

## **Лекция № 11**

# **Металлообрабатывающие станки**

Конструкция приводов подач, механические передаточные элементы, системы позиционирования и управление

## Содержание

- 1 Конструкция приводов подач
- 2 Системы позиционирования
- 3 Управление приводами подач
- 4 Заключение

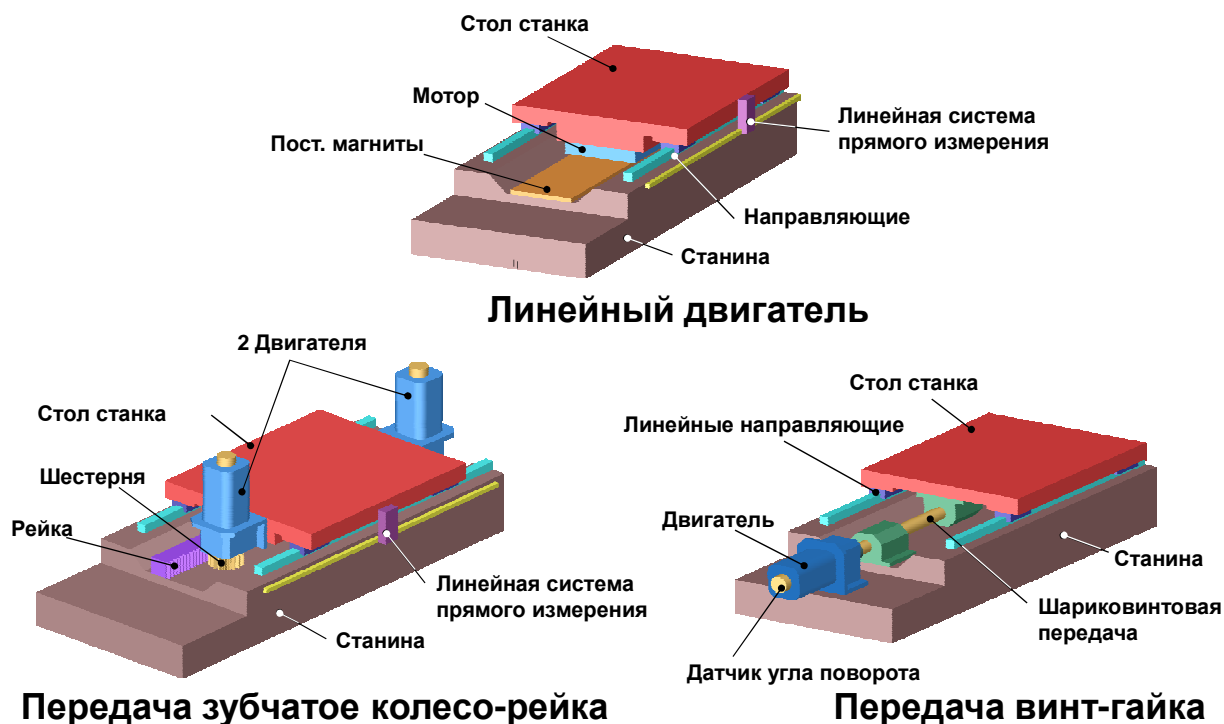


Рис. 11-1: Принципиальная конструкция различных систем приводов

Приводы подачи - важнейшие элементы автоматизированного производственного оборудования. Они исполняют образующие контур детали заданные движения инструмента или заготовки. Механические, электро- или гидромеханические станки-автоматы получают информацию о перемещении и скорости обработки детали от специальных командных устройств, таких как управляющие криволинейные кулачки и шаблоны. Станки с числовым программным управлением (ЧПУ) обеспечиваются такими командами в форме управляющих программ. Управляющий блок станка производит оценку информационных сигналов и осуществляет их передачу через интерполятор в модуль подачи (устройство относительного перемещения инструмента и заготовки) как основные величины. Затем электродвигатель отрабатывает изменение угла поворота с заданной частотой вращения, которая, посредством механических передающих элементов, преобразуется в соответствующее перемещение станочного узла.

