияние на возможность возникновения его резонансных колебаний. Чтобы не допустить резонансного режима, собственную частоту колебаний механической части привода f принимают в 3–3,5 раза большей, чем частота f_1 импульсов, вырабатываемых системой измерения перемещений. Для крупных станков $f_1 = 10–15$ Гц, для средних и малых $f_1 = 15–25$ Гц. Исходя из допустимой частоты колебаний механической части привода f , определяют его требуемую жесткость:

$$J_{TP} = 4 \cdot 10^{-6} \pi^2 f^2 m, \quad (22)$$

где m – масса узлов механической части привода (принимается равной массе стола), кг.

Жесткость привода достаточна, если выполняется условие:

$$J \geq J_{TP}. \quad (23)$$

Проверка передачи по максимальному осевому смещению. Осевое смещение складывается из двух составляющих: осевого зазора, определяемого классом точности ШВП φ и упругим смещением под действием осевой нагрузки δ . Для снижения до минимума осевого зазора и смещения под осевой нагрузкой

создается предварительный натяг. Когда в ШВП создан преднатяг, это увеличивает жесткость гайки.

Упругое смещение в осевом направлении определяется:

$$\delta = \frac{Q_{max}}{J}, \quad (24)$$

где Q_{max} – максимальная осевая нагрузка, Н; J – жесткость привода.

Тогда полное осевое смещение:

$$\Delta = \varphi + \delta. \quad (25)$$

При этом должно выполняться условие

$$\Delta < \Delta_{max}, \quad (26)$$

где Δ_{max} – максимальное осевое смещение (указано в задании).

Проверка передачи 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

$$F_y = \frac{\pi^2 EJ}{\mu^2 L_2^2}, \quad (27)$$

где E – модуль упругости материала винта, Па; J – момент инерции сечения стержня винта:

$$J = \frac{\pi d_2^4}{64}, \quad (28)$$

где μ – коэффициент, зависящий от способа осевого закрепления винта (рис. 12); L_2 – наибольшее расстояние между серединой опоры винта и серединой гайки, т. е. наибольшая длина сжатого участка (рис. 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 выполнении условия

$$Q_{max} \leq Q_p. \quad (29)$$

8 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВЫХ ОПОР

Необходимо выполнить проверочный расчет опор винта по динамической и статической грузоподъемности. Расчет по статической грузоподъемности проводится на случай воздействия на подшипник опоры больших кратковременных нагрузок.

Прогнозируемая долговечность подшипника, выраженная числом оборотов, определяется по формуле

$$L = \left(\frac{C}{Q_{max}} \right)^{\alpha} \cdot 10^6, \quad (30)$$

где α – коэффициент, зависящий от формы кривой контактной усталости и принимаемый для шариковых подшипников $\alpha = 3$ и для роликовых $\alpha = 10/3$.

Величина динамической грузоподъемности C определяется по каталогам производителей. Дальнейший расчет проводится по тем же зависимостям, что и для динамической грузоподъемности винта: (14), (15), (16), (17).

По статической грузоподъемности C_0 необходимо проверить подшипники фиксирующей опоры в направлении осевой нагрузки. При этом должно выполняться условие

$$Q_{max} \leq C_0. \quad (31)$$

9 ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ ПРИВОДА ПОДАЧ

В общем случае электродвигатель привода подач должен развивать статический крутящий момент, обеспечивающий необходимую мощность при установившемся движении, и динамический момент, обеспечивающий требуемое повышение мощности при переходных процессах разгона и торможения.

Определение частот вращения двигателя. Частота вращения двигателя, соответствующая подаче S_{max}

$$n_{Smax} = \frac{i \cdot S_{max}}{p}. \quad (32)$$

Частота вращения двигателя, соответствующая скорости быстрого хода

$$n_{V_{\sigma x}} = \frac{1000 \cdot i \cdot V_{\sigma x}}{p}. \quad (33)$$

В данных выражениях: p – шаг ходового винта, мм; $V_{\text{бх}}$ – скорость быстрого хода, м/мин; i – передаточное отношение редуктора; подачи S – в мм/мин; n – в мин^{-1} .

Определение расчетных моментов на валу двигателя. Приведенный к валу двигателя момент от сил резания, Н·м :

$$M_p = \frac{F_{\text{рез}} \cdot p \cdot i}{2\pi \cdot \eta_B \cdot \eta_p}, \quad (34)$$

где $F_{\text{рез}}$ – проекция сил резания на направление подачи, Н; p – шаг ходового винта, мм; η_B – КПД передачи винт – гайка качения ($\eta_B = 0,93$); η_p – КПД редуктора (принять 0,9).

Приведенный момент от силы тяжести узлов, перемещаемых вертикально или наклонно, Н·м :

$$M_G = \frac{G \cdot p \cdot i \cdot \sin \alpha}{2\pi \cdot \eta_B \cdot \eta_p}, \quad (35)$$

где G – вес перемещаемых узлов, Н; α – угол наклона направляющих. При горизонтальном перемещении стола $\alpha = 0^\circ$ и момент от силы тяжести узлов не учитывается.

Приведенный момент от сил трения в направляющих, Н·м :

$$M_{\text{ТН}} = \frac{F_{\text{ТН}} \cdot p \cdot i}{2\pi \cdot \eta_B \cdot \eta_p}, \quad (36)$$

где $F_{\text{ТН}}$ – сила трения в направляющих: $F_{\text{ТН}} = Nf$, N – нормальная реакция на гранях направляющих, равна весу G перемещаемых узлов (т. к. направляющие горизонтальные), Н; f – коэффициент трения (для направляющих качения – 0,003; для чугунных направляющих – 0,16; для направляющих из наполненного фторопласта – 0,04...0,06).

Приведенный момент от сил трения в передаче винт – гайка качения, Н·м:

$$M_{\text{ТВ}} = \frac{M_{\text{ХХ}} \cdot i}{\eta_p}, \quad (37)$$

где $M_{\text{ХХ}}$ – момент холостого хода передачи винт – гайка качения (см. таблицы данных для выбранной гайки).

Приведенный момент от сил трения в опорах ходового винта, Н·м :

$$M_{\text{ТП}} = \frac{(F_{\text{рез}} + F_{\text{ТН}}) \cdot \mu \cdot d_m \cdot k \cdot i}{3 \cdot \eta_B \cdot \eta_p}, \quad (38)$$

где μ – условный коэффициент трения: $\mu = 0,003 \dots 0,004$; $d_m = 0.5(D+d)$ – средний диаметр подшипника, м; k – коэффициент, учитывающий конструкцию опор винта (при одной сдвоенной опоре $k = 2$).

Расчетный статический момент привода при установившемся движении рабочего органа на быстром ходу

$$M_{V\sigma} = M_G M_{TH} M_{TB} M_{TP} \quad (39)$$

В процессе резания:

$$M_S = M_G M_{TH} M_{TB} M_{TP} + M_P \quad (40)$$

В данных формулах для простоты расчета момент от сил трения в направляющих принимаем одинаковым, как при резании, так и при быстрых перемещениях.

Предварительный выбор электродвигателя. Выбираем электродвигатель исходя из расчетных моментов привода на быстром ходу и при резании, а также частот вращения двигателя при рабочих подачах и быстрых перемещениях. Необходимо, чтобы для выбранного двигателя выполнялись условия:

$$M_{ном} \geq M_S, \quad (41)$$

$$M_{n_{max}} \geq M_{V\sigma x},$$

$$n_{ном} \geq n_{Smax},$$

$$n_{max} \geq n_{V\sigma x},$$

где $M_{ном}$ – номинальный момент двигателя; $M_{n_{max}}$ – момент двигателя при максимальной частоте вращения; $n_{ном}$, n_{max} – номинальная и максимальная частоты вращения двигателя. Выбор двигателя выполняется по таблицам в приложениях М, N, Р.

Определение динамического момента на двигателе. Динамический момент M_d на валу двигателя определяется по суммарному моменту инерции привода I_{Π} , приведенному к валу двигателя, и собственному моменту инерции I_d ротора двигателя:

$$M_d = (I_{\Pi} + I_d)\varepsilon, \quad (42)$$

где ε – угловое ускорение, рад/с²; I_d – моменту инерции ротора двигателя (выбирается для выбранного двигателя по справочным данным), кг м².

Момент инерции привода I_{Π} , кг м² равен

$$I_{\Pi} = I_y + I_3 + I_B \quad (43)$$

где I_y – момент инерции линейно перемещаемых узлов, кг м² :

$$I_y = \frac{m i^2 p^2}{4 \pi^2}, \quad (44)$$

где m – масса стола и детали, кг; p – шаг ходового винта, м; i – передаточное отношение редуктора); I_3 – момент инерции зубчатой передачи; I_B – момент инерции ходового винта, кг м²:

$$I_B = \frac{\pi d_0^4 L \rho i^2}{32}, \quad (45)$$

где d_0 , L – номинальный диаметр и длина ходового винта, м; $\rho = 7,8 \cdot 10^3$ кг/м³ – плотность стали.

Угловое ускорение двигателя при изменении скорости движения в неустановившемся режиме работы по линейному закону

$$\varepsilon = \frac{\pi \cdot n_{V_{\sigma x}}}{30 \cdot t \cdot \eta_B \cdot \eta_P}, \quad (46)$$

где $n_{V_{\sigma x}}$ – частота вращения двигателя на быстром ходе, мин⁻¹; t – время разгона, с; η_B – КПД передачи винт – гайка качения ($\eta_B = 0,85 \dots 0,9$); η_P – КПД редуктора (принимается 0,9).

Определение расчетного момента на двигателе при неустановившемся режиме работы. Расчетный момент M_{HP} на двигателе при неустановившемся режиме работы в процессе разгона и электрического торможения определяется

$$M_{HP} = M_G + M_{TH} + M_{TB} + M_{TP} + M_D. \quad (47)$$

Для упрощения расчетов считаем, что моменты трения в направляющих, передаче винт – гайка и подшипниках не изменяются при изменении скорости движения суппорта.

Проверка правильности выбора двигателя. Для выбранного двигателя должно выполняться условие: максимальный момент M_{max} двигателя должен быть не меньше расчетного момента M_{HP} на двигателе при неустановившемся режиме, т. е.

$$M_{MAX} \geq M_{HP}. \quad (48)$$

При невыполнении этого условия необходимо принять двигатель с большим крутящим моментом и повторить расчет.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Гуртяков, А. М. Металлорежущие станки. Типовые механизмы и системы металлорежущих станков / А. М. Гуртяков, Б. Б. Мойзес. – Томск : Изд-во Томского политехнического университета, 2019. – 112 с.
2. Кочергин, А. И. Проектирование привода подачи станка с ЧПУ / А. И. Кочергин, Т. М. Василенко. – Минск : БНТУ, 2014. – 73 с.
3. Черменский, О. Н. Подшипники качения. Справочник-каталог / О. Н. Черменский. – Москва : Машиностроение, 2003. – 576 с.
4. Бейзельман, Р. Д. Подшипники качения : справочник / Р. Д. Бейзельман. – Москва : Машиностроение, 1984. – 320 с.
5. ГОСТ 520-2011. Подшипники качения. Общие технические условия. – Введ. 2012-01-01. – Москва : Издательство стандартов, 2011. – 34 с.
6. ГОСТ 18854-94. Подшипники качения. Статическая грузоподъемность. – Введ. 1997-01-01. – Москва : Издательство стандартов, 1994. – 18 с.
7. ГОСТ 18855-94. Подшипники качения. Динамическая расчетная грузоподъемность и расчетный ресурс. – Введ. 1997-01-01. – Москва : Издательство стандартов, 1994. – 22 с.
8. ГОСТ 26290-90. Подшипники роликовые радиальные с игольчатыми роликами и двойные упорные комбинированные. Технические условия. – Введ. 1991-01-01. – Москва : Издательство стандартов, 1984. – 26 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Варианты заданий на курсовую работу

№ вар.	Тип привода подачи	Длина хода стола, мм	Скорость быстрого перем., м/мин	Время разгона, с	Сила реза- ния, Н	Масса, кг	
						стола	детали
1	горизонтальн.	550	20	0,5	900	450	300
2	горизонтальн.	450	30	0,7	750	500	350
3	вертикальн.	530	18	0,45	850	550	450
4	вертикальн.	400	25	0,35	1500	600	400
5	горизонтальн.	600	30	0,6	900	450	350
6	вертикальн.	650	20	0,4	850	400	300
7	горизонтальн.	550	35	0,8	1200	350	400
8	горизонтальн.	700	28	0,9	950	400	250
9	вертикальн.	600	20	0,45	1400	450	450
10	вертикальн.	650	18	0,4	950	500	300
11	горизонтальн.	350	30	0,8	1300	450	350
12	вертикальн.	500	20	0,35	850	300	200
13	горизонтальн.	450	35	0,5	900	350	500
14	горизонтальн.	550	25	0,55	1100	400	250
15	вертикальн.	750	15	0,4	700	450	300
16	вертикальн.	850	20	0,5	750	450	350
17	горизонтальн.	700	30	0,7	800	500	400
18	вертикальн.	900	22	0,35	1600	550	450
19	горизонтальн.	550	28	0,65	900	350	200
20	горизонтальн.	850	30	0,75	950	400	250
21	вертикальн.	450	18	0,5	850	450	250
22	вертикальн.	600	20	0,55	1200	450	300
23	горизонтальн.	750	30	0,6	750	500	300
24	вертикальн.	900	25	0,45	850	500	350
25	горизонтальн.	650	35	0,5	950	450	350
26	горизонтальн.	700	20	0,7	800	350	250
27	вертикальн.	850	18	0,6	1500	350	300
28	вертикальн.	450	20	0,45	850	400	250
29	горизонтальн.	750	30	0,65	750	450	250
30	вертикальн.	550	25	0,5	800	500	350

Варианты заданий на курсовую работу (продолжение)

№ вар.	Погрешность позиционирования, мм	Максимальное осевое смещение, мм	Макс. рабочая подача, мм/мин
1	0,010	0,006	8000
2	0,009	0,005	7000
3	0,012	0,007	6000
4	0,015	0,008	5000
5	0,013	0,007	6500
6	0,012	0,006	7500
7	0,018	0,009	8000
8	0,016	0,008	6000
9	0,012	0,007	5000
10	0,012	0,006	4000
11	0,008	0,005	5500
12	0,009	0,005	6500
13	0,012	0,006	7000
14	0,018	0,009	7500
15	0,016	0,008	8000
16	0,017	0,009	4500
17	0,016	0,007	5000
18	0,014	0,006	5500
19	0,018	0,008	6000
20	0,015	0,006	6500
21	0,010	0,005	7000
22	0,013	0,006	7500
23	0,013	0,007	8000
24	0,014	0,008	6000
25	0,016	0,009	5000
26	0,012	0,005	4000
27	0,017	0,007	4500
28	0,011	0,006	5500
29	0,013	0,006	6500
30	0,014	0,007	7500

Коэффициент трения направляющих принять 0,003 (качение), сила сопротивления перемещению без нагрузки 15 Н, передаточное отношение редуктора 1,25.

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Точность резьбы ШВП в зависимости от класса

		Прецизионная шарико-винтовая передача												
												Катаная шарико-винтовая передача		
Классы точности		C0		C1		C2		C3		C5		C7	C8	C10
Эффективная длина резьбы		Погрешность типовой длины хода	Отклонение	Погрешность типовой длины хода	Отклонение	Погрешность типовой длины хода	Отклонение	Погрешность типовой длины хода	Отклонение	Погрешность типовой длины хода	Отклонение	Погрешность длины хода	Погрешность длины хода	Погрешность длины хода
Свыше	Или менее													
—	100	3	3	3,5	5	5	7	8	8	18	18	±50/ 300 мм	±100/ 300 мм	±210/ 300 мм
100	200	3,5	3	4,5	5	7	7	10	8	20	18			
200	315	4	3,5	6	5	8	7	12	8	23	18			
315	400	5	3,5	7	5	9	7	13	10	25	20			
400	500	6	4	8	5	10	7	15	10	27	20			
500	630	6	4	9	6	11	8	16	12	30	23			
630	800	7	5	10	7	13	9	18	13	35	25			
800	1000	8	6	11	8	15	10	21	15	40	27			
1000	1250	9	6	13	9	18	11	24	16	46	30			
1250	1600	11	7	15	10	21	13	29	18	54	35			
1600	2000	—	—	18	11	25	15	35	21	65	40			
2000	2500	—	—	22	13	30	18	41	24	77	46			
2500	3150	—	—	26	15	36	21	50	29	93	54			
3150	4000	—	—	30	18	44	25	60	35	115	65			
4000	5000	—	—	—	—	52	30	72	41	140	77			
5000	6300	—	—	—	—	65	36	90	50	170	93			
6300	8000	—	—	—	—	—	—	110	60	210	115			
8000	10000	—	—	—	—	—	—	—	—	260	140			

Значения в таблице приведены в мкм. Эффективная длина резьбы — в мм.

ПРИЛОЖЕНИЕ С

Осевой зазор ШВП

Символ для обозначения зазора	G0	GT	G1	G2	G3
Осевой зазор	0 и менее	0...0,005	0...0,01	0...0,02	0...0,05

Значения в таблице приведены в мм.

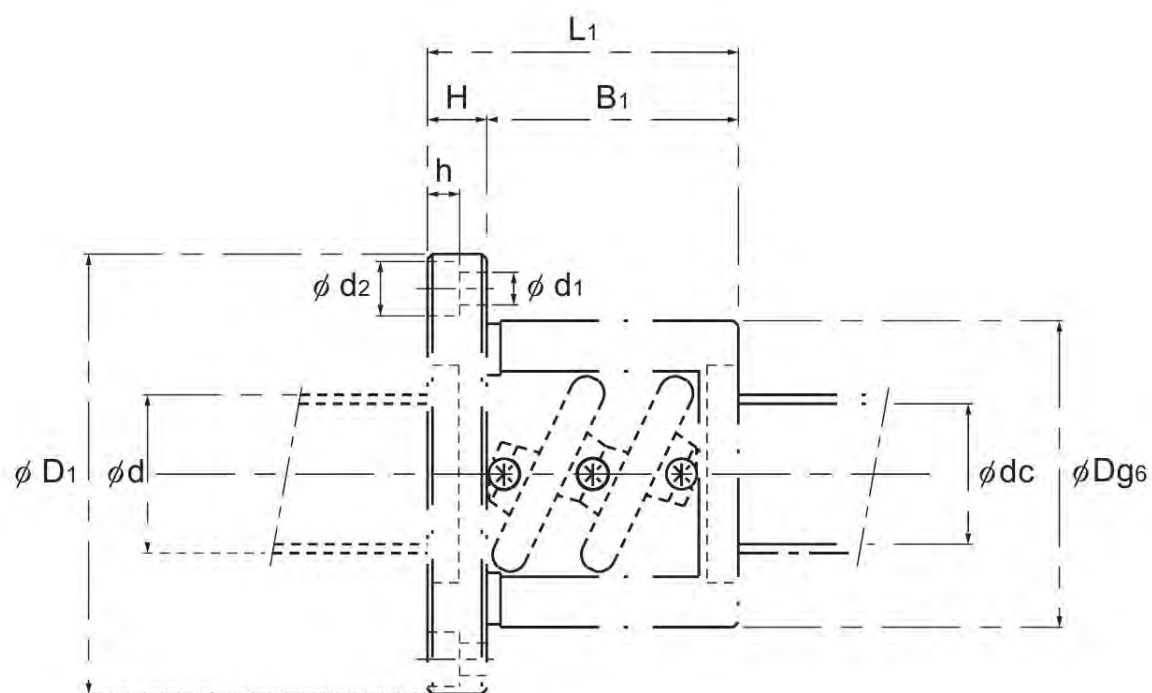
Максимальная длина прецизионной шарико-винтовой передачи по осевому зазору

Наружный диаметр ходового винта	Зазор GT				Зазор G1				Зазор G2					
	C0	C1	C2·C3	C5	C0	C1	C2·C3	C5	C0	C1	C2	C3	C5	C7
4·6	80	80	80	100	80	80	80	100	80	80	80	80	100	120
8	230	250	250	200	230	250	250	250	230	250	250	250	300	300
10	250	250	250	200	250	250	250	250	250	250	250	250	300	300
12·13	440	500	500	400	440	500	500	500	440	500	630	680	600	500
14	500	500	500	400	500	500	500	500	530	620	700	700	600	500
15	500	500	500	400	500	500	500	500	570	670	700	700	600	500
16	500	500	500	400	500	500	500	500	620	700	700	700	600	500
18	720	800	800	700	720	800	800	700	720	840	1000	1000	1000	1000
20	800	800	800	700	800	800	800	700	820	950	1000	1000	1000	1000
25	800	800	800	700	800	800	800	700	1000	1000	1000	1000	1000	1000
28	900	900	900	800	1100	1100	1100	900	1300	1400	1400	1400	1200	1200
30·32	900	900	900	800	1100	1100	1100	900	1400	1400	1400	1400	1200	1200
36·40·45	1000	1000	1000	800	1300	1300	1300	1000	2000	2000	2000	2000	1500	1500
50·55·63·70	1200	1200	1200	1000	1600	1600	1600	1300	2000	2500	2500	2500	2000	2000
80·100	—	—	—	—	1800	1800	1800	1500	2000	4000	4000	4000	3000	3000

Значения в таблице приведены в мм.

ПРИЛОЖЕНИЕ D

Параметры шарико-винтовой передачи с гайкой модели SBN



Параметры шарико-винтовой передачи с гайкой модели SBN (продолжение)

Номер модели	Наружный диаметр ходового винта d	Шаг резьбы Ph	Межцентровое расстояние для шариков dp	Диаметр резьбы по впадинам dc	Число нагружаемых заходов резьбы Ряды X витки	Грузоподъемность		Жесткость К Н/мм
						Ca кН	C _{0a} кН	
SBN 1604-5	16	4	16,5	13,8	1×2,5	5,3	8	281
SBN 1605-5	16	5	16,75	13,2	1×2,5	9,2	12,9	309
SBN 2004-5	20	4	20,5	17,8	1×2,5	5,9	10,1	335
SBN 2005-5	20	5	20,75	17,2	1×2,5	10,3	16,2	370
SBN 2504-5	25	4	25,5	22,8	1×2,5	6,4	12,7	400
SBN 2505-5	25	5	25,75	22,2	1×2,5	11,3	20,3	442
SBN 2506-5	25	6	26	21,4	1×2,5	15,4	25,4	457
SBN 2805-5	28	5	28,75	25,2	1×2,5	11,8	22,8	483
SBN 2806-5	28	6	29	24,4	1×2,5	16,2	28,5	499
SBN 3205-5	32	5	32,75	29,2	1×2,5	12,6	26,1	536
SBN 3206-5	32	6	33	28,4	1×2,5	17,2	32,7	555

Размеры гайки								Инерционный момент ходового винта/мм кг·см ² /мм	Масса гайки кг	Масса вала кг/м
Наружный диаметр Dg ₆	Диаметр фланца D ₁	Габаритная длина L ₁	H	B ₁	PCD	d ₁ ×d ₂ ×h	Смазочное отверстие A			
36	59	53	11	42	47	5,5×9,5×5,5	M6×1	5,05E-04	0,42	1,35
40	60	56	10	46	50	4,5×8×4,5	M6×1	5,05E-04	0,50	1,25
40	63	53	11	42	51	5,5×9,5×5,5	M6×1	1,23E-03	0,48	2,18
44	67	56	11	45	55	5,5×9,5×5,5	M6×1	1,23E-03	0,61	2,06
46	69	48	11	37	57	5,5×9,5×5,5	M6×1	3,01E-03	0,55	3,50
50	73	55	11	44	61	5,5×9,5×5,5	M6×1	3,01E-03	0,72	3,35
53	76	62	11	51	64	5,5×9,5×5,5	M6×1	3,01E-03	0,90	3,19
55	85	59	12	47	69	6,6×11×6,5	M6×1	4,74E-03	0,98	4,27
59	89	63	12	51	73	6,6×11×6,5	M6×1	4,74E-03	1,19	4,33
58	85	56	12	44	71	6,6×11×6,5	M6×1	8,08E-03	0,96	5,67
62	89	63	12	51	75	6,6×11×6,5	M6×1	8,08E-03	1,22	6,31

Геометрические размеры в таблице приведены в мм.

C_a – динамическая грузоподъемность.

C_{0a} – статическая грузоподъемность.

Параметры шарико-винтовой передачи с гайкой модели SBN (продолжение)

Номер модели	Наружный диаметр ходового винта d	Шаг резьбы Ph	Межцентровое расстояние для шариков dp	Диаметр резьбы по впадинам dc	Число нагружаемых заходов резьбы Ряды X витки	Грузоподъемность		Жесткость К Н/мм
						Ca кН	Coa кН	
○ SBN 3210-7	32	10	33,75	26,4	1×3,5	43	73,1	836,7
○ SBN 3212-5	32	12	34	26,1	1×2,5	37,4	58,7	612,2
○ SBN 3610-7	36	10	37,75	30,4	1×3,5	45,6	82,3	920,9
○ SBN 3612-7	36	12	38	30,1	1×3,5	53,2	92,6	934,5
○ SBN 3616-5	36	16	38	30,1	1×2,5	39,7	66,4	676
○ SBN 4012-5	40	12	42	34,1	1×2,5	42	73,6	735,4
○ SBN 4016-5	40	16	42	34,1	1×2,5	41,9	73,8	736,6
○ SBN 4512-5	45	12	47	39,2	1×2,5	44,4	82,9	809,1
○ SBN 4516-5	45	16	47	39,2	1×2,5	44,3	83,1	810,1
○ SBN 5012-5	50	12	52	44,1	1×2,5	46,6	92,2	880,9
○ SBN 5016-5	50	16	52	44,1	1×2,5	46,6	92,4	881,7
○ SBN 5020-5	50	20	52	44,1	1×2,5	46,5	92,6	882,8

Размеры гайки									Инерционный момент ходового винта/мм кг·см ² /мм	Масса гайки кг	Масса вала кг/м
Наружный диаметр D	Диаметр фланца D ₁	Габаритная длина L ₁	H	B ₁	PCD	d ₁ ×d ₂ ×h	Tm	Смазочное отверстие A			
74	108	120	15	105	90	9×14×8,5	38	M6	8,08×10 ⁻³	3,1	3,6
76	121	117	18	99	98	11×17,5×11	39	M6	8,08×10 ⁻³	3,7	3,5
77	120	123	18	105	98	11×17,5×11	40	M6	1,29×10 ⁻²	3,8	5,0
81	124	140	18	122	102	11×17,5×11	42	M6	1,29×10 ⁻²	4,7	4,8
81	124	140	18	122	102	11×17,5×11	42	M6	1,29×10 ⁻²	4,7	5,6
84	126	119	18	101	104	11×17,5×11	43	M6	1,97×10 ⁻²	4,2	6,4
84	126	144	18	126	104	11×17,5×11	43	M6	1,97×10 ⁻²	4,9	7,3
90	130	119	18	101	110	11×17,5×11	46	PT 1/8	3,16×10 ⁻²	4,6	8,6
90	130	140	18	122	110	11×17,5×11	46	PT 1/8	3,16×10 ⁻²	5,3	9,6
95	141	119	22	97	117	14×20×13	48	PT 1/8	4,82×10 ⁻²	5,3	11,1
95	141	143	22	121	117	14×20×13	48	PT 1/8	4,82×10 ⁻²	6,1	12,2
95	141	169	22	147	117	14×20×13	48	PT 1/8	4,82×10 ⁻²	7,0	12,8

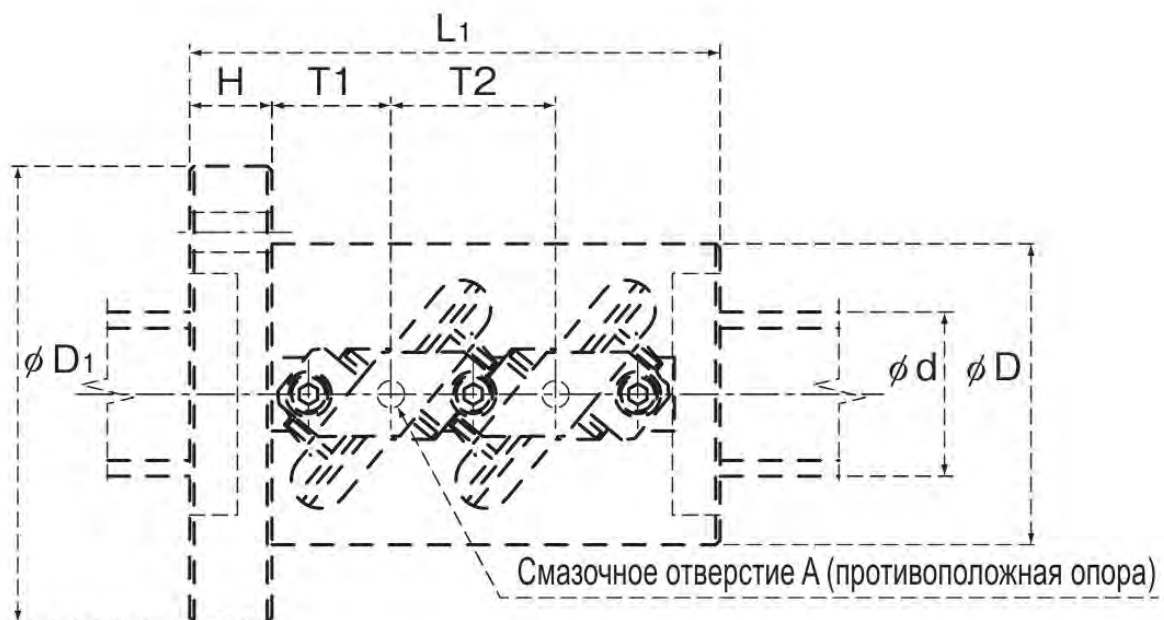
Геометрические размеры в таблице приведены в мм.

Ca – динамическая грузоподъемность.

Coa – статическая грузоподъемность.

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

Параметры шарико-винтовой передачи с гайкой модели HBN



Параметры шарико-винтовой передачи с гайкой модели HBN (продолжение)

Номер модели	Наружный диаметр ходового винта d	Шаг резьбы Ph	Межцентровое расстояние для шариков dp	Диаметр резьбы по впадинам dc	Число нагружаемых заходов резьбы Ряды X витки	Грузоподъемность		Допустимая нагрузка* F _p кН	Жесткость K Н/мм
						Ca кН	C _{0a} кН		
HBN 3210-5	32	10	34	26	2×2,5	102,9	191,3	31,9	1077
HBN 3610-5	36	10	38	30	2×2,5	108,2	220,4	33,5	1176
HBN 3612-5	36	12	38,4	29	2×2,5	141,1	267,7	43,7	1207
HBN 4010-7,5	40	10	42	34	3×2,5	162,6	336	50,4	1910
HBN 4012-7,5	40	12	42,4	33	3×2,5	212,4	441,6	65,8	1922
HBN 5010-7,5	50	10	52	44	3×2,5	179,1	462,7	55,5	2279
HBN 5012-7,5	50	12	52,4	43	3×2,5	235,7	572,2	73,1	2345
HBN 5016-7,5	50	16	53	39,6	3×2,5	379,6	820,9	117,7	2392
HBN 6316-7,5	63	16	66	52,6	3×2,5	427,1	1043,8	132,4	2898
HBN 6316-10,5	63	16	66	52,6	3×3,5	577,1	1461,3	178,9	4029
HBN 6320-7,5	63	20	66,5	49,6	3×2,5	578,8	1283,1	179,4	3030

Размеры гайки												Инерционный момент ходового винта/мм кг·см ² /мм	Масса гайки кг	Масса вала кг/м
Наружный диаметр D	Диаметр фланца D ₁	Габаритная длина L ₁	H	PCD	d ₁	T ₁	T ₂	U _{max}	V _{max}	R _{max}	Смазочное отверстие A			
58	85	98	15	71	6,6	22	30	43	46	43,5	M6	8,08 × 10 ⁻³	1,8	5,26
62	89	98	15	75	6,6	22	30	45	50	46	M6	1,29 × 10 ⁻²	1,9	6,79
66	100	116	18	82	9	26	36	49	52,5	50	M6	1,29 × 10 ⁻²	2,8	6,55
66	100	135	18	82	9	23,5	30	46,5	54	48	M6	1,97 × 10 ⁻²	2,9	8,52
70	104	152	18	86	9	26	36	51	56	52	M6	1,97 × 10 ⁻²	3,7	5,24
78	112	135	18	94	9	23,5	30	52	63,5	54,5	M6	4,82 × 10 ⁻²	3,7	13,7
80	114	152	18	96	9	26	36	56	66	58,5	M6	4,82 × 10 ⁻²	4,4	13,34
95	135	211	28	113	9	37,5	48	64,5	69,6	65,2	PT 1/8	4,82 × 10 ⁻²	10,0	12,1
105	139	211	28	122	9	37,5	48	70,5	82	72,5	PT 1/8	1,21 × 10 ⁻¹	10,6	20,2
105	139	259	28	122	9	53,5	64	70,5	82	73	PT 1/8	1,21 × 10 ⁻¹	17,4	20,2
117	157	252	32	137	11	44	60	79	86,5	80	PT 1/8	1,21 × 10 ⁻¹	17,2	19,13

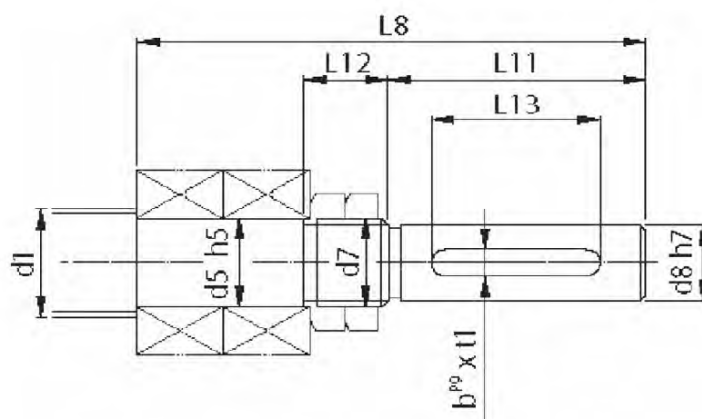
Геометрические размеры в таблице приведены в мм.

C_a – динамическая грузоподъемность.

C_{0a} – статическая грузоподъемность.

ПРИЛОЖЕНИЕ F

Основные размеры ходовых винтов



Диаметр винта	d1	d5	d6	d7	d8	E	L3	L4	L5	L6	L7	L8	L9	L10	L11	L12	L13
10	10	8	7,6	M8x0,75	6	6	16	7	29	26	09	39	50	56	18	10	12
12	12	8	7,6	M8x0,75	6	6	16	7	29	26	09	39	50	56	18	10	12
14	14	10	9,6	M10x0,75	8	8	20	9	37	34	11,5	45	54	62	20	10	14
16	16	12	11,5	M12x1	10	8	21	10	41	38	1,15	46	56	66	20	10	14
20	20	15	14,3	M15x1	12	-	22	11	47	44	1,15	55	70	84	25	13	16
25	25	17	16,2	M17x1	15	-	23	12	49	46	1,15	56	72	86	25	13	16
28	28	20	19	M20x1	16	-	26	14	58	54	1,35	68	82	100	28	20	18
32	32	25	23,9	M25x1,5	20	-	27	15	64	60	1,35	79	94	116	36	22	26
36	36	25	23,9	M25x1,5	20	-	27	15	64	60	1,35	79	94	116	36	22	26
40	40	30	28,6	M30x1,5	25	-	28	16	68	64	1,65	86	102	126	42	22	32
45	45	35	33,3	M35x1,5	30	-	29	17	80	76	1,65	97	114	148	50	24	40
50	50	40	38	M40x1,5	35	-	36	23	93	83	1,95	113	126	160	60	24	45
55	55	45	42,5	M45x1,5	40	-	38	25	93	88	1,95	125	138	168	70	24	50
63	63	50	47	M50x1,5	45	-	33	27	102	97	2,2	140	153	188	80	27	60
70	70	55	52	M55x2,0	50	10	44	29	118	113	2,2	154	167	212	90	27	70
80	80	65	62	M65x2,0	60	10	49	33	132	126	2,7	171	184	234	100	30	80
100	100	75	72	M75x2,0	70	10	53	37	140	134	2,7	195	208	258	120	30	90

Значения в таблице приведены в мм.

ПРИЛОЖЕНИЕ G

Диаметры и номера моделей опор

Внутренний диаметр фиксированной части, концевая подшипниковая опора (мм)	Внутренний диаметр плавающей части, концевая подшипниковая опора (мм)	Соответствующий номер модели фиксированной части, концевая подшипниковая опора	Соответствующий номер модели плавающей части, концевая подшипниковая опора
4	—	EK 4 FK 4	—
5	—	EK 5 FK 5	—
6	6	EK 6 FK 6	EF 6 FF 6
8	6	EK 8 FK 8	EF 8 FF 6
10	8	EK 10 FK 10 BK 10	EF 10 FF 10 BF 10
12	10	EK 12 FK 12 BK 12	EF 12 FF 12 BF 12
15	15	EK 15 FK 15	EF 15 FF 15
		BK 15	BF 15
17	17	BK 17	BF 17
20	20	EK 20 FK 20	EF 20 FF 20
		BK 20	BF 20
25	25	FK 25	FF 25
		BK 25	BF 25
30	30	FK 30	FF 30
		BK 30	BF 30
35	35	BK 35	BF 35
40	40	BK 40	BF 40

ПРИЛОЖЕНИЕ Н

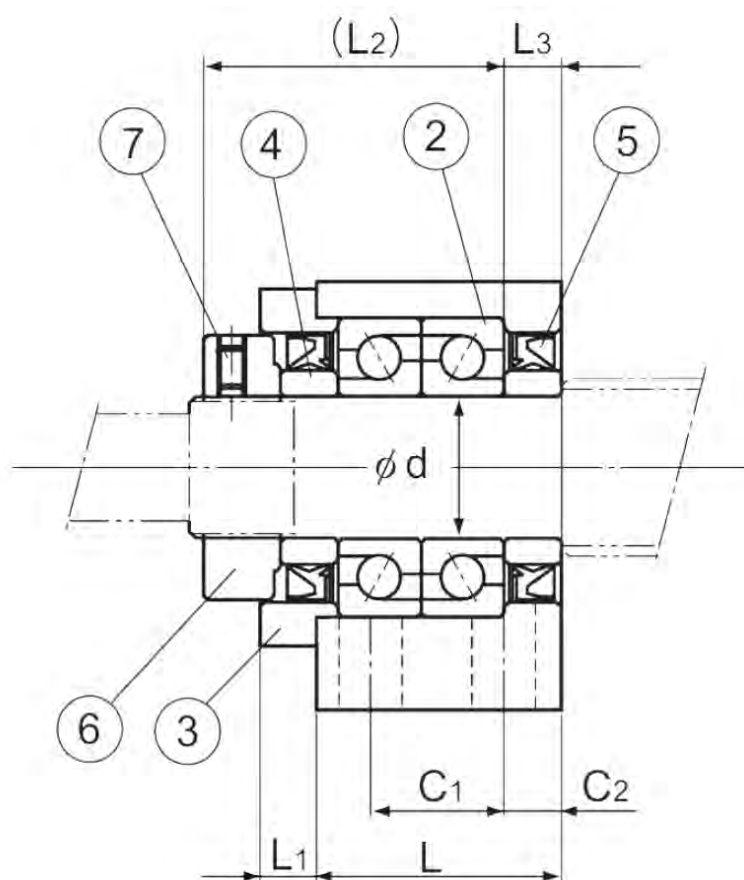
Грузоподъемность и жесткость подшипниковых опор

Шариковый подшипник в фиксированной части					Шарикоподшипник с углубленной канавкой в плавающей части			
Концевая подшипниковая опора номер модели	Номер модели подшипника	Осевое направление			Концевая подшипниковая опора (номер модели)	Номер модели подшипника	Радиальное направление	
		Номинальная динамическая грузоподъемность Ca (кН)	Примечание) Допустимая нагрузка (кН)	Жесткость (Н/мм)			Номинальная динамическая грузоподъемность C (кН)	Номинальная статическая грузоподъемность Co (кН)
EK 4 FK 4	AC4-12P5	0,93	1,1	27	—	—	—	—
EK 5 FK 5	AC5-14P5	1	1,24	29	—	—	—	—
EK 6 FK 6	AC6-16P5	1,38	1,76	35	EF 6 FF 6	606ZZ	2,19	0,87
EK 8 FK 8	79M8DF GMP5	2,93	2,15	49	EF 8	606ZZ	2,19	0,87
EK 10 FK 10 BK 10	7000HTDF GMP5	6,08	3,1	65	EF 10 FF 10 BF 10	608ZZ	3,35	1,4
EK 12 FK 12 BK 12	7001HTDF GMP5	6,66	3,25	88	EF 12 FF 12 BF 12	6000ZZ	4,55	1,96
EK 15 FK 15 BK 15	7002HTDF GMP5	7,6	4	100	EF 15 FF 15 BF 15	6002ZZ	5,6	2,84
BK 17	7203HTDF GMP5	13,7	5,85	125	BF 17	6203ZZ	9,6	4,6
EK 20 FK 20	7204HTDF GMP5	17,9	9,5	170	EF 20 FF 20	6204ZZ	12,8	6,65
BK 20	7004HTDF GMP5	12,7	7,55	140	BF 20	6004ZZ	9,4	5,05
FK 25 BK 25	7205HTDF GMP5	20,2	11,5	190	FF 25 BF 25	6205ZZ	14	7,85
FK 30 BK 30	7206HTDF GMP5	28	16,3	195	FF 30 BF 30	6206ZZ	19,5	11,3
BK 35	7207HTDF GMP5	37,2	21,9	255	BF 35	6207ZZ	25,7	15,3
BK 40	7208HTDF GMP5	44,1	27,1	270	BF 40	6208ZZ	29,1	17,8

Примечание: допустимая нагрузка означает статическую грузоподъемность.

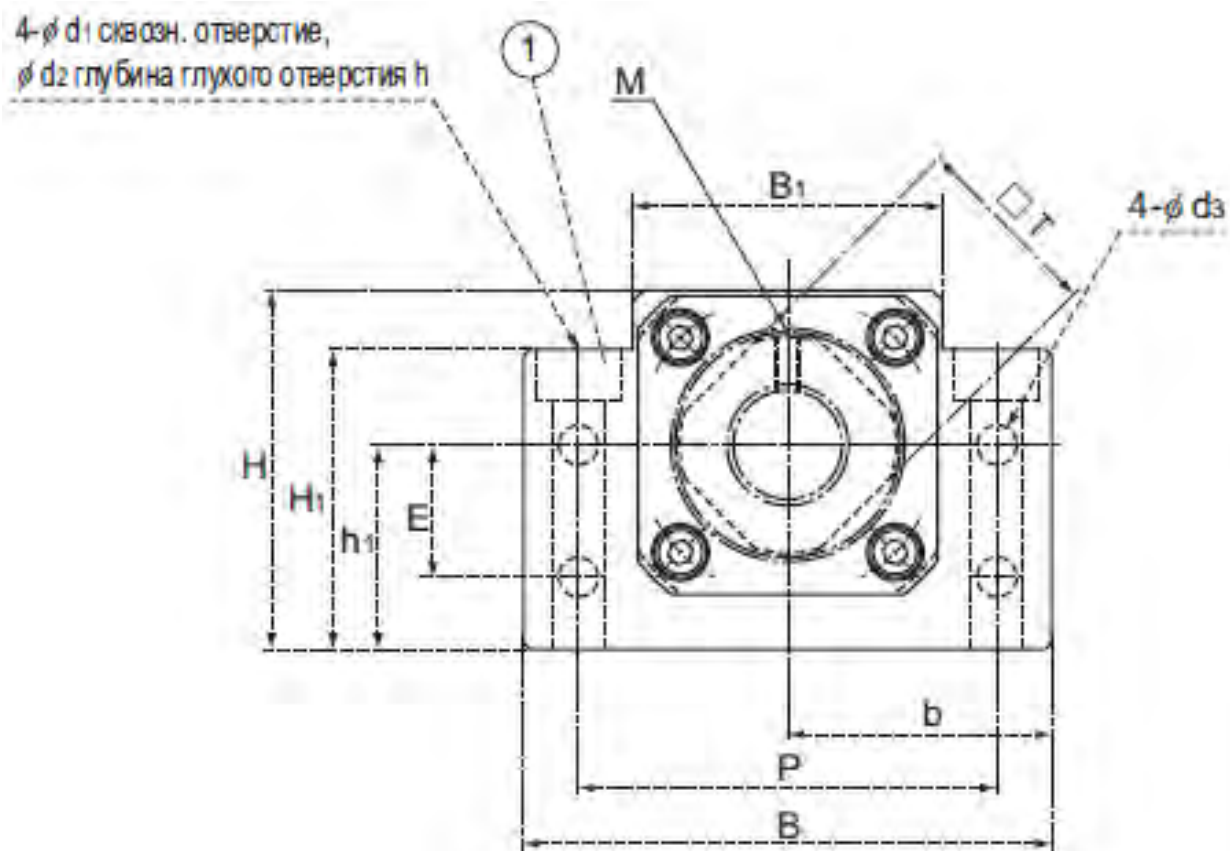
ПРИЛОЖЕНИЕ J

Параметры фиксированных подшипниковых опор модели ВК



Номер детали	Наименование детали	Кол-во узлов
1	Корпус	1
2	Подшипник	1 комплект
3	Удерживающая крышка	1
4	Манжета	2
5	Уплотнение	2
6	Стопорная гайка	1
7	Установочный винт с внутренним шестигранником (с ответной частью)	1

Параметры фиксированных подшипниковых опор модели ВК (продолжение)



Номер модели	Диаметр вала d	L	B	H	b $\pm 0,02$	h₁ $\pm 0,02$	B₁	H₁
BF 10	8	20	60	39	30	22	34	32,5
BF 12	10	20	60	43	30	25	35	32,5
BF 15	15	20	70	48	35	28	40	38
BF 17	17	23	86	64	43	39	50	55
BF 20	20	26	88	60	44	34	52	50
BF 25	25	30	106	80	53	48	64	70
BF 30	30	32	128	89	64	51	76	78
BF 35	35	32	140	96	70	52	88	79
BF 40	40	37	160	110	80	60	100	90

Значения в таблице приведены в мм.

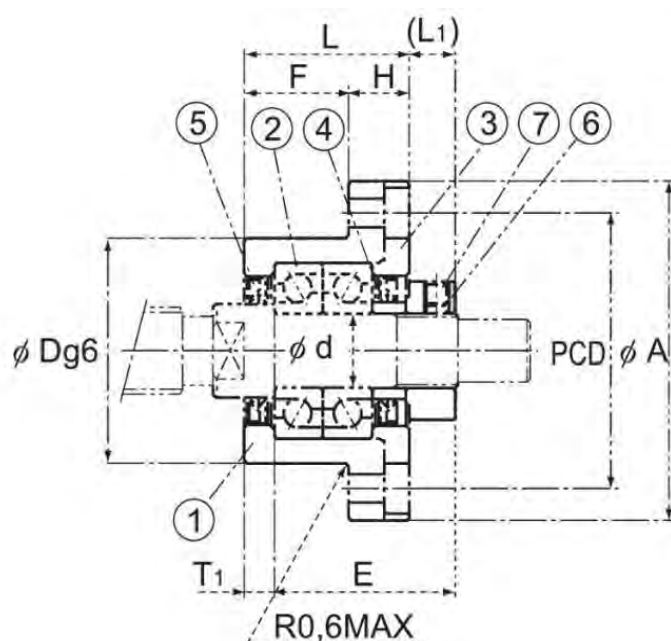
**Параметры фиксированных подшипниковых опор
модели ВК (продолжение)**

P	C ₁	C ₂	d ₁	d ₂	h	M	T	Bearing used	Mass kg
46	13	6	6.6	10.8	5	M3	16	7000 equivalent (DF P5)	0.39
46	13	6	6.6	10.8	1.5	M3	19	7001 equivalent (DF P5)	0.41
54	15	6	6.6	11	6.5	M3	22	7002 equivalent (DF P5)	0.57
68	19	8	9	14	8.5	M4	24	7203 equivalent (DF P5)	1.27
70	19	8	9	14	8.5	M4	30	7004 equivalent (DF P5)	1.19
85	22	10	11	17.5	11	M5	35	7205 equivalent (DF P5)	2.3
102	23	11	14	20	13	M6	40	7206 equivalent (DF P5)	3.32
114	26	12	14	20	13	M8	50	7207 equivalent (DF P5)	4.33
130	33	14	18	26	17.5	M8	50	7208 equivalent (DF P5)	6.5

Геометрические размеры в таблице приведены в мм.

ПРИЛОЖЕНИЕ К

Параметры фиксированных подшипниковых опор модели FK



4- ϕd_1 сквозное отверстие,
 ϕd_2 глубина глухого отверстия h
 (90° равноудален.)



Номер детали	Наименование детали	Кол-во узлов
1	Корпус	1
2	Подшипник	1 комплект
3	Удерживающая крышка	1
4	Манжета	2
5	Уплотнение	2
6	Стопорная гайка	1
7	Установочный винт с внутренним шестигранником (с ответной частью)	1

Параметры фиксированных подшипниковых опор модели FK (продолжение)

Model No.	Shaft diameter d	L	H	F	E	D	A	PCD
FK 10	10	27	10	17	29.5	34 ^{-0.009 -0.025}	52	42
FK 12	12	27	10	17	29.5	36 ^{-0.009 -0.025}	54	44
FK 15	15	32	15	17	36	40 ^{-0.009 -0.025}	63	50
FK 20	20	52	22	30	50	57 ^{-0.01 -0.029}	85	70
FK 25	25	57	27	30	60	63 ^{-0.01 -0.029}	98	80
FK 30	30	62	30	32	61	75 ^{-0.01 -0.029}	117	95

d ₁	d ₂	h	M	T	Bearing used	Mass kg
4.5	8	4	M3	16	7000 equivalent (DF P5)	0.21
4.5	8	4	M3	19	7001 equivalent (DF P5)	0.22
5.5	9.5	6	M3	22	7002 equivalent (DF P5)	0.39
6.6	11	10	M4	30	7204 equivalent (DF P5)	1.09
9	15	13	M5	35	7205 equivalent (DF P5)	1.49
11	17.5	15	M6	40	7206 equivalent (DF P5)	2.32

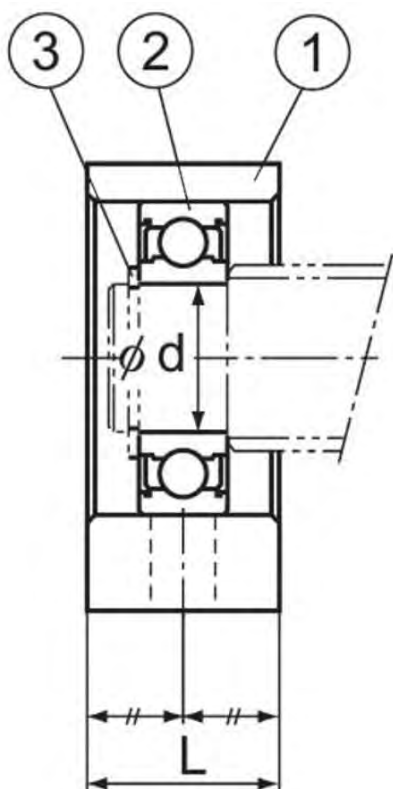
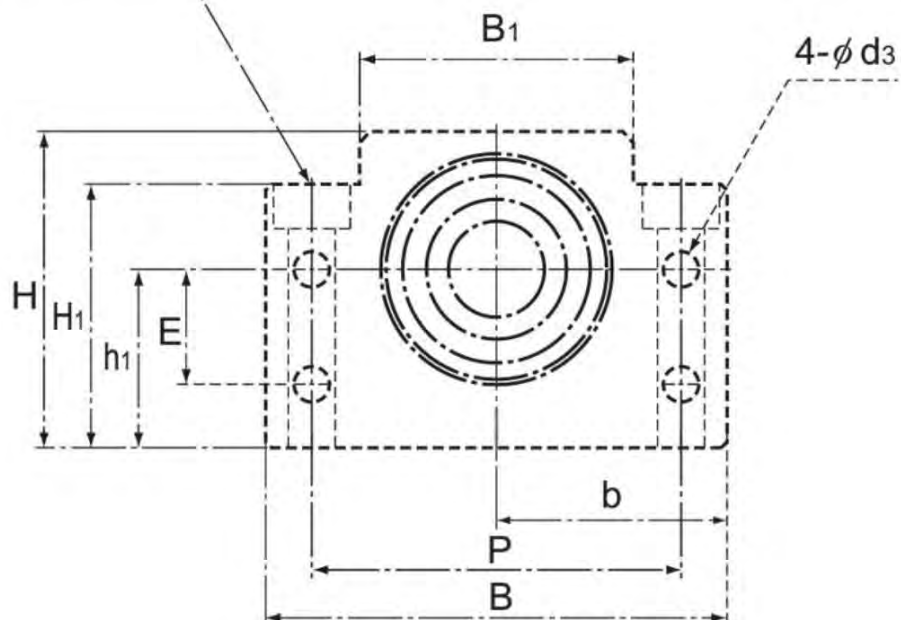
Геометрические размеры в таблице приведены в мм.

ПРИЛОЖЕНИЕ L

Параметры плавающих подшипниковых опор модели BF

2- ϕ d1 сквозн. отверстие,

ϕ d2 глубина глухого отверстия h



Номер детали	Наименование детали	Кол-во узлов
1	Корпус	1
2	Подшипник	1
3	Стопорное кольцо	1

**Параметры плавающих подшипниковых опор
модели BF (продолжение)**

Model No.	Shaft diameter d	L	B	H	b ±0.02	h ₁ ±0.02	B ₁	H ₁
BF 10	8	20	60	39	30	22	34	32.5
BF 12	10	20	60	43	30	25	35	32.5
BF 15	15	20	70	48	35	28	40	38
BF 17	17	23	86	64	43	39	50	55
BF 20	20	26	88	60	44	34	52	50
BF 25	25	30	106	80	53	48	64	70
BF 30	30	32	128	89	64	51	76	78
BF 35	35	32	140	96	70	52	88	79
BF 40	40	37	160	110	80	60	100	90

P	d ₁	d ₂	h
46	6.6	10.8	5
46	6.6	10.8	1.5
54	6.6	11	6.5
68	9	14	8.5
70	9	14	8.5
85	11	17.5	11
102	14	20	13
114	14	20	13
130	18	26	17.5

Геометрические размеры в таблице приведены в мм.

ПРИЛОЖЕНИЕ М

Технические данные электродвигателей постоянного тока серии ПВ

Параметры	ПБВ 100		ПБВ 112			ПБВ 132		ПБВ 160		ПФВ 160	
	Условная длина якоря										
	М	L	S	М	L	М	L	М	L	S	М
Номинальный момент $M_{НОМ}$, Н м	7,16	10,5	14	17,5	21	35	47,7	76,4	105	143	175
Номинальная частота вращения $n_{НОМ}$, мин ⁻¹	1000	1000	750	600	500	600	600	500	500	500	600
Длительный момент при пуске $M_{МАХ}$, Н м	70	100	130	170	210	350	470	490	510	490	510
Момент при максимальной частоте вращения $M_{n_{max}}$, Н м	6,8	8,6	12	15	14	16	21	60	82	110	135
Максимальная частота вращения в длительном режиме $n_{МАХ}$, мин ⁻¹	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	1000	1000	1000	1000
Момент инерции якоря $I_{д}$, кг м ²	0,01	0,013	0,035	0,042	0,049	0,188	0,236	0,242	0,298	0,194	0,242

ПРИЛОЖЕНИЕ N

Технические данные серводвигателей SERVOLINE серии SPS

Размер фланца двигателя	130 мм				
Модель серводвигателя	130SPSM 2-10220EA	130SPSM 2- 12220EA	130SP5M 2- 15220EA	130SPSM 4-0220EA	130SPSM 4-30220 EA
Напряжение питания	220В			380В	
Ном. мощность (кВт)	1	1,2	1,5	2	3
Ном. момент (Н·м)	4,8	5,73	7,16	9,5 5	14,33
Ном. макс. ток (А)	4.9/14.7	6.3/18.9	8/24	6.1/18.3	8.7/26.1
Ном. макс. частота(об./мин)	2000/3000				
Коэфф. момента (Н·м/А)	0.97	0,91	0.9	1.5 7	1,64
ПротивоЭДС (В/т об./мин)	64	64	64	12 0	117
Инерция (с торм.) (10^{-4} кг·м ²)	8.3 (8.6)	8.3 (8.6)	12.2 (12.5)	15.6(15.9)	229(23.2)
Сопротивление (Ом)	1,3	1,3	0,65	1,4 5	0,78
Индуктивность (мГн)	8	7,8	4,7	11	7
Масса (с тормозом) (кг)	7.2(10)	8.0 (10.8)	9.2 (12)	11.5(13.3)	16 (18.8)
LR/LE/LG/LJ/J (мм)	57/ 5 /13/ 24.5 / 36				

Размер фланца двигателя	180 мм				200 мм встроенный вентилятор	
Модель серводвигателя	180SPSM 4-30215 EA	180SPSM 4-45215 EA	180SPSM 4-55215 EA	180SPSM 4-75215 EA	200SPSM 4-113156 EA	200SPS4- 22320EA
Напряжение питания	380В					
Ном. мощность (кВт)	3	4,5	5,5	7,5	11,0	22,0
Ном. макс. момент (Н·м)	19.1/57.3	28.6/85.8	35/105	47.7/143.1	70/210	105/315
Ном. макс. ток (А)	6.8/20.4	10.3/30.9	12.5/37.5	17.5/52.5	25/76.5	37/113.2
Ном. макс. частота (об/мин)	1500/2000	1500/2000	1500/2000	1500/2000	1500/2000	2000/2400
Коэффициент (Нм/А)	2,81	2,78	2,80	2,73	2,80	2,84
ПротивоЭДС (В/т.об.мин)	225	210	200	142	150	150
Инерция (с торм.) (10^{-4} кг·м ²)	47.7(48.2)	69 (69.5)	77.5(78)	121(121.5)	140	140
Сопротивление(Ом)	2,9	1,18	0,88	0,24	0,48	0,3
Индуктивность (мГн)	21	10	9,4	2,45	6,08	4,5
Масса (с тормозом) (кг)	20(25)	24 (29)	31.5(36.5)	37(42)	47	60
LR/LE/LG/LJ/J (мм)	65/3.2/18/38/51				82/4/16.5/37/66	

ПРИЛОЖЕНИЕ Р

Технические данные серводвигателей SGMSV

Модель серводвигателя: SGMSV-		10D	15D	20D	25D	30D	40D	50D
Номинальная мощность	Квт	1	1.5	2	2.5	3	4	5
Номинальный крутящий момент	Н	3.18	4.9	6.36	7.96	9.8	12.6	15.8
Мгновенный пиковый крутящий момент	Н	9.54	14.7	19.1	23.9	29.4	37.8	47.6
Номинальный ток	А	2.8	4.7	6.1	7.4	8.9	12.5	13.8
Мгновенный максим. ток	А	8.5	14	20	25	28	38	42
Номинальная частота	мин ⁻¹	3000						
Максимальная частота	мин ⁻¹	6000	5000					
Постоянный крутящий момент	Н/А	1.27	1.23	1.18	1.15	1.16	1.06	1.21
Момент инерции ротора	× 10 ⁻⁴ кгм ²	1.74 (1.99)	2.00 (2.25)	2.47 (2.72)	3.19 (3.44)	7.00 (9.2)	9.60 (11.8)	12.3 (14.5)
Номинальная мощность	Квт/с	58(51)	120 (107)	164 (149)	199 (184)	137 (104)	165 (135)	203 (172)
Номинальное угловое ускорение	Рад/с ²	18300 (16000)	24500 (21800)	25700 (23400)	25000 (23100)	14000 (10700)	13100 (10700)	12800 (10900)

Учебное издание

МЕТАЛЛОРЕЖУЩИЕ СТАНКИ

Методические указания по выполнению курсовой работы

Составители:

Алексеев Игорь Сергеевич
Кузьменков Сергей Михайлович

Редактор *А. В. Пухальская*
Корректор *А. В. Пухальская*
Компьютерная верстка *С. М. Кузьменков*

Подписано к печати 24.08.2023. Формат 60х90¹/₁₆. Усл. печ. листов 3,3.
Уч.-изд. листов 4,1. Тираж 40 экз. Заказ № 206.

Учреждение образования «Витебский государственный технологический университет»
210038, г. Витебск, Московский пр., 72.

Отпечатано на ризографе учреждения образования
«Витебский государственный технологический университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 1/172 от 12 февраля 2014 г.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 3/1497 от 30 мая 2017 г.