

Документ подписан простой электронной подписью  
Информация о владельце:  
ФИО: Локтионова Оксана Геннадьевна  
Должность: проректор по учебной работе  
Дата подписания: 18.12.2021 14:31:32  
Уникальный программный ключ:  
0b817ca911e6668abb13a5d426d39e5f1c11eabbf73e943df4a4851fda56d089

## МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Юго-Западный государственный университет»  
(ЮЗГУ)

Кафедра механики, мехатроники и робототехники

УТВЕРЖДАЮ  
Проректор по учебной работе  
О.Г. Локтионова  
« 18 » 12 2017 г.



### ВИНТОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ МЕХАТРОННЫХ И РОБОТОТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Методические указания по выполнению курсового проекта

Курск 2017



УДК 681.323 – 181.4(075)

Составители: С.Ф.Яцун, В.Я. Мищенко, Е.Н.Политов

Рецензент

кандидат технических наук, доцент Рукавицын А.Н.

Винтовые механизмы мехатронных и робототехнических систем [Текст]: методические указания по выполнению курсового проекта / сост.: С.Ф.Яцун, В.Я. Мищенко; Е.Н.Политов, Юго- Зап. гос. ун-т. Курск, 2017. 40 с., ил. 22, табл. 2, прилож. 1.

Изложены рекомендации и порядок расчета различных типов винтовых механизмов.

Методические указания соответствуют требованиям программы, утверждённой учебно-методическим объединением.

Предназначены для студентов направления подготовки 15.03.06 дневной, очно-заочной и заочной форм обучения, выполняющих курсовые проекты по курсам «Детали мехатронных модулей, роботов и их конструирование», «Проектирование мехатронных систем».

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать 15.11.17. Формат 60x84 1/16.

Усл. печ. л. 1,9. Уч.-изд. л. 1,6. Тираж экз. Заказ 3082 Бесплатно.

Юго - Западный государственный университет

305040, г. Курск, ул.50 лет Октября, 94.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ.....	6
1.1. Виды передач.....	6
1.2 Основные кинематические и силовые соотношения.....	15
2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВИНТОВЫХ ПЕРЕДАЧ.....	17
3. САПР ВИНТОВЫХ ПЕРЕДАЧ.....	26
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	32
ПРИЛОЖЕНИЕ .....	33

## ВВЕДЕНИЕ

Стремление подготовить специалистов к качественному выполнению их профессиональной деятельности привело к разработке образовательного процесса ориентированного на результат. Такой подход к образованию назван компетентностным подходом, в рамках которого в процессе обучения формируется компетентностная модель выпускника. Эта модель включает в себя квалификацию выпускника, которая связывает деятельность выпускника с предметами и объектами его труда.

При формировании компетенций необходимых выпускнику того или иного направления подготовки совместно с работодателями четко устанавливается что должен знать, уметь и чем должен владеть обучающийся. Триада знать, уметь, владеть определяет структуру той или иной компетенции. Различные направления и квалификации подготовки (бакалавр, специалист, магистр) имеют различные наборы и структуры компетенций, которые подразделяют на две группы общекультурные (универсальные, подпредметные) и профессиональные (предметно-специфические, предметно-специализированные). Общекультурные компетенции формируют образовательный уровень, слабо привязанный к объекту и предмету труда. Второй тип компетенций отражает профессиональную квалификацию и должен в достаточной мере удовлетворять потребностям той сферы человеческой деятельности, к которой готовятся обучающейся.

С точки зрения компетентностного подхода и учета профессиональной деятельности дисциплина «Детали мехатронных модулей, роботов и их конструирование» ориентирована на приобретение следующих компетенций:

ПК-11 - способностью производить расчеты и проектирование отдельных устройств и подсистем мехатронных и робототехнических систем с использованием стандартных исполнительных и управляющих устройств, средств автоматики, измерительной и вычислительной техники в соответствии с техническим заданием.

ПК-12 - способностью разрабатывать конструкторскую и проектную документацию механических, электрических и электронных узлов мехатронных и робототехнических систем в соответствии с имеющимися стандартами и техническими условиями.

В последние годы получила бурное развитие новая отрасль науки и техники – мехатроника, базирующаяся на механике, электронике и компьютерном управлении.

Проектирование современных мехатронных систем основано на модульных принципах и технологиях.

Мехатронный модуль – это функционально и конструктивно самостоятельное изделие для реализации движения с взаимопроникновением и синергетической аппаратной – программной интеграцией составляющих его элементов, имеющих различную физическую природу [2].

Одним из важнейших является модуль движения, включающий в себя механическую и энергетическую части. В отличие от промышленных приводов в модуле движения вал двигателя используется в качестве одного из элементов механического преобразователя движения.

В качестве преобразователя движения используются зубчатые механизмы, передачи гибкой связью, винтовые передачи и т. д.

Интерес представляют винтовые передачи, которые могут преобразовать вращательное движение в поступательное и наоборот. Они широко используются в конструкциях роботов, металлорежущих станков, газовых заслонок и т. д.

В методических указаниях приведён анализ основных конструкций винтовых механизмов, показаны основные кинематические и силовые соотношения, приведён порядок расчета винтового механизма.

Методические указания могут быть использовано студентами при выполнении курсовых проектов по курсам «Детали мехатронных модулей, роботов и их конструирование», «Проектирование мехатронных систем», а также при выполнении выпускных бакалаврских работ. Материал может представлять определенный интерес аспирантам и инженерно-техническим работникам, занимающимся расчетом и конструированием подобных механизмов.

# 1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

## 1.1. Виды передач

Многие современные машины, в том числе и роботы, содержат винтовые механизмы. Широкое применение винтовых механизмов объясняется целым рядом их достоинств, к которым в первую очередь следует отнести: высокую надёжность; компактность при высокой нагрузочной способности; плавность и бесшумность; большой выигрыш в силе; возможность достижения высокой точности перемещения.

Передача состоит из винта и гайки (рис.1.1). Различают передачи скольжения, работающие на движение с трением скольжения, и передачи качения, работающие преимущественно на движение с трением качения. В передачах скольжения используют резьбы различного профиля (рис.1.1,а). В передачах качения между витками винта и гайки размещены тела качения- шарики или ролики (рис.1.1,б).

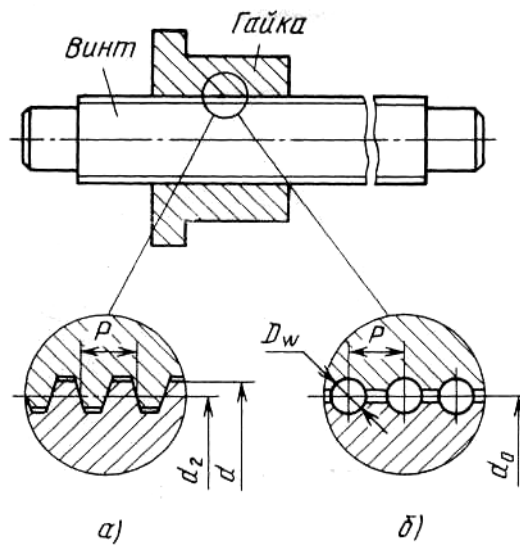


Рисунок 1.1. Схема винтовой передачи

Передача винт- гайка служит для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот. При этом вращение закреплённой от осевых перемещений гайки вызывает поступательное перемещение винта или вращение закреплённого от осевых перемещений винта приводит к поступательному перемещению гайки.

Возможность преобразования поступательного движение во вращательное в силовых передачах вследствие низкого КПД не используют.

Основные геометрические параметры передачи скольжения: наружный диаметр -  $d$ , средний диаметр -  $d_2$ , шаг резьбы-  $P$ ;

передачи качения: \_ номинальный диаметр -  $d_0$ , т.е. диаметр расположения центров тел качения, шаг резьбы-  $P$ , диаметр тел качения -  $D_w$ .

#### Достоинства передачи винт - гайка.

1. Возможность создания больших осевых сил, значительный выигрыш в силе (вследствие клинового действия резьбы).

2. Возможность получения медленного поступательного перемещения с высокой точностью.

3. Малые габариты при высокой несущей способности.

Рассмотрим основные типы винтовых механизмов.

**Достоинствами передачи винт – гайка скольжения** являются плавность и бесшумность работы, простота конструкции и изготовления.

Недостатками передач скольжения являются повышенные потери на трение, изнашивание и низкий КПД

Передачи скольжения широко применяют:

– для создания больших осевых сил (прессы, нажимные устройства прокатных станов, разрывные машины, домкраты, тиски и т.п.);

– для точных перемещений (измерительные приборы, установочные и регулировочные устройства).

На рис.1.2 (а и б) показаны кинематические схемы винтовых передач скольжения: а) – с вращающимся винтом; б) – с вращающейся гайкой); на рис 1.2(в) – конструктивное решение винтовой передачи по схеме б.

**Разновидности винтов передачи.** Конструктивно винт представляет собой длинный вал с нарезанной резьбой и гладкими участками под опоры, обычно располагаемыми на концах вала.

В зависимости от назначения передачи винты бывают:

– *грузовые*, применяемые для создания больших осевых сил. Основное применение имеют резьбы с малыми углами  $\gamma$  наклона боковой рабочей поверхности, характеризующиеся малыми потерями на трение:

*трапецеидальные*,  $\gamma = 15^\circ$ ; при большой односторонней нагрузке – *упорные*,  $\gamma = 3^\circ$ . В домкратах для большего выигрыша в силе и обеспечения самоторможения применяют однозаходную резьбу с малым углом  $\psi$  подъема (меньшим приведенного угла трения  $\phi_1$ );

– *ходовые*, применяемые для перемещений в механизмах подачи. Для снижения потерь на трение применяют преимущественно трапецеидальную многозаходную резьбу;

– *установочные*, применяемые для точных перемещений и регулировок. Имеют метрическую резьбу.

С целью повышения долговечности передач винт - гайка скольжения винты защищают от загрязнений телескопическими трубами или цилиндрическими гармониками.

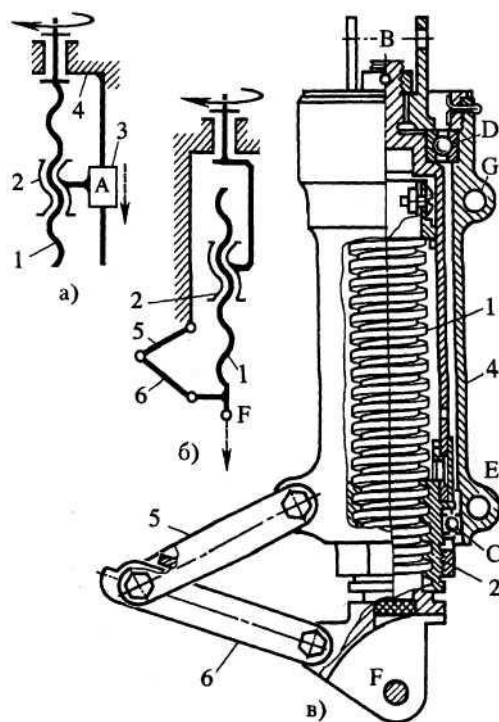


Рисунок 1.2. Схемы винтовых передач скольжения:

1 – винт; 2 – гайка; 3 – ползун; 4 – стойка; 5 и 6- соединение шлиц-шарнир; D и C - подшипники

Материалы винта и гайки должны представлять антифрикционную пару, т.е. быть износостойкими и иметь малый коэффициент трения. Выбор марки материала зависит от назначения передачи, условий работы и способа обработки резьбы.

Винты изготавливают из сталей марок 50, 40ХГ, У10 и др. в ответственных передачах для повышения износостойкости применяют закалку винтов до твердости не менее 45HRC с последующим шлифованием резьбы.

Гайки ответственных передач изготавливают из оловянных бронз марок Бр010Ф1, Бр06Ц6С3 и др., а в тихоходных слабонагруженных передачах из антифрикционных чугунов марок АВЧ-1, АКЧ-1 или серого чугуна СЧ20.

**Передача винт- гайка качения**- винтовая пара с промежуточными телами качения: шариками или роликами. Наиболее широко применяют шариковые винтовые передачи (ШВП).

В отличие от винтовых пар с трением скольжения, рабочие поверхности в парах с трением качения не соприкасаются. Резьба винта 1 и гайки 2 выполнена в виде канавок, по которым перекатываются шарики 4, являющиеся промежуточными телами, соединяющими винт с гайкой (рис.1.3). Цепь шариков замыкается с помощью специального перепускного канала 3. В процессе работы происходит непрерывная циркуляция шариков, аналогично циркуляции шариков в шарикоподшипнике.



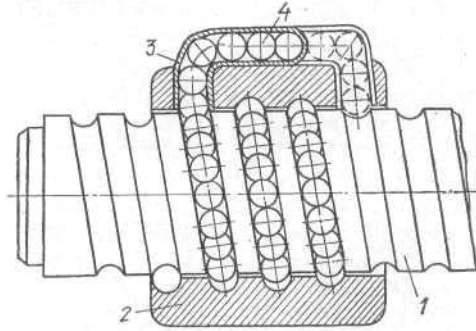


Рисунок 1.3. Принципиальная схема шариковинтового механизма

Шариковинтовые передачи применяют в исполнительных механизмах, в следящих системах и ответственных силовых передачах (станкостроение, робототехника, авиационная и космическая техника, атомная энергетика и др.). Перспективным считается создание и использование мехатронных узлов перемещения, включающих в свою структуру помимо передачи винт-гайка качения также приводной электродвигатель и элементы управления. На рис. 1.4 показано использование ШВП в механизме подачи станка.

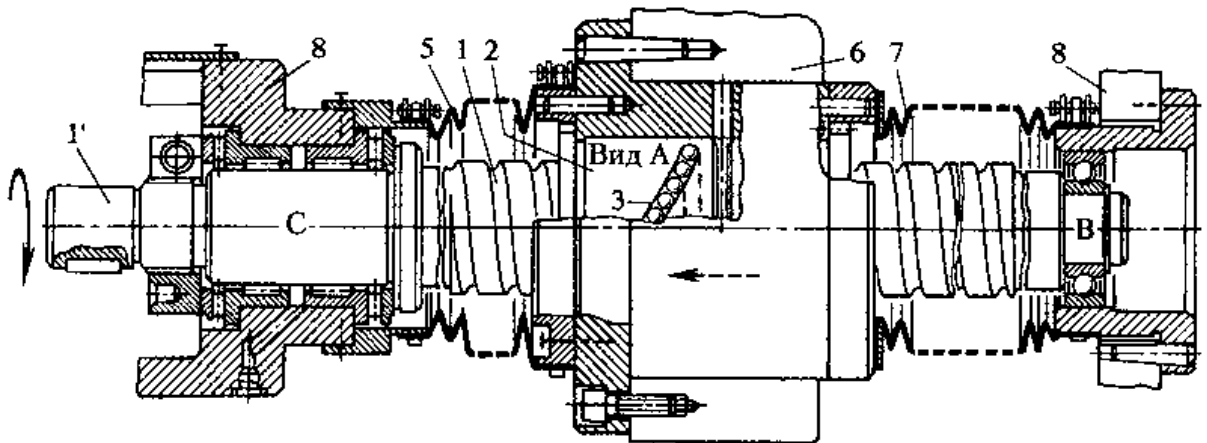


Рисунок 1.4. Конструктивное решение использования ШВП в механизме подачи станка

Винт 1 установлен на подшипниках В и С в станине 8 станка, а гайка 2 неподвижно соединена с суппортом 6. Винту сообщают вращательное движение от двигателя, соединенного с хвостовиком 1' винта. Гайка движется поступательно вдоль оси винта. Винт и винтовая пара защищены от внешней среды разделительными уплотнениями 5 и 7.

К преимуществам ШВП по сравнению с винтовыми парами с трением скольжения относятся:

- высокий КПД, достигающий даже при относительно малом угле подъёма резьбы 90%;

- высокая кинематическая чувствительность;
- минимальный износ;
- высокая точность и равномерность поступательного движения с сохранением стабильности этих параметров в процессе эксплуатации;
- возможность полного исключения осевого люфта;
- возможность надёжной работы как в диапазоне температур от  $-60$  до  $+500$  С, так и в агрессивных средах и вакууме.
- возможность преобразования поступательного движения одного из элементов механизма во вращательное движение другого и наоборот при малых углах подъема резьбы.

К недостаткам шариковинтовых механизмов относятся сложность и трудоемкость их изготовления. Особенно трудоемка операция шлифования специального профиля резьбы гайки и ходового винта. Конструкция отдельных элементов шариковинтовой пары и механизма в целом в известной степени определяется эксплуатационными требованиями.

В настоящее время в шариковинтовых механизмах применяются криволинейный, прямолинейный и комбинированный профили канавок (рис. 1.5). Профили канавок рассматриваются в плоскости, перпендикулярной к винтовой линии.

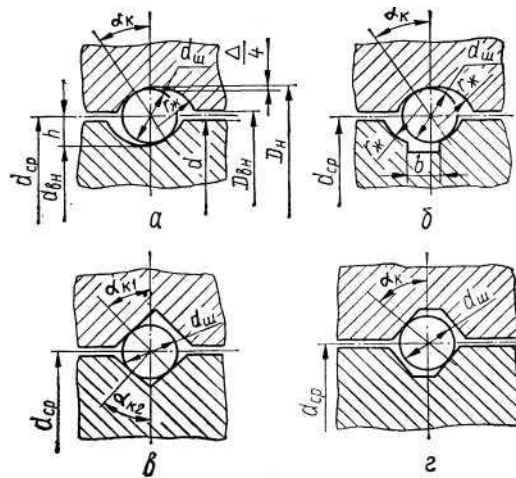


Рисунок 1.5. Виды профиля резьбы винта и гайки

Наиболее распространен в шариковинтовых механизмах круглый профиль канавки (рис.1.5,а). Он характеризуется наименьшими контактными напряжениями, вследствие чего требует меньшего по сравнению с другими профилями количества шариков при одинаковой грузоподъемности. Нарезка и шлифование круглого профиля не представляют каких-либо технологических трудностей. Эксплуатация таких канавок оправдана, если они защищены от загрязнения. В случае попадания на рабочую часть механизма с круглой канавкой пыли он выходит из строя быстрее, чем механизмы с другими формами канавок. Количество смазочного материала в канавке невелико из-за малых свободных объемов для его размещения. Для улучшения условий смазки иногда выполняют

проточки (рис.1.5,б). При таком конструктивном решении с рабочей поверхности можно удалять абразивные частицы и пыль.

Прямолинейный профиль резьбы (треугольный, трапецеидальный) (рис. 1.5, в и г) наиболее технологичен, обеспечивает постоянство угла контакта и позволяет получать трехточечный контакт между шариком и элементами резьбы винта и гайки. Однако он значительно уступает по нагрузочной способности криволинейному профилю. Допускаемая нагрузка на шарик, находящийся в канавке с профилем в виде дуги окружности, более чем в три раза превышает допускаемую нагрузку на шарик, лежащий на плоской поверхности треугольного профиля резьбы. Поэтому прямолинейный профиль резьбы применяется, как правило, в шариковинтовых механизмах, предназначенных для восприятия небольших осевых нагрузок, например в механизмах приборов.

Диаметр шариков выбирается, как правило, из условий грузоподъемности винтовой пары и требований, предъявляемых к ее габаритным размерам.

Обычно механизмы комплектуются шариками одинакового диаметра с разноразмерностью в пределах допуска (разность диаметров не должна превышать 3 мкм).

С целью повышения нагрузочной способности, долговечности и КПД шариковинтовых механизмов, диаметр шариков желательно выбирать наибольшим, так как размеры шариков оказывают значительно большее влияние на нагрузочную способность и долговечность механизмов, чем их число. Однако увеличение размеров шариков влечет за собой увеличение габаритных размеров механизма и уменьшение его кинематической чувствительности из-за возрастания инерции движущихся масс. Диаметр шарика желательно выбирать max 2,5... 10 мм.

**Материалы винта, гайки и тел качения** должны обеспечивать твердость рабочих поверхностей не ниже 61 HRC. *Винты* изготавливают из сталей: марки ХВГ с объемной закалкой, марки 8ХВ с закалкой при индукционном нагреве, марки 20Х3МВФ с азотированием. *Для гаек* применяют, стали марок ШХ15, ХВГ с объемной закалкой и цементуемые стали марок 18ХГТ, 12Х3А.

*Шарики* изготавливают из хромистых сталей марок ШХ15, ШХ20СГ.

Полость гайки при сборке заполняют пластичным смазочным материалом марок ЦИАТИМ-201 или ЦИАТИМ-203.

ШВП в зависимости от условий работы и предъявляемых к ним требований подразделяют на *передачи с зазором* и *передачи с натягом*. Во-первых, осевой зазор всегда выбирается в одну сторону вследствие действия осевой силы: силы тяжести груза, силы сопротивления перемещаемого узла и т.п. Во-вторых, зазор устраняют при сборке предварительным нагружением элементов передачи осевой силой, обеспечивающей необходимую осевую жесткость.

**Роликовинтовые передачи** относятся к передачам винт—гайка качения. По сравнению с широко известными шариковинтовыми передачами (ШВП) роликовинтовые передачи (РВП) обладают более широким диапазоном выбора передаточного отношения, в несколько раз большей предельной частотой вращения винта, в несколько раз меньшим приведенным моментом инерции,

большой долговечностью. Поэтому, несмотря на несколько большую стоимость по сравнению с ШВП, роликвинтовые передачи находят все большее широкое применение, особенно в электромеханических приводах с высоким техническим уровнем, в частности с высокой точностью и плавностью работы, в различных отраслях народного хозяйства.

Роликвинтовая передача с короткими роликами (РВПК) (рис.1.6) [3] напоминает по конструкции роликвинтовые подшипники и состоит из винта 1 и гайки 3 с многозаходной треугольной резьбой линейчатого профиля и резьбовых роликосателлитов 2 с однозаходной треугольной резьбой выпуклого профиля. Длина коротких роликов соответствует длине гайки. Для предотвращения выкатывания роликов из гайки углы подъема резьбы на гайке и роликах одинаковы. Для предотвращения проскальзывания роликов вдоль витков резьбы гайки и для обеспечения положения осей роликов параллельно оси винта на концах роликов устроены зубчатые венцы 4 входящие в зацепление с зубчатыми венцами 5 гайки. Цапфы роликов установлены в сепараторах 6. Поскольку угол подъема резьбы роликов отличается от угла подъема резьбы винта, то при вращении винта резьбовые ролики катятся по резьбе винта и гайки, совершая планетарное движение, и вместе с гайкой перемещаются в осевом направлении относительно винта.

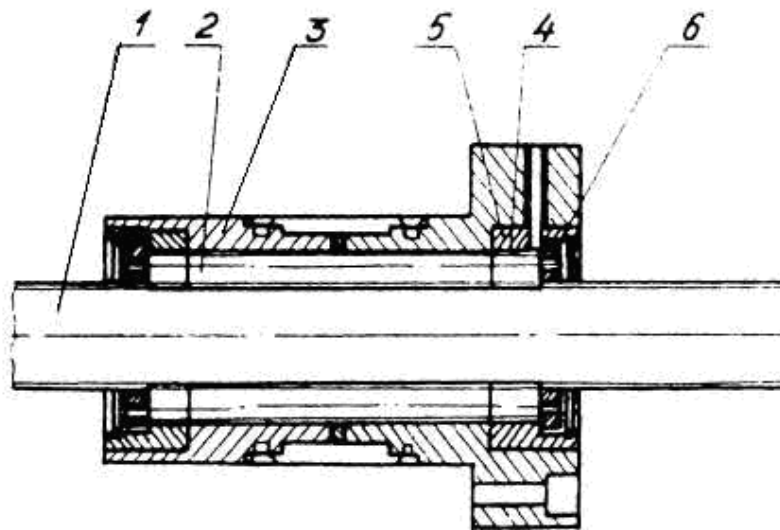


Рисунок 1.6. Передача винт-гайка с короткими резьбовыми роликами и двумя гайками с выборкой зазора

Роликвинтовая передача с длинными роликами (РВПД) (рис.1.7)[3] состоит из винта 1, резьбовых роликосателлитов 2, ходовой 3 и опорной 4 гаек. Для предотвращения выкатывания роликов из опорных гаек угол подъема резьбы на роликах равен по величине и направлению углу подъема резьбы на опорных гайках. Для предотвращения выкатывания винта из набора роликосателлитов угол подъема резьбы на винте равен по величине, но противоположен по направлению углу подъема резьбы на роликосателлитах. Для предотвращения проскальзывания роликов по виткам резьб винта и опорных гаек зубчатые венцы 5

на концах роликов входят в зацепление с зубчатыми венцами 6 винта и зубчатыми венцами 7 опорных гаек. Если провести внешнюю аналогию с планетарными зубчатыми передачами, то винт рассматриваемой передачи соответствует солнечному колесу, ролики — планетарным колесам, опорная гайка — неподвижному коронному колесу, а ходовая гайка — подвижному коронному колесу. Ходовая гайка закреплена от вращения, и угол подъема ее резьбы отличается от угла подъема резьбы роликов. При вращении винта резьбовые ролики катятся по резьбам винта и гаек, совершая планетарное движение, и приводят в движение в осевом направлении ходовую гайку. Гайки могут быть выполнены из двух половин для выборки зазора в передаче. Длина максимального перемещения ходовой гайки ограничивается предельным отношением длины ролика (или винта) к его диаметру. Это отношение из технологических соображений целесообразно принимать не более 30 [3].

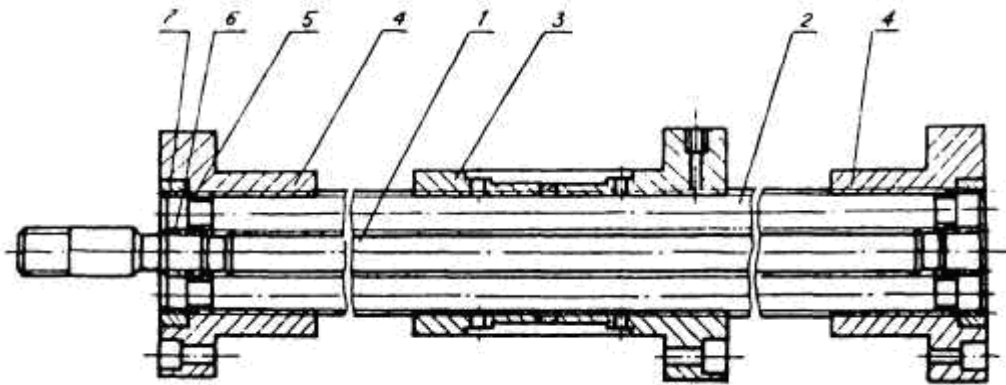


Рисунок 1.7. Роликовинтовая передача с длинными роликами

В связи с тем, что в передачах винт-гайка скольжения практически невозможно осуществить гидродинамическую смазку, применяют **гидростатические пары винт – гайка** (рис. 1.8) [7]. На рабочих поверхностях витков гайки посередине их высоты делают выточки, которые, не имеют выхода к торцам гаек (перекрываются мастикой или клеем). Ширина выточек составляет  $1/3... 1/4$  высоты профиля. Через отверстия в выточки подводится масло под давлением. Масло проходит через отдельные дроссели для каждой (правой и левой) стороны витка. Давление масла в выточках меньше, чем в сети; оно определяется соотношением гидравлических сопротивлений в дросселях и в зазорах. При действии на пару осевой нагрузки зазоры с одной стороны витков (по направлению силы) уменьшаются, но при этом сопротивление вытеканию масла увеличивается, и давление в соответствующей канавке повышается. С другой стороны витков в связи с увеличением зазора давление масла падает. Таким образом, возникают гидравлические силы, которые уравнивают внешнюю силу и стремятся к выравниванию зазоров.

По условию одинаковой несущей способности с обычными передачами винт — гайка давление масла выбирают порядка 4 МПа, а высоту профиля резьбы — в 2 раза большую, чем у обычной трапецеидальной резьбы.



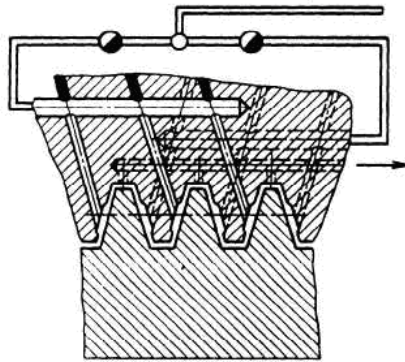


Рис. 1.8. Гидростатическая пара винт – гайка

Достоинства гидростатических пар винт — гайка: малое трение, отсутствие изнашивания, отсутствие зазора при работе передачи (гидравлический натяг), повышенная точность (вследствие осреднения циклических ошибок).

Для превращения вращательного движения в медленное поступательное удобно применять **волновые передачи** винт-гайка (рис. 1.9). В этих передачах винт тонкостенный, деформируемый в радиальном направлении.

В результате деформирования винта вращающимся генератором, имеющим форму эллиптического цилиндра, винт входит в зацепление с резьбой гайки и обкатывается по ней. Так как периметр резьбы винта меньше длины окружности резьбы гайки, то винт смещается в осевом направлении на величину шага, деленного на передаточное число фрикционной волновой передачи вращательного движения.

При типичных для волновых передач передаточных числах порядка 100 можно получить линейные перемещения на один оборот генератора, равные нескольким микрометрам или сотым миллиметра.

Можно выполнять винт жестким, а гайку гибкой, деформируемой охватывающим генератором.

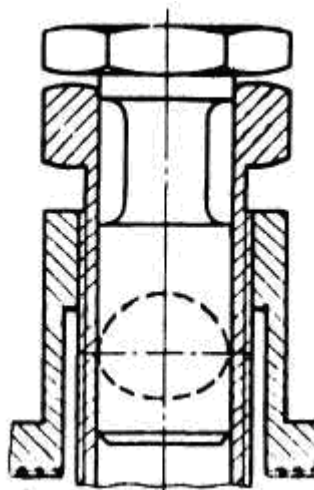


Рисунок 1.9. Волновая передача винт – гайка

**Дифференциальная передача** винт-гайка состоит из винта 1, имеющего два участка с резьбой разных шагов ( $P_1$  и  $P_2$ ) одного направления (правого или левого), гайки 2 и стойки 3 (рис.1.10)[2].

При вращении винта 1 гайка 2 совершает два поступательных движения: переносное движение вместе с винтом 1 относительно стойки 3 и движение относительно винта 1.

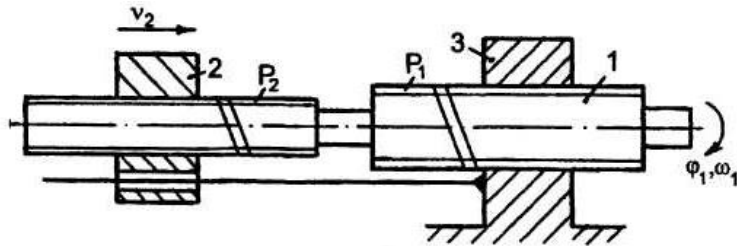


Рисунок 1.10. Дифференциальная передача винт – гайка

Дифференциальная передача винт-гайка позволяет получить: при преобразовании вращательного движения в поступательное — малые линейные перемещения и скорости гайки при больших угловых перемещениях и скоростях винта, при преобразовании поступательного движения во вращательное - большие угловые перемещения и скорости винта при малых перемещениях и скоростях гайки.

Все параметры передачи определяют аналогично винтовым передачам скольжения и качения.

**Интегральная передача** винт-гайка устроена аналогично дифференциальной передаче, но имеет различные направления резьбы (правое и левое) на резьбовых участках винта.

Интегральная передача винт-гайка позволяет получить: при преобразовании вращательного движения в поступательное - большие линейные перемещения и скорости гайки при малых угловых перемещениях винта; при преобразовании поступательного движения во вращательное — малые угловые перемещения и скорости винта при больших линейных перемещениях гайки.

Передачи винт - гайка применяют в станкостроении (механизмы подачи), авиастроение (механизмы управления), в точных измерительных приборах (механизмы делительных перемещений), в приводах нажимных устройств, прокатных станов и др.

В качестве ведущего звена в передаче используют как винт, так и гайку.

## 1.2 Основные кинематические и силовые соотношения

Скорость поступательного перемещения гайки (винта), м/с:

$$v = zPn/60000, \quad (1.1)$$

где  $z$  – число заходов резьбы;  $P$  – шаг резьбы, мм;  $n$  – частота вращения винта (гайки), мин<sup>-1</sup>.

Многозаходные резьбы позволяют получить высокую скорость осевых перемещений исполнительных механизмов.

Развиваемая передачей осевая сила  $F_a$  (Н) связана с вращающим моментом  $T$  (Н·м) зависимостью

$$F_a = 2 \cdot 10^3 \pi T \eta / (zP), \quad (1.2)$$

где  $\eta$  – КПД передачи.

В предварительных расчетах можно принимать: для передачи скольжения  $\eta = 0,25 \dots 0,35$ ; для передачи качения  $\eta = 0,9 \dots 0,95$ .

Передаточное отношение

$$u_{ВП} = \frac{\omega}{v}.$$

Рекомендуется принимать  $u_{ВП} = 300 \dots 2000$  м<sup>-1</sup>.

Вопросы и задачи по данному разделу приведены в контрольно-измерительных материалах, прилагаемых к учебно-методическому комплексу.

## 2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВИНТОВЫХ ПЕРЕДАЧ

Из кинематической схемы механизма, в котором применяется винтовая пара, определяются ход винта или гайки, конструкция опор, шаг резьбы, действующая осевая нагрузка.

Размеры винтовой пары с трением скольжения находят условным расчетом на невыдавливание смазки между рабочими поверхностями резьбы винта и гайки:

$$p = \frac{F_a}{\pi d_2 H_1 z} \leq [p]. \quad (2.1)$$

Здесь  $p$  и  $[p]$  – соответственно среднее (рабочее) и допускаемое давления между рабочими поверхностями резьбы винта и гайки,  $[p] = 12$  МПа для стали по стали, бронзе или антифрикционному чугуну,  $[p] = 6$  МПа для стали по серому чугуну (давление в резьбе винтов, служащих для точных перемещений, должно быть в 2...3 раза меньше, чем в резьбе винтов общего назначения);  $F_a$  – осевая нагрузка на передачу;  $d_2$  – средний диаметр резьбы;  $H_1$  – рабочая высота профиля резьбы (для трапецеидальной резьбы  $H_1 = 0,5s$ );  $z = H_r / s$ , где  $H_r$  – высота гайки. Подставив в формулу (2.1) значения  $H_r$  и  $z$  и выразив  $H_r$  через  $d_2$  ( $H_r = Kd_2$ ), получим выражение для определения среднего диаметра резьбы трапецеидального профиля винтовой пары с трением скольжения:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{2F_a}{\pi K [p]}}, \quad (2.2)$$

где  $K = 1,2 \dots 2,5$  для неразрезных гаек и  $K = 2,5 \dots 3,5$  – для разрезных.

По значению  $d_2$ , полученному из формулы (2.2), подбирают большие ближайшие значения параметров резьбы в соответствии с ГОСТ.

Тело винта проверяют на прочность в зависимости от вида нагружения. Если винт испытывает сжатие, то во избежание продольного изгиба его проверяют по объединенному условию прочности и устойчивости, справедливому для винтов любой длины:

$$\sigma = \frac{F_a}{S} \leq \varphi [\sigma_{сж}]. \quad (2.3)$$

где  $S = \pi d_3^2 / 4$  – площадь поперечного сечения винта по внутреннему диаметру резьбы;  $\varphi$  – коэффициент уменьшения основного допускаемого напряжения;  $[\sigma_{сж}]$  – допускаемое напряжение на сжатие для материала винта. Коэффициент  $\varphi$  зависит от гибкости винта  $\lambda = \nu l / i$ , где  $\nu$  – коэффициент приведения длины, зависящий от способа закрепления и расположения опор винта;  $l$  – для двухопорных винтов – расстояние между опорами, а для винтов, у которых второй опорой служит гайка, – расстояние между опорой и серединой гайки;

$i = d_3/4$  – радиус инерции поперечного сечения винта. Эта зависимость представлена в табл. 2.1. Значения коэффициента  $\varphi$  из правого столбца относятся к сталям повышенного качества.

Таблица.2.1.

Зависимость коэффициента  $\varphi$  от гибкости

$\lambda$	$\varphi$		$\lambda$	$\varphi$	
0	1,00	1,00	80	0,70	0,65
10	0,98	0,98	90	0,62	0,55
20	0,95	0,95	100	0,51	0,43
30	0,91	0,91	110	0,43	0,35
40	0,89	0,87	120	0,37	0,30
50	0,86	0,83	130	0,33	0,26
60	0,82	0,79	140	0,29	0,23

По найденному значению  $d_3$  определяют гибкость  $\lambda$ , а по табл. 2.1. – соответствующее ей значение  $\varphi$ , после чего проверяют выполнение условия (2.3). Если условие не выполняется, то необходимо увеличить диаметр  $d_3$  и снова выполнить проверку.

При проверке условия прочности и устойчивости (2.3) в качестве расчетной схемы принимают крайнее положение гайки, когда винт подвергается сжатию на максимальной длине. Если концы винта закреплены в однорядном подшипнике, коэффициент приведения длины  $\nu$  принимается равным 1; если установлены сдвоенные подшипники, то можно принять  $\nu = 0,5$ . В конструкциях, где закреплен только один конец винта, а другой свободен,  $\nu = 2$ .

Сильно нагруженные винты проверяют также на прочность по эквивалентному напряжению:

$$\sigma_3 = \sqrt{\left(\frac{F_a}{S}\right)^2 + 3\left(\frac{T}{W_p}\right)^2} \leq [\sigma_p], \quad (2.4)$$

где  $T = M$ ,  $M$  – момент, скручивающий винт;  $W_p = \pi d_3^3/16$  момент сопротивления по внутреннему диаметру;  $[\sigma_p] = \sigma_T/3$  – допускаемое напряжение материала винта на растяжение.

Зависимость между моментом  $T$  и осевой силой  $F_a$  определяется уравнением

$$T = F_a \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \rho). \quad (2.5)$$

Мощность  $N$  на ведущем звене, необходимая для создания на ведомом звене осевой силы  $F_a$ , находится из выражения



$$N = \frac{F_a v}{\eta_{в \rightarrow п}}. \quad (2.6)$$

Для шариковинтовой пары внутренний диаметр резьбы ходового винта  $d_{вн}$  определяется из условия прочности при простом сжатии (растяжении), но по увеличенной примерно на 25% осевой силе:

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,25 F_a}{\pi [\sigma]}}. \quad (2.7)$$

Проверка винта на устойчивость приводится так же, как и для винтов передачи винт – гайка с трением скольжения.

Диаметр шариков выбирают из соотношения

$$d_{ш} = (0,08 \dots 0,15) d_{вн} \quad (2.8)$$

и округляют до большего ближайшего значения в соответствии с ГОСТ 3722–81 из ряда 1,5; 2,5; 3; 3,5; 4; 5; 5,5; 6; 6,5; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 14; 15; 16; 17; 19 мм.

Шаг резьбы винта, мм, определяют из выражения  $s = d_{ш} + (1 \dots 5)$  и округляют до ближайшего целого числа.

Радиус профиля желоба резьб винта и гайки для уменьшения трения должен быть больше радиуса шариков:  $r_{ж} = (0,515 \dots 0,53) d_{ш}$ .

После выбора диаметра шариков  $d_{ш}$  и радиуса профиля желоба  $r_{ж}$  определяют остальные параметры шариковинтовой пары с полукруглым профилем резьбы.

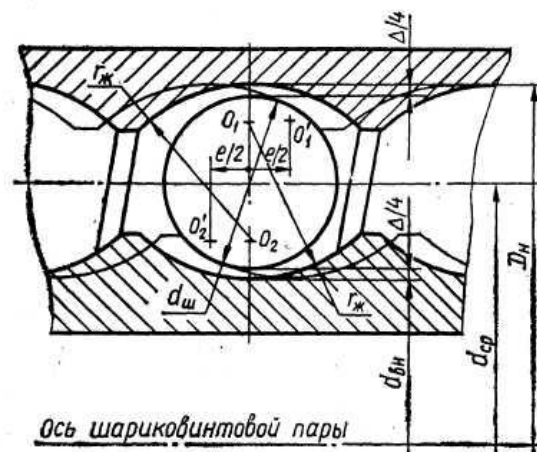


Рисунок 2.1. Схема определения радиального и осевого зазоров в шариковинтовой паре

Вначале задают радиальный зазор  $\Delta$  (рис. 2.1), который в случае, если технические требования на него не установлены, принимают в пределах  $\Delta = 0,03 \dots 0,12$  мм. Как видно из рисунка, радиальный зазор  $\Delta$  выражается через

наружный диаметр резьбы гайки  $D_n$ , диаметр шарика  $d_{ш}$  и внутренний диаметр резьбы винта  $d_{вн}$  соотношением

$$\Delta = D_n - (2d_{ш} + d_{вн}). \quad (2.9)$$

Средний диаметр резьбы винта  $d_{ср}$ , за который принимают расстояние между центрами диаметрально противоположных шариков, первоначально определяют по выражению

$$d_{ср} = d_{вн} + d_{ш}, \quad (2.10)$$

а затем округляют до ближайшего целого большего значения. После этого уточняют внутренний диаметр резьбы винта:

$$d_{вн} = d_{ср} - \left( d_{ш} + \frac{\Delta}{2} \right) \quad (2.11)$$

и находят наружный диаметр резьбы гайки:

$$D_n = d_{ср} + \left( d_{ш} + \frac{\Delta}{2} \right). \quad (2.12)$$

Число шариков рабочей части резьбы определяют из выражения

$$z_{ш} = \frac{\pi d_{ср} m}{d_{ш}} - 1, \quad (2.13)$$

где  $m$  – число витков в одной замкнутой рабочей цепочке.

Полученное значение  $z_{ш}$  округляют до меньшего ближайшего целого числа. Если при расчете окажется, что  $z_{ш} > 65$ , то число шариков следует уменьшить, увеличив их диаметр. Число шариков в нерабочей цепи витка определяют в зависимости от выбранной конструкции и длины возвратного канала. Общий суммарный зазор между шариками  $(0,7...1,2)d_{ш}$ .

Для определения внутреннего диаметра резьбы гайки  $D_{вн}$  и наружного диаметра ходового винта  $d$  необходимо определить глубину профиля резьбы:

$$h = \frac{d - d_{вн}}{2}. \quad (2.14)$$

Глубина профиля резьбы у ходового винта и шариковой гайки для первого варианта профиля  $h = (0,3...0,35)d_{ш}$ . Меньше значение  $h$  принимается для шариковинтовых механизмов, воспринимающих небольшие осевые нагрузки, а большее – для механизмов, воспринимающих большие осевые нагрузки.

Наружный диаметр ходового винта в зависимости от принятой глубины профиля

$$d = d_{вн} + 2h, \quad (2.15)$$

а внутренний диаметр резьбы гайки

$$D_{вн} = D_n - 2h. \quad (2.16)$$

Шариковинтовой паре с двухточечным контактом свойственно наличие осевого зазора  $e$  (рис.2.2). Он определяется по формуле

$$e = \frac{\sqrt{(2r_{\text{ж}} - d_{\text{ш}})\Delta - \Delta^2/4}}{\cos\psi}, \quad (2.17)$$

здесь  $\psi$  – угол подъема резьбы на среднем диаметре:

$$\psi = \arctg \frac{s}{\pi d_{\text{ср}}}, \quad (2.18)$$

где  $s$  – шаг резьбы.

Поскольку угол  $\psi$  мал, то  $\cos\psi \approx 1$ , а значением  $\Delta^2/4$  по сравнению с первым слагаемым можно пренебречь; выражение (2.17) для осевого зазора запишется

$$a = \frac{\sqrt{(2r_{\text{ж}} - d_{\text{ш}})\Delta}}{2} \quad (2.19)$$

После определения геометрических размеров шариковинтовой пары ходовые винты, испытывающие большие осевые нагрузки, проверяют также на прочность по приведенному напряжению с учетом работы винта на сжатие (растяжение) и кручение по формуле (2.4). Крутящий момент в случае шариковинтовой пары

$$T = F_a \frac{d_{\text{ср}}}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho_{\text{к}}), \quad (2.20)$$

где  $F_a$  – осевая сила на ведомом звене;  $\rho_{\text{к}} = \arctg\mu_{\text{к}}$  – приведенный угол трения качения.

Мощность, необходимая для передачи осевой силы  $F_a$ , определяется по формуле (2.6).

Грузоподъемность шариковинтового механизма при выбранных диаметрах ходового винта и шариков зависит от числа шариков, одновременно воспринимающих нагрузку, от твердости контактирующих поверхностей кинематических элементов шариковинтовой пары, срока службы механизма

При одновременном действии осевой и радиальной нагрузок проверку на контактную прочность производят отдельно для каждой нагрузки.

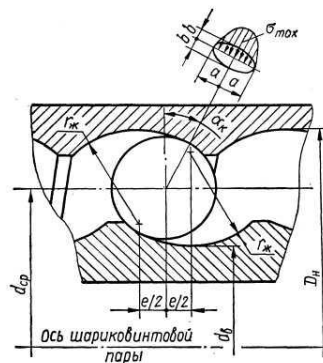


Рисунок 2.2. Схема относительного расположения деталей шариковинтовой пары при осевом нагружении

Относительное расположение деталей шариковинтовой пары при осевом нагружении показано на рис. 2.2. При этом нагрузка, действующая на один шарик по нормали к поверхности контакта, определяется по формуле

$$F_{\text{ш}} = \frac{F_a}{z_{\text{ш}} K_1 u \cos \psi \sin \alpha_{\text{к}}}, \quad (2.21)$$

где  $K_1$  – коэффициент неравномерности нагрузки шариков (обычно принимают  $K_1 = 0,63 \dots 0,7$ );  $u$  – число замкнутых рабочих цепочек;  $\alpha_{\text{к}}$  – угол контакта

$$\alpha_{\text{к}} = \arccos \left[ 1 - \frac{\Delta}{2(2r_{\text{ж}} - d_{\text{ш}})} \right]. \quad (2.22)$$

По вычисленному значению  $F_{\text{ш}}$  находят наибольшие контактные напряжения, МПа:

на поверхности резьбы ходового винта

$$\sigma_{\text{max}}^{\text{в}} = \frac{870}{K_a K_b} \times \sqrt[3]{F_{\text{ш}} \left( \frac{4}{d_{\text{ш}}} - \frac{1}{r_{\text{ж}}} + \frac{2 \cos \alpha_{\text{к}}}{d_{\text{вн}}} \right)^2}; \quad (2.23)$$

на поверхности резьбы гайки

$$\sigma_{\text{max}}^{\text{г}} = \frac{870}{K'_a K'_b} \times \sqrt[3]{F_{\text{ш}} \left( \frac{4}{d_{\text{ш}}} - \frac{1}{r_{\text{ж}}} + \frac{2 \cos \alpha_{\text{к}}}{D_{\text{н}}} \right)^2}. \quad (2.24)$$

Здесь  $K_a, K_b, K'_a, K'_b$  – коэффициенты, которые определяются по табл. 2.2 в зависимости от величины  $\Omega_{\text{в}}$  и  $\Omega_{\text{г}}$  соответственно для винта

$$\Omega_{\text{в}} = \frac{\frac{1}{r_{\text{ж}}} + \frac{2 \cos \alpha_{\text{к}}}{d_{\text{вн}}}}{\frac{4}{d_{\text{ш}}} - \frac{1}{r_{\text{ж}}} + \frac{2 \cos \alpha_{\text{к}}}{d_{\text{вн}}}} \quad (2.25)$$

и для гайки

$$\Omega_{\text{г}} = \frac{\frac{1}{r_{\text{ж}}} + \frac{2 \cos \alpha_{\text{к}}}{D_{\text{н}}}}{\frac{4}{d_{\text{ш}}} - \frac{1}{r_{\text{ж}}} + \frac{2 \cos \alpha_{\text{к}}}{D_{\text{н}}}} \quad (2.26)$$

При кратковременной работе ШВП допустимое напряжение при твердости контактирующих поверхностей шариковинтовых пар  $\text{HRC} \geq 61$  принимается равным 4000 МПа.

Для шариковых механизмов, рассчитанных на длительный срок службы, допустимые контактные напряжения при той же твердости контактирующих

поверхностей принимают меньшими:  $[\sigma_k]=2500\dots3000$  МПа (из расчета, чтобы передача выдерживала  $N=10^7$  циклов нагружения).

Таблица. 2.2

Численные значения коэффициентов  $K_a(K_a')$  и  $K_b(K_b')$  в зависимости от  $\Omega$

$\Omega_B(\Omega_T)$	$K_a(K_a')$	$K_b(K_b')$	$\Omega_B(\Omega_T)$	$K_a(K_a')$	$K_b(K_b')$
0,0192	1,013	0,9873	0,8441	2,557	0,5114
0,0835	1,058	0,9465	0,8904	2,975	0,4704
0,1602	1,117	0,9005	0,9150	3,311	0,4442
0,2545	1,198	8472	0,9264	3,514	0,4304
0,3755	1,322	0,7822	0,9383	3,781	0,4142
0,4914	1,473	0,7216	0,9467	4,014	0,4014
0,5291	1,532	0,7019	0,9556	4,320	0,3864
0,5702	1,603	0,6801	0,9649	4,750	0,3680
0,6155	1,693	0,6557	0,9749	5,432	0,3436
0,6662	1,812	0,6276	0,9803	5,976	0,3273
0,7238	1,979	0,5938	0,9861	6,837	0,3058
0,7911	2,248	0,5505	0,9923	8,609	0,2722

При длительной работе, когда критерием работоспособности является усталостное выкрашивание поверхностных слоев шарико-винтового механизма, несмотря на то, что в месте контакта шарика с поверхностью резьбы винта напряжение больше, чем в месте контакта с поверхностью резьбы гайки, долговечность гайки, как правило, меньше, чем долговечность винта. Это объясняется тем, что резьба гайки подвергается большему числу нагружений, чем резьба винта.

Долговечность резьбы можно определить по основному уравнению контактной выносливости:

$$F^3 N = F_\sigma^3 N_\sigma, \quad (2.27)$$

где  $N$  – число циклов нагружения поверхности резьбы силой  $F$ ;  $F_\sigma$  - нагрузка, вызывающая напряжения на площадке контакта шарика с резьбой, равные пределу выносливости при базовом числе  $N_\sigma$  циклов нагружения (обычно  $N_\sigma = 10^7$  циклов). Тогда

$$\frac{F_\sigma}{F} = \sqrt[3]{\frac{N^\Gamma}{N_\sigma}}, \quad (2.28)$$

Расчет усталой долговечности сводится к вычислению коэффициента долговечности  $K_d$  по формуле

$$K_d = K_F \frac{F_\sigma}{F} = K_i \sqrt[3]{\frac{N^\Gamma}{N_\sigma}}, \quad (2.29)$$



где  $K_F$  - коэффициент переменности нагрузки.

При отсутствии предварительного натяга и ступенчатом изменении текущей нагрузки

$$K_F = \sqrt[3]{\sum_i \left( \frac{F_i}{F_{\max}} \right)^3 \frac{N_i}{N^{\Gamma}}}, \quad (2.30)$$

где  $F_i$  -- текущая нагрузка;  $F_{\max}$  - максимальная нагрузка нормально протекающего технологического процесса;  $N_i$  - число циклов, отработанных при нагрузке  $F_i$ ;  $N^{\Gamma}$  - суммарное число циклов нагружения гайки в течение заданного срока службы передачи.

При наличии предварительного натяга принимают  $K_F = 0,9$ . Число циклов нагружения для гайки  $N^{\Gamma}$  находится по формуле

$$N^{\Gamma} = 60 t n_B N_1, \quad (2.31)$$

здесь  $t$  – расчетный срок службы передачи, ч (в станкостроении  $t=5000$  ч);  $n_B$  - частота вращения винта (или гайки), об/мин;  $N_1$  - число циклов нагружения за один оборот винта (или гайки):

$$N_1 = 0,5 z_{\text{раб}} \left( 1 + \frac{d_{\text{ш}}}{d_{\text{сп}}} \cos \alpha_K \right), \quad (2.32)$$

где  $z_{\text{раб}}$  - число рабочих шариков в одном витке гайки.

Если ответственным за долговечность передачи является винт, то число циклов нагружения винта

$$N^B \approx \frac{2L_1^{\Gamma}}{l^B} N^{\Gamma}, \quad (2.33)$$

где  $N^{\Gamma}$  - число циклов нагружения гайки, найденное по формуле (2.31) с учетом выражения (2.32).

Полученное значение  $N^B$  подставим в формулу (2.29) вместо  $N^{\Gamma}$  и определим коэффициент долговечности  $K_d$ . Если  $K_d \leq 1$ , то  $[F] = [F_{CT}]$ ; если  $K_d > 1$ , то  $[F] = [F_{CT}] / K_d$ . Здесь  $[F]$  - допускаемая осевая или радиальная (в зависимости от вида нагружения винта) нагрузка при расчетной усталостной долговечности передачи, собранной без предварительного натяга. Это значит, что если  $K_d \leq 1$ , то соответствующая нагрузка, вычисленная из условия статического нагружения, допустима из условия долговечности; если  $K_d > 1$ , то нагрузку нужно уменьшить в  $K_d$  раз.

Для винтов механизмов подач станков, винтовых механизмов промышленных роботов-сборщиков, измерительных винтовых механизмов, где осевое усилие на винт не велико, а требования к точности позиционирования очень высоки, необходима большая осевая жесткость передачи. В этих случаях проводится расчет на жесткость с учетом предварительного натяга, а размеры передачи, как правило, определяются допустимой податливостью  $\delta_{\Sigma}$ ,

слагающейся из податливости опор винта  $\delta_{on}$ , деформации растяжения (или сжатия) винта  $\delta_p$ , контактной деформации  $\delta$  в соединении винт – гайка:

$$\delta_{\Sigma} = \delta_{on} + \delta_p + \delta, \quad (2.34)$$

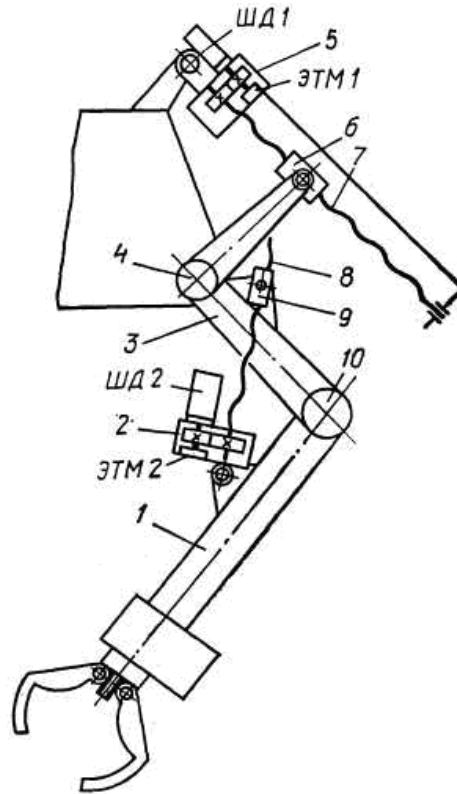


Рисунок 2.3. Кинематическая схема промышленного робота СМ40Ф2.80.01

Перечисленные достоинства винтовых механизмов обусловили их широкое применение в промышленных работах. Например, в промышленном роботе СМ40Ф2.80.01, предназначенном для группового обслуживания металлорежущих станков с горизонтальной осью шпинделя (рис. 2.3), шариковинтовые пары используются для перемещения руки робота. Двухзвенная шарнирная рука установлена на каретке, перемещающейся по монорельсу. Привод ведущего 3 и ведомого 1 звеньев руки обеспечивается от шаговых электродвигателей с гидроусилителями ШД1 и ШД2, передающих движение через одноступенчатые зубчатые редукторы 2 и 5 на шариковинтовые пары 7-6 и 8-9. Возвратно-поступательное движение шариковых гаек 6 и 9 вызывает поворот ведущего звена руки вокруг оси 4, закрепленной на каретке, и ведомого звена 1 – вокруг оси 10. В редукторах приводов качания звеньев руки применены электромагнитные муфты ЭТМ1 и ЭТМ2, обеспечивающие торможение при прекращении подачи электрического тока. Расчет основных параметров промышленного робота, изображенного на рис. 2.3 приведен в Приложении.

### 3. САПР ВИНТОВЫХ ПЕРЕДАЧ

При разработке современного оборудования широко используются системы автоматизированного проектирования (САПР). Многие ведущие предприятия имеют современные компьютерные комплексы, оснащенные высокопроизводительными автоматизированными системами, базами данных, имеется также высококвалифицированный персонал.

Поэтому при подготовке будущих специалистов в ВУЗах должно уделяться время для освоения специализированных САПР, умению работать с ними.

Одной из интересных разработок в этой области является отечественная система автоматизированного проектирования машин (АРМ) WinMachine [8].

Она представляет собой набор инструментов, программ, баз данных и баз знаний, графических и расчетных модулей, которые можно использовать для сквозного проектирования. В состав этого комплекса входит модуль для расчета винтовых механизмов АРМ WinScrew.

АРМ WinScrew позволяет рассчитывать винтовые передачи скольжения, шарико-винтовые и планетарно-винтовые передачи. АРМ WinScrew позволяет выполнить проектировочный и проверочный расчеты передачи. Под проектировочным расчетом понимается комплекс вычислений по определению основных геометрических размеров передачи при известных нагрузках и выбранных материалах, а при проверочном расчете определяются выходные параметры передачи при известных ее геометрических размерах.

В зависимости от назначения, шарико-винтовые передачи устанавливаются с осевым предварительным натягом и без него. В первом случае винтовая передача конструктивно собирается из двух полугаек. Преднатяг повышает жесткость передачи и позволяет управлять величиной этой жесткости.

В планетарно - винтовой передаче в качестве промежуточных элементов используют ролики, которые по аналогии с планетарными передачами называются сателлитами. В этих передачах отсутствуют каналы возврата, и конструкция такой передачи считается более надежной по отношению к шарико-винтовой. К тому же она при одних габаритах с шарико-винтовой способна воспринимать большую нагрузку. Ее недостатком является сложность изготовления и, как следствие этого, высокая стоимость. Планетарно-винтовая передача в случае необходимости может быть выполнена с осевым предварительным натягом

Расчет этих передач существенно отличается от общепринятых методик. В его основе лежит представление передачи имеющей погрешности изготовления. Такую передачу в дальнейшем будем называть неидеальной. Неидеальное представление позволяет существенно уточнить методы инженерного расчета и приблизить их модели к реальным. Следует отметить, что использованное в системе решение оригинально и не имеет мировых аналогов.

В основе расчета параметров неидеальной винтовой передачи лежит расчет ее контактной жесткости. Другие характеристики винтовой передачи в большей или меньшей степени зависят от параметра жесткости и перечислены ниже

моменты трения  
 потери мощности  
 осевые радиальные и угловые биения  
 тепловыделения  
 долговечность  
 наибольшие контактные напряжения  
 и т.д.

Неидеальное представление винтовой пары позволяет определить, кроме средних значений параметров, величины их рассеяния, а потому большинство расчетных характеристик представляется в статистически обработанном виде.

Долговечность шариковой и планетарно - винтовой передач определяется по методике принятой при расчете подшипников качения с той лишь разницей что приведенная нагрузка рассчитывается исходя из фактического (с учетом погрешностей) распределения сил, действующих на тела качения.

Определение контактных напряжений составляет расчет статической прочности передачи. При этом следует помнить, что эти напряжения не должны превышать 3500 МПа так как, в противном случае, велика опасность появления пластических деформаций.

Система APM WinScrew позволяет рассчитать следующие параметры:

- момент холостого хода, Н·м
- Мощность холостого хода, Вт
- Мощность при рабочей нагрузке, Квт
- Долговечность, час
- Максимальное контактное напряжение, Н/м<sup>2</sup>
- Тепловыделение, Дж/час
- Потеря мощности, Квт
- Момент трения, Н·м
- КПД
- Осевое смещение, мкм
- Радиальное смещение, мкм
- Угловое смещение, °

Для сравнения приводятся долговечность и нагрузочная способность, рассчитанные классическим методом. Кроме того, для шарико-винтовых передач рассчитываются и показываются радиальные силы, действующие на тела качения.

Для запуска APM WinScrew щелкните дважды мышкой на пиктограмме APM WinScrew в группе WinMachine программы *Program Manger*.

После запуска APM WinScrew появляется ее окно, поля которого показаны на рис.3.1

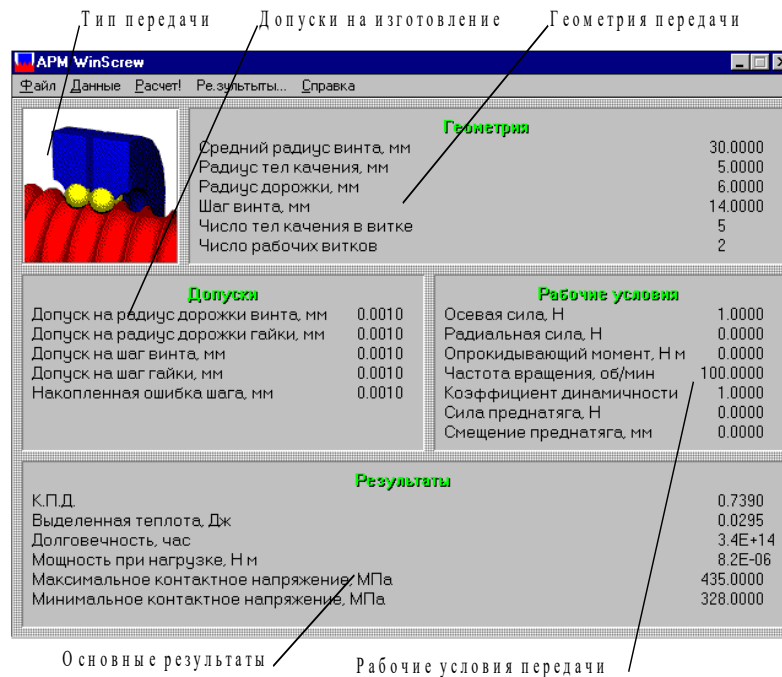


Рисунок 3.1. Главное окно APM WinScrew

Для выбора типа передачи используйте команду **Данные | Тип Передачи**. В результате на экране появится диалоговое окно изображенное на рис.3.2. Выберите тип передачи, которую Вы хотите рассчитать.

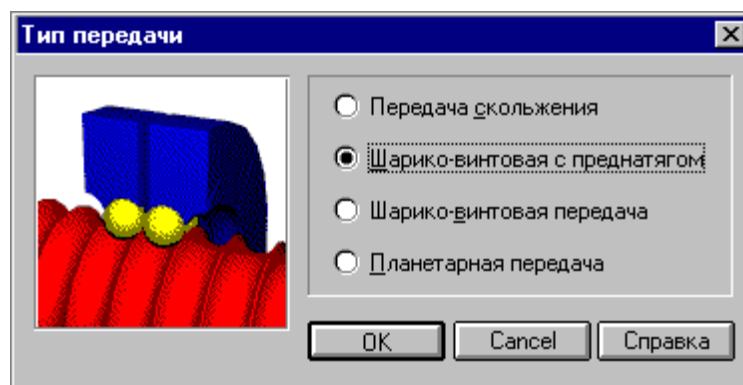


Рисунок 3.2. Окно выбора типа передачи

Для расчета необходимо ввести три группы исходных данных: геометрические параметры, допуски на изготовление и рабочие условия передачи. Каждая группа параметров отображается в своей области главного окна (см. рис.3.1).

Для ввода данных используйте команды Данные | Геометрия..., Данные | Допуски... и Данные | Рабочие условия. для соответствующей группы параметров. В результате будут появляться диалоговые окна для ввода параметров. Одно из таких окон представлено на рис.3.3.

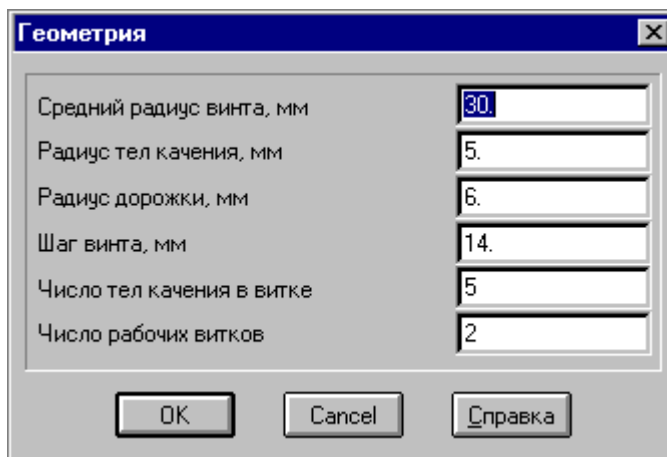


Рисунок 3.3.Окно ввода геометрических параметров

Система проверяет правильность введенных параметров и выдает сообщения об обнаруженных ошибках (рис.3.4) В этом случае Вам необходимо ввести корректное значение.

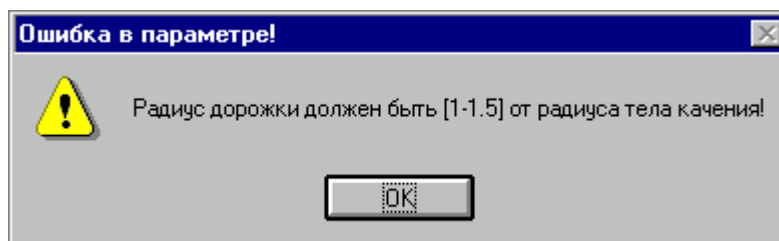


Рисунок 3.4.Сообщение об ошибке при проверке вводимых параметров

Если Вы хотите провести расчет передачи. параметры которой были ранее записаны с помощью команды Файл | Сохранить..., воспользуйтесь командой Файл | Загрузить.... После выполнения этой команды Вы попадаете в ту же обстановку которая была в момент создания архивного файла.

После того как правильно введены все исходные данные (о чем свидетельствуют более яркие заголовки окон с параметрами) Вы можете провести вычисления, выбрав команду Расчет! главного меню.

Некоторые расчеты могут занимать достаточно продолжительное время, особенно при отсутствии математического сопроцессора. О текущем состоянии расчета и о предполагаемом времени его завершения можно судить по прогресс-индикатору, появляющемуся во время расчета (рис.3.5).

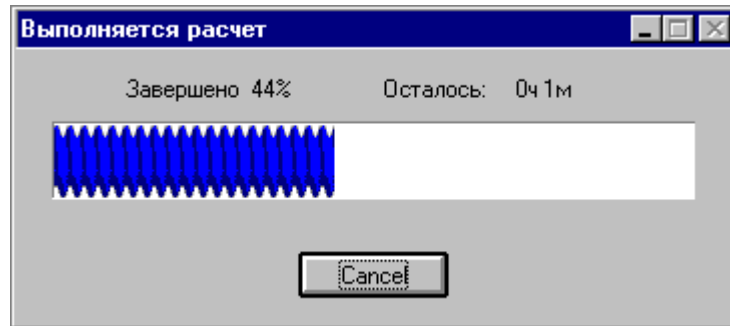


Рисунок 3.5. Прогресс-индикатор

После того как расчет закончится, основные результаты появятся в соответствующем окне программы. Для просмотра всех результатов, используйте команду Результаты. главного меню. По этой команде появляется диалоговое окно, изображенное на рис.3.6, содержащее кнопки, каждая из которых отвечает за демонстрацию отдельной группы результатов.

Для сохранения начальных параметров передачи и результатов расчетов служит команда Файл | Сохранить. Существует ограничение на использование этой команды - Вы можете сохранять информацию только после определения начальных параметров передачи. В противном случае система показывает, что данная команда недоступна, выделяя её серым цветом.

Для шариковинтовых и планетарных передач можно задать режим нагружения. Для этого нужно отметить чек-бокс *Динамическое нагружение* и нажать кнопку *Задать режим нагружения*. В результате появится окно, изображенное на рис.3.7, в котором с помощью "мышки" или кнопки *Добавить ХУ* задается несколько точек, определяющих режим нагружения, которые могут быть соединены линейно или сплайном с помощью соответствующих элементов управления. Необходимо задать не менее четырех точек в убывающем порядке.

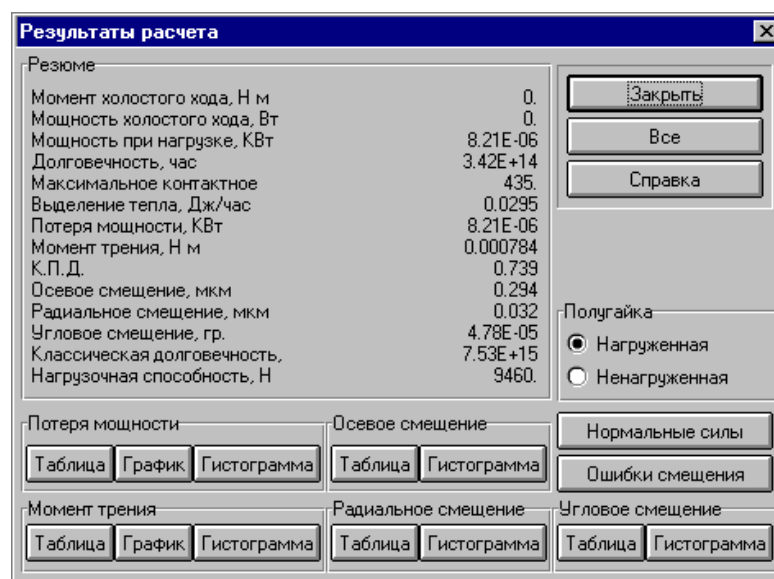


Рисунок 3.6. Окно просмотра результатов

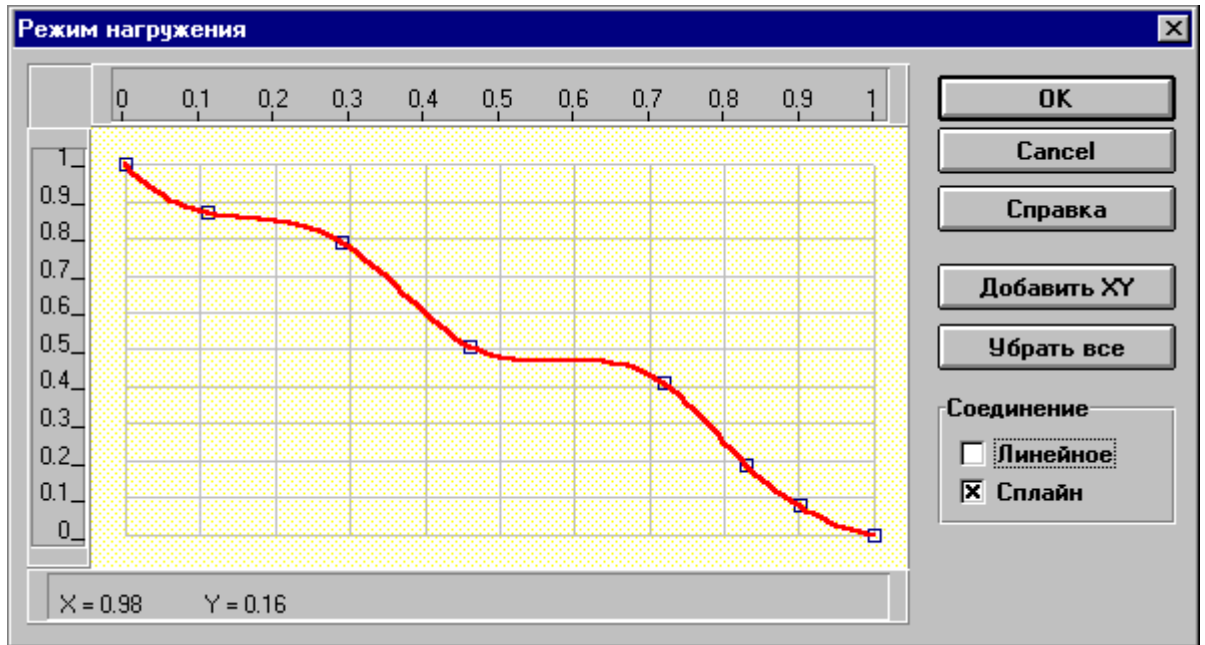


Рисунок 3.7. Окно задания режимов динамического нагружения шарико-винтовых и планетарных передач

Для того чтобы получить результаты расчетов на бумаге, используйте команду **Файл | Печать**. По этой команде система выдаст диалоговое окно (рис.3.8) для выбора результатов для печати. Пометьте данные, которые вы хотите распечатать и нажмите кнопку **Печать**.

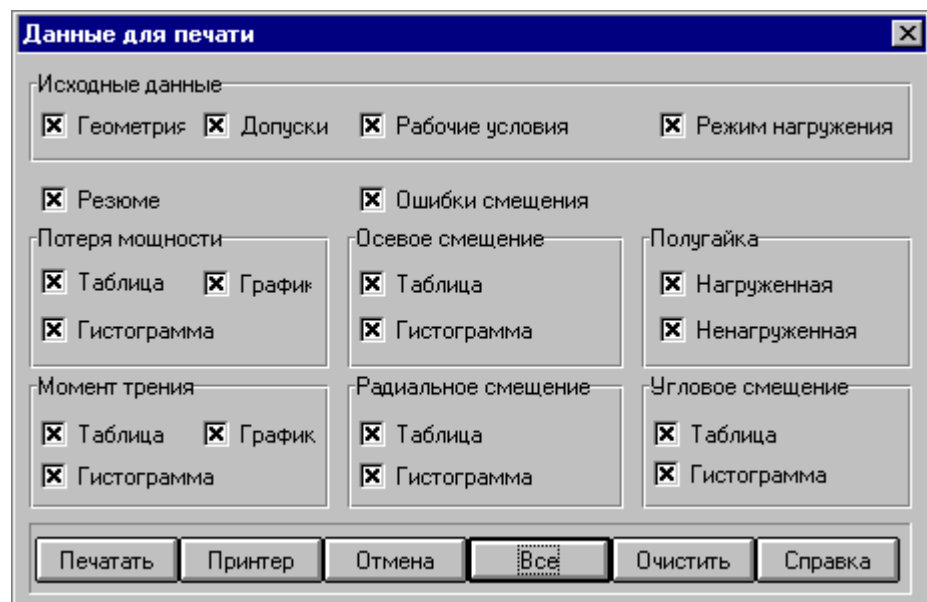


Рисунок 3.8. Выбор данных для печати



## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Детали и механизмы роботов: Основы расчета, конструирование и технологии производства: учебное пособие/ Под ред. Б.Б.Самотокина. – К.: Выщ. шк. , 1990. – 343 с.
2. Егоров, О.Д. Конструирование мехатронных модулей: учебное пособие/ О.Д.Егоров, Ю.В.Подураев – М.: ИЦ МГТУ «СТАНКИН», 2004. – 360 с.
3. Козырев, В.В. Прецизионные роликовинтовые механизмы как исполнительные механизмы электромеханических приводов с микропроцессорной системой управления/ В.В.Козырев // Мехатроника, автоматизация, управление – 2003 - №10, - С. 21 – 25.
4. Крайнев, А.Ф. Механика машин: фундаментальный словарь/ А.Ф.Крайнев. – М.: Машиностроение, 2001. – 904 с.
5. Леликов, О.П. Основы расчета и проектирование шарико-винтовых передач./ О.П.Леликов // Справочник. Инженерный журнал - 2000 - №6, -С. 23 – 31.
6. Подураев, Ю.В. Основы мехатроники: учебное пособие/ Ю.В.Подураев – М.: Изд-во МГТУ «СТАНКИН», 2000. – 80 с.
7. Решетов, Д.Н. Детали машин: учебник/ Д.Н.Решетов – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
8. Шелофаст, В.В. Основы проектирования машин/ В.В.Шелофаст – М.: Изд-во АПМ, 2000. – 472 с.
9. Яцун, С.Ф. Кинематика, динамика и прочность машин, приборов и аппаратуры: учебное пособие/ С.Ф.Яцун, В.Я.Мищенко, Е.Н.Политов. – М: Альфа-М: ИНФРА-М, 2012.-208 с.
10. Яцун, С.Ф. Механика: учебное пособие в 2 ч./ С.Ф.Яцун, В.Я.Мищенко. Курск. гос. техн. ун-т. Курск, 2004. – 140 с.

Пример . Рассчитать винтовую пару механизма подъема руки промышленного робота грузоподъемностью 100 кг, кинематическая схема которого с размерами рабочей зоны приведена на рис. П.1.

Исходные данные:

Длина ведомого звена руки робота  $AO_3 = 1,25$  м, длины стержней  $O_3O_2$  и  $O_2B$  ведущего звена соответственно 0,7 и 0,5 м. При крайних положениях гайки на винте угол  $\alpha$  между осью винта и вертикалью равен  $45^\circ$ . Концы винта закреплены в однорядных радиально-упорных подшипниках. Собственный вес руки робота  $G_2 = 500$  Н.

Выполнить два варианта расчетов: винтовой пары с трением скольжения и винтовой пары с трением качения. При расчетах силами инерции пренебречь.

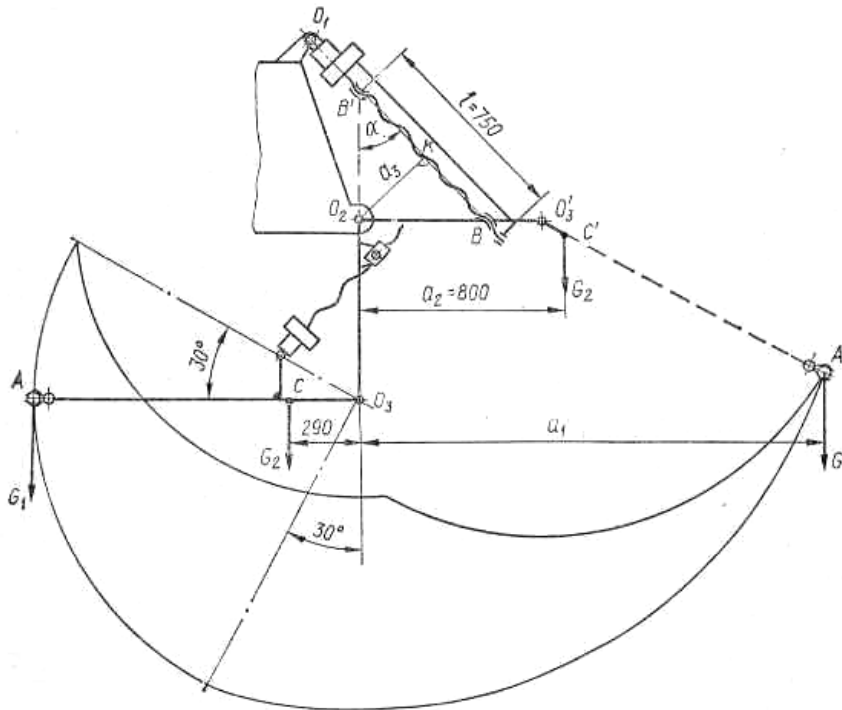


Рисунок П.1. Кинематическая схема и размеры рабочей зоны ПР

1. Как видно из геометрии рабочей зоны (см. рис. П.1), винт механизма подъема руки ПР наиболее нагружен в двух случаях:

1) когда рука занимает положение  $AO_3O_2B$  и гайка находится на винте в крайнем нижнем положении (точка В). Собственный вес руки ПР приложен в точке С;

2) когда рука занимает положение  $A'O'_3O_2B'$  и гайка находится в крайнем верхнем положении на винте (точка В'). Собственный вес руки в этом случае приложен к точке С.

Поскольку в первом случае плечи сил  $G_1$  и  $G_2$  относительно оси  $O_2$  меньше, чем во втором, а плечо  $O_2K = a_3$  осевой силы  $F_a$ , действующей на винт, одинаково

в крайних верхнем и нижнем положениях гайки на винте, то более опасным будет случай, когда рука занимает положение  $A'O_3O_2B'$ . В этом случае плечо  $a_1$  рассчитывается так:

$$a_1 = O_2O'_3 + O'_3A' \cos 30^\circ = 0,7 + 1,25 \cdot 0,866 = 1,78 \text{ м},$$

а плечо  $a_3$  – так:

$$a_3 = O_2B \cos 45^\circ = 0,5 \cdot 0,7071 \approx 0,35 \text{ м}.$$

2. Из уравнения равновесия (суммы моментов всех сил относительно оси  $O_2$  равны нулю) определим осевую силу  $F_a$ :

$$\sum M_{O_2} = G_1 a_1 + G_2 a_2 - F_a a_3 = 0$$

$$F_3 = \frac{1}{a_3} (G_1 a_1 + G_2 a_2) = \frac{1}{0,35} (1000 \cdot 1,78 + 500 \cdot 0,8) \approx 6229 \text{ Н}.$$

I вариант. Расчет винтовой пары с трением скольжения

1. Выбираем материал винта и гайки. Для винта принимаем нормализованную сталь 45 ( $\sigma_T = 390$  МПа), для гайки — бронзу БрО10Ф1.

2. Допускаемое напряжение для материала винта при  $[n_T] = 3$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[n_T]} = \frac{390}{3} = 130 \text{ МПа}$$

3. Поскольку механизм подъема должен обеспечить точное позиционирование руки ПР, то среднее допускаемое давление между рабочими поверхностями винта и гайки для пары сталь — бронза принимаем заниженным:  $[p] = 6$  МПа.

4. Учитывая, что винт механизма подъема руки ПР воспринимает значительные осевые силы  $F_a$  в одном и другом направлениях, выбираем для него трапецидальную однозаходную резьбу.

5. Для устранения осевого зазора гайка должна быть сдвоенной. Зазор выбирается осевым перемещением одной полугайки относительно другой. При этом нагрузка всегда передается через одну полугайку, для которой принимаем  $K = 1,25$ .

6. Средний диаметр резьбы трапецидального профиля определим по формуле (2.2):

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{2F_a}{\pi K [p]}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 6229}{3,14 \cdot 1,25 \cdot 6}} = 23 \text{ мм},$$

7. В соответствии с ГОСТ 9484—81 ближайшее к полученному — большее значение  $d_2 = 23,5$  мм. При этом наружный диаметр винта  $d = 26$  мм.

8. Для технологии изготовления ходовых винтов существенное значение имеет отношение их длины / (расстояние между опорами) к наружному диаметру

$d$ , которое в общем машиностроении должно составлять  $l/d < 25$ . Проверим это соотношение для нашего случая:

$$l/d = 750/26 = 28,8.$$

Соотношение не выдерживается, т.е. винт имеет малую изгибную жесткость. Поэтому наружный диаметр резьбы винта определим из соотношения  $l/d = 25$ :

$$d \geq l/25 = 750/25 = 30 \text{ мм.}$$

9. По ГОСТ 9484—81 подбираем ближайшие большие параметры резьбы винта: наружный диаметр резьбы  $d = 32$  мм; средний диаметр  $d_2 = 29$  мм; внутренний диаметр  $d_3 = 25$  мм; шаг резьбы  $s = 6$  мм.

Средний диаметр винта  $d_2 = 29$  мм в этом случае больше, чем полученный из расчета на невыдавливание смазки между рабочими поверхностями резьбы винта и гайки, поэтому условие (2.1) выполняется, т.е.  $p < [p]$ .

10. Угол подъема резьбы определим по формуле (2.18):

$$\psi = \arctg \frac{s}{\pi d_2} = \arctg \frac{6}{3,14 \cdot 29} = 3^\circ 46'.$$

Приведенный угол трения для стали по оловянно-фосфорной бронзе  $\rho = 5^\circ 43'$  (см.[2]). Поскольку  $\psi < \rho$ , передача винт — гайка с трением скольжения самотормозящая и имеет достаточный запас по самоторможению (разность между  $\rho$  и  $\psi \approx 2^\circ$ ).

11. Поскольку винт испытывает сжатие, проверим выполнение объединенного условия прочности и устойчивости (2.3). Для этого по найденному значению  $d_3 = 25$  мм определим гибкость винта:

$$\lambda = \frac{\nu l}{i} = \frac{\nu l \cdot 4}{d_3} = \frac{1 \cdot 750 \cdot 4}{25} = 120.$$

Концы винта закреплены в однорядных радиально-упорных подшипниках, поэтому принимаем  $\nu = 1$ .

Для данной гибкости по табл. 2.1 (значения из правой графы) методом линейной интерполяции находим значение коэффициента уменьшения основного допускаемого напряжения:  $\varphi = 0,3$ . Тогда

$$\sigma = \frac{4F_a}{\pi d_3^2} \leq \varphi [\sigma_{cm}] = \frac{4 \times 6229}{3,14 \times 25^2} \leq 0,3 \times 130$$

$$12,7 \leq 39$$

Следовательно, условие прочности и устойчивости (2.3) выполняется.

12. Определим параметры гайки. Высота гайки

$$H_\Gamma = K d_2 = 1,25 \cdot 29 = 36,25 \text{ мм.}$$

число витков резьбы в гайке

$$z = \frac{H_\Gamma}{s} = \frac{36,25}{6} = 6$$

13. Вычислим КПД винтовой передачи с трением скольжения [2]:

$$\eta_{B \rightarrow \Pi} = 0,95 \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho_K)} = 0,95 \frac{\operatorname{tg} 3^{\circ} 46'}{\operatorname{tg}(3^{\circ} 46' + 5^{\circ} 43')} = 0,37.$$

Таким образом, в данном случае КПД винтовой пары с трением скольжения составляет 37%.

II вариант. *Расчет винтовой пары с трением качения*

1. Для винта и гайки шариковинтовой пары выбираем сталь 12ХН3А, которая для повышения твердости поверхности была подвергнута следующей термообработке: улучшение + цементация + закалка. Механические характеристики этой стали:  $\sigma_B = 1000$  МПа;  $\sigma_T = 800$  МПа; 57...64 HRC<sub>3</sub> [2].

2. Определяем допускаемое напряжение для материалов винта и гайки. Поскольку рассматриваемая конструкция — повышенной ответственности, принимаем большее значение коэффициента запаса прочности  $[n_T] = 3$ :

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[n_T]} = \frac{800}{3} = 267 \text{ МПа}$$

3. Определяем внутренний диаметр резьбы винта  $d_{BH}$  по формуле (2.11):

$$d_{BH} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,25 F_a}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,25 \cdot 6229}{3,14 \cdot 267}} = 6,1 \text{ мм.}$$

4. Поскольку диаметр винта получился небольшим, а его длина  $l = 750$  мм, то требуемое технологией изготовления винтов отношение  $l/d \leq 25$  не выполняется. Поэтому ориентировочно определим наружный диаметр винта из условия

$$d \geq l/25 = 750/25 = 30 \text{ мм.}$$

5. Примем  $d_{BH} = 30$  мм и проверим винт по совместному условию прочности и устойчивости (2.3).

Гибкость винта

$$\lambda = \frac{l \cdot 4}{d_{BH}} = \frac{1 \cdot 750 \cdot 4}{30} = 100.$$

По табл. 2.1 для сталей повышенного качества методом линейной интерполяции найдем  $\varphi = 0,43$ . Тогда

$$\sigma = \frac{4 F_a}{\pi d_{BH}^2} \leq \varphi [\sigma]; \frac{4 \cdot 6229}{3,14 \cdot 30^2} \leq 0,43 \cdot 267; 8,8 \ll 114,8.$$

Таким образом, условие прочности и устойчивости для винта обеспечено.

6. Выбираем диаметр шариков шариковинтовой передачи из соотношения (2.8):

$$d_{ш} = (0,08 \dots 0,15) d_{BH} = (0,08 \dots 0,15) 30 = 2,4 \dots 4,5 \text{ мм,}$$

В соответствии с ГОСТ 3722—81 принимаем  $d_{ш} = 5$  мм.

7. Определяем шаг резьбы винта:

$$s = d_{ш} + (1 \dots 5) = 6 \dots 10 \text{ мм.}$$

Принимаем  $s = 10$  мм.

8. Находим радиус профиля желоба резьбы:

$$r_{ж} = 0,53d_{ш} = 0,53 \cdot 5 = 2,65 \text{ мм.}$$

9. Задаем радиальный зазор  $\Delta = 0,1$  мм

10. Определяем средний диаметр резьбы винта  $d_{ср}$  по формуле (2.10):

$$d_{СР} = d_{ВН} + d_{Ш} = 30 + 5 = 35 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_{ср} = 35$  мм.

11. Уточняем внутренний диаметр **резьбы** винта по формуле (2.11):

$$d_{ВН} = d_{СР} - (d_{Ш} + \frac{\Delta}{2}) = 35 - (5 + \frac{0,1}{2}) = 29,95 \text{ мм.}$$

12. Находим наружный диаметр резьбы гайки по формуле (2.12):

$$D_{Н} = d_{СР} + (d_{Ш} + \frac{\Delta}{2}) = 35 + (5 + \frac{0,1}{2}) = 40,05 \text{ мм.}$$

13. Определяем число шариков в одной замкнутой цепочке рабочей части резьбы из выражения (2.13):

$$z_{Ш} = \frac{\pi d_{СР} m}{d_{Ш}} - 1 = \frac{3,14 \cdot 35 \cdot 1}{5} - 1 = 20,98.$$

Принимаем  $z_{ш} = 21$ . Здесь число витков в одной замкнутой рабочей цепочке  $m = 1$ .

14. Определяем глубину профиля резьбы  $h$  из соотношения

$$h = (0,3 \dots 0,35) d_{Ш} = (0,3 \dots 0,35) 5 = 1,5 \dots 1,75 \text{ мм.}$$

Принимаем  $h = 1,6$  мм.

15. Наружный диаметр винта определится по выражению (2.15):

$$d = d_{ВН} + 2h = 29,95 + 2 \cdot 1,6 = 33,15 \text{ мм}$$

16. Внутренний диаметр резьбы гайки находим из (2.16):

$$D_{ВН} = D_{Н} - 2h = 40,05 - 2 \cdot 1,6 = 36,85 \text{ мм.}$$

17. Определяем угол подъема резьбы на среднем диаметре по формуле (2.18):

$$\psi = \arctg \frac{s}{\pi d_{СР}} = \arctg \frac{10}{3,14 \cdot 35} \approx 5^{\circ} 12'$$

Приведенный угол трения качения для данного материала  $\rho_{к} = 0^{\circ} 17'$ , что значительно меньше угла подъема резьбы  $\psi = 5^{\circ} 12'$ . Таким образом, шариковинтовая передача несамотормозящая и для обеспечения торможения механизма при выключенном электродвигателе необходимо применить электромагнитную муфту.

18. Находим осевой зазор  $e$  по (2.17):

$$e = \sqrt{(2r_{ж} - d_{Ш})\Delta} = \sqrt{(2 \cdot 2,65 - 5)0,1} = 0,173 \text{ мм.}$$

19. Поскольку рука ПР должна обладать высокой точностью позиционирования, то для выборки осевого зазора применяем двухсекционную гайку. При этом нагрузка будет всегда передаваться через одну секцию гайки, т. е. в любой момент времени работает только одна секция гайки. В каждой секции гайки число замкнутых рабочих цепочек  $u = 2$ .

20. Выполним проверку шариковинтовой пары на контактную прочность. По формуле (2.21) определим нагрузку  $F_{ш}$ , действующую на один шарик по нормали к поверхности контакта:

$$F_{ш} = \frac{F_a}{z_{ш} K_1 u \cos \psi \sin \alpha_K} = \frac{6229}{21 \cdot 0,7 \cdot 2 \cdot 0,9959 \cdot 0,5529} = 385 \text{ Н.}$$

Здесь коэффициент неравномерности нагрузки шариков  $K_1 = 0,7$ ; угол контакта  $\alpha_K$  определяется по формуле (2.22):

$$\alpha_K = \arccos \left[ 1 - \frac{\Delta}{2[2r_{ж} - d_{ш}]} \right] = \arccos \left[ 1 - \frac{0,1}{2(2 \cdot 0,65 - 5)} \right] = 33^\circ 34'$$

Вычисляем наибольшие контактные напряжения на поверхности резьбы ходового винта и на поверхности гайки соответственно по формулам (2.23) и (2.24):

$$\begin{aligned} \sigma_{B \max} &= \frac{870}{K_a K_b} \times \sqrt[3]{F_{ш} \left( \frac{4}{d_{ш}} - \frac{1}{r_{ж}} + \frac{2 \cos \alpha_K}{d_{BH}} \right)^2} = \\ &= \frac{870}{3,171 \cdot 0,4547} \times \sqrt[3]{385 \left( \frac{4}{5} - \frac{1}{2,65} + \frac{2 \cdot 0,8332}{29,95} \right)^2} \approx 2684 \text{ МПа;} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{\Gamma \max} &= \frac{870}{K'_a K'_b} \times \sqrt[3]{F_{ш} \left( \frac{4}{d_{ш}} - \frac{1}{r_{ж}} - \frac{2 \cos \alpha_K}{D_{BH}} \right)^2} = \\ &= \frac{870}{2,881 \cdot 0,4789} \times \sqrt[3]{385 \left( \frac{4}{5} - \frac{1}{2,65} - \frac{2 \cdot 0,8332}{40,05} \right)^2} \approx 2411 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Для определения коэффициентов  $K_a$ ,  $K_b$  и  $K'_a$ ,  $K'_b$ , входящих в выражения (2.23), (2.24), по формулам (2.25) и (2.26) находим соответственно значения  $\Omega_B$  и  $\Omega_\Gamma$

$$\Omega_B = \frac{\frac{1}{r_{ж}} + \frac{2 \cos \alpha_K}{d_{BH}}}{\frac{4}{d_{ш}} + \frac{1}{r_{ж}} + \frac{2 \cos \alpha_K}{d_{BH}}} = \frac{\frac{1}{2,65} + \frac{2 \cdot 0,8332}{29,95}}{\frac{4}{5} - \frac{1}{2,65} + \frac{2 \cdot 0,8332}{29,95}} = 0,9055$$

$$\Omega_{\Gamma} = \frac{\frac{1}{r_{\text{Ж}}} + \frac{2\cos\alpha_K}{D_{\text{ВН}}}}{\frac{4}{d_{\text{Ш}}} + \frac{1}{r_{\text{Ж}}} + \frac{2\cos\alpha_K}{D_{\text{ВН}}}} = \frac{\frac{1}{2,65} + \frac{2 \cdot 0,8332}{40,05}}{\frac{4}{5} + \frac{1}{2,65} + \frac{2 \cdot 0,8332}{40,05}} = 0,8814$$

и из табл. 2.2 методом линейной интерполяции по  $\Omega_{\text{В}} = 0,9055$  определяем  $K_a = 3,171$ ,  $K_b = 0,4547$ ; по  $\Omega_{\Gamma} = 0,8814$  —  $K'_a = 2,881$ ,  $K'_b = 0,4789$ .

Допускаемое контактное напряжение для стали 12ХНЗА с твердостью контактируемых поверхностей  $\text{HRC}_3 > 61$  при длительной работе механизма  $[\sigma_{\text{к}}] = 3000$  МПа. Таким образом,  $\sigma_{\text{max}}^{\text{В}} = 2684$  МПа  $< [\sigma_{\text{к}}] = 3000$  МПа,  $\sigma_{\text{max}}^{\Gamma} = 2411$  МПа  $< [\sigma_{\text{к}}] = 3000$  МПа, т. е. контактная прочность шариковинтовой пары обеспечена.

21. Проверим шариковинтовую пару на долговечность.

Пусть заданный срок службы винтовой передачи  $t = 3000$  ч, причем ПР перемещает детали, соответствующие его максимальной грузоподъемности, на протяжении 1/4 срока службы, а остальное время — детали, которые в четыре раза легче. Для этого случая упорядоченный график нагрузки близок к типовому графику, для которого коэффициент переменности нагрузки  $K_{\text{F}} = 0,4$  [1].

Рассмотрим случай, когда схват ПР перемещается по крайней нижней траектории рабочей зоны (см. рис. П.1). В этом случае шариковинтовая пара будет наиболее нагруженной, причем одна секция шариковой гайки работает при изменении нагрузки от  $F_{\text{max}}^a = 6229$  Н до нуля и за это время гайка перемещается по винту из точки  $\text{В}_1$  на длину  $0,7l$ , т. е. срок службы этой секции гайки  $t_{\Gamma} = 0,7t = 0,7 \cdot 3000 = 2100$  ч. Пусть частота вращения винта  $n_{\text{В}} = 600$  об/мин.

Расчет шариковинтовой передачи на долговечность будем проводить по гайке, так как она испытывает значительно большее число циклов нагружения, чем винт.

По формуле (2.31) определим число циклов нагружения для гайки:

$$N^{\Gamma} = 60t_{\Gamma}n_{\text{В}}N_1 = 60 \cdot 2100 \cdot 600 \cdot 11,75 = 88,8 \cdot 10^7$$

Здесь число циклов нагружения гайки за один оборот  $N_1$  найдено по формуле (2.232):

$$N_1 \approx 0,5z_{\text{раб}} \left( 1 + \frac{d_{\text{Ш}}}{d_{\text{СР}}} \cos\alpha_K \right) = 0,5 \cdot 21 \left( 1 + \frac{5}{35} \cdot 0,8332 \right) = 11,75$$

Вычислим коэффициент долговечности  $K_{\text{Д}}$  для рассматриваемой передачи по формуле (2.29):

$$K_{\text{Д}} = K_{\text{F}} \sqrt[3]{\frac{N^{\Gamma}}{N_{\sigma}}} = 0,43 \sqrt[3]{\frac{88,8 \cdot 10^7}{10^7}} = 1,8.$$

Коэффициент долговечности  $K_{\text{Д}} = 1,8 > 1$ , поэтому допускаемая осевая нагрузка  $[F_a]$ , полученная из расчета на долговечность, должна быть ниже допускаемой осевой статической нагрузки  $[F_{\text{act}}^{\Gamma}]$ , полученной из расчета на



контактную прочность, в  $K_d$  раз:

$$[F_a] = \frac{[F_a^{Гасм}]}{K_D} = \frac{12019}{1,8} = 6677 \text{ Н.}$$

$$[F_a^{Гасм}] = \frac{|\sigma_K|^3 \left(K'_a\right)^3 \left(K'_b\right)^3 z_{III} K_1 u \cos \psi \sin \alpha_K}{870^3 \left( \frac{4}{d_{III}} - \frac{1}{r_{Ж}} - \frac{2 \cos \alpha_K}{D_H} \right)^2}$$

$$= \frac{3000^3 \cdot 2,881^3 \cdot 0,4789^3 \cdot 21 \cdot 0,7 \cdot 2 \cdot 0,9959 \cdot 0,5529}{870^3 \left( \frac{4}{5} - \frac{1}{2,65} - \frac{2 \cdot 0,8332}{40,05} \right)^2} = 12019 \text{ Н.}$$

Максимальная осевая нагрузка, возникающая в шариковинтовой передаче,  $F_a^{\max} = 6229 \text{ Н} < [F_a] = 6677 \text{ Н}$ , значит, долговечность передачи обеспечена, т. е. на протяжении заданного срока службы не произойдет усталостное выкрашивание в элементах шариковинтовой передачи.

22. Определим КПД шариковинтовой передачи :

$$\eta_{B \rightarrow \Pi} = 0,95 \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho_K)} = 0,95 \frac{\operatorname{tg} 5^\circ 12'}{\operatorname{tg}(5^\circ 12' + 0^\circ 17')} = 0,9.$$

Таким образом, в данном случае КПД шариковинтовой передачи составляет 90%, что в 2,4 раза больше, чем КПД винтовой пары с трением скольжения.