Появление новых режущих материалов позволяет значительно увеличить скорости резания и величины подач. Для реализации высокоскоростного резания часто оказывается недостаточно технических возможностей традиционных механических схем приводов. В последнее время широкое применение находят непосредственные приводы, характеризующиеся высокой динамикой и широкими возможностями регулирования. Непосредственные ротационные приводы в форме шпиндель-моторов и поворотных столов являются сегодня стандартными конструктивными решениями в станкостроении. Непосредственные приводы поступательного движения применяются реже, но анализ современных тенденций позволяет предположить более широкое применение таких узлов в ближайшем будущем.

Для выполнения движений подачи, известные типы приводов вращения комбинируют с механическими передаточными устройствами, такими как передачи винт-гайка качения, зубчатое колесо-рейка или шнек-рейка. Недостатки, которые здесь можно отметить – это такие негативные эффекты механических передач, как люфт, эластичность, трение и инертность. Они снижают скоростные и мощностные характеристики привода, а также динамику и допустимую длину перемещения. Конструктивным решением, позволяющим преодолеть недостатки систем с механическими передаточными элементами, являются линейные двигатели. Последние характеризуются непосредственной передачей энергии двигателя к механическим связям привода, что позволяет исключить люфты и снизить эластичность трансмиссии привода (Рис. 11-1). Для приводов вращения были реализованы конструкции с высокомоментным электродвигателем. В общем блоке с

цифровым управлением линейный двигатель обеспечивает широкий диапазон регулирования со значительным коэффициентом  $K_v$ , а также высокую скорость перемещения, минимальные отклонения от траектории и высокую точность позиционирования. Данные характеристики отвечают высоким требованиям к современным приводам подачи - высокой скорости обработки при сохраняемой или возрастающей точности перемещения, высокой статической и динамической жесткости, неограниченной величиной перемещения. Трансмиссия линейного привода может быть выполнена, как в этом случае, свободной от износа, люфта и трения.

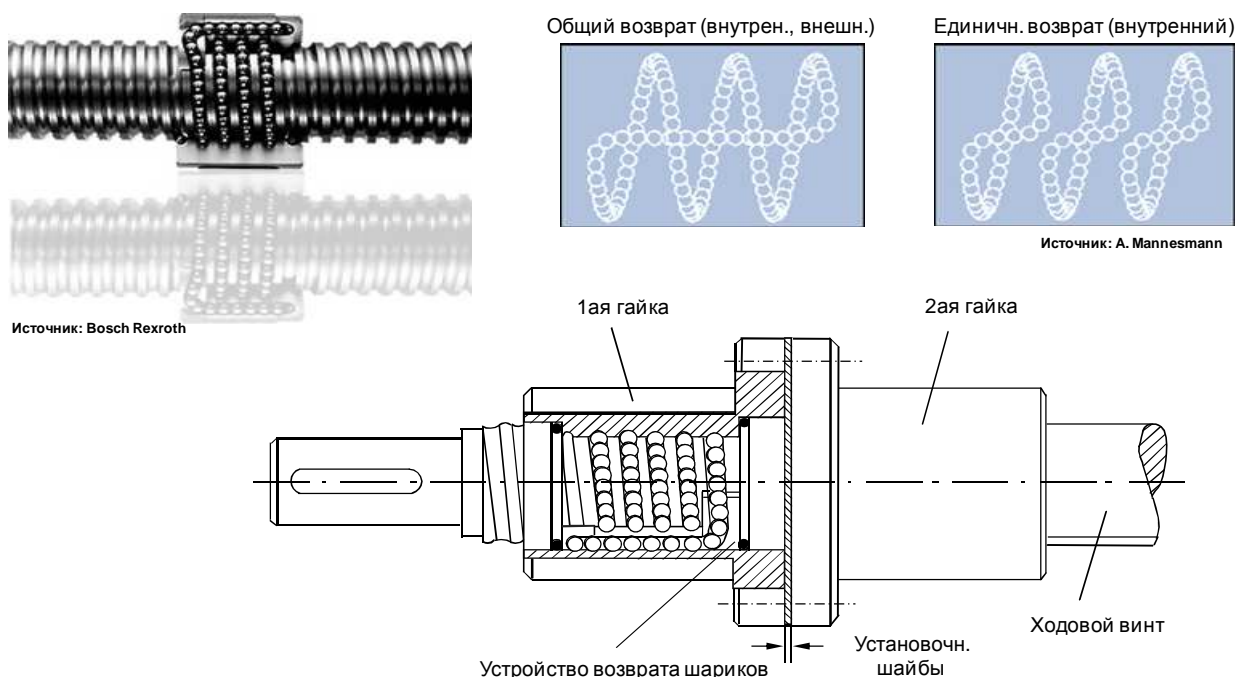
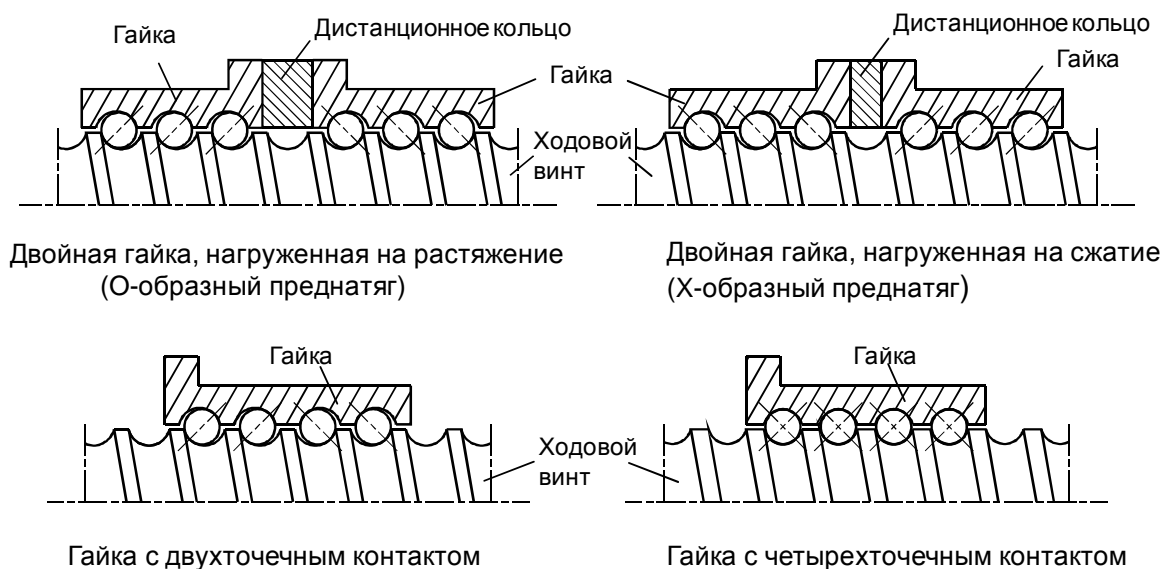


Рис. 11-2: Система возврата шариков в передаче винт-гайка качения

В шариковинтовой передаче шарики катятся по направляющим пазам между винтом и гайкой. Шарики имеют при этом тангенциальный или окружной выход из пространства направляющих. В таких устройствах необходимо предусмотреть возврат шариков, который может обеспечиваться тремя различными конструкциями ходовой гайки. Два варианта гайки показаны на Рис. 11-2. В левой части рисунка показана передача, в которой возврат шариков осуществляется через всю длину гайки посредством отдельной возвратной трубки, расположенной вне корпуса гайки. При использовании данной конструкции шарики выходят из пространства гайки и возвращаются по наклонному каналу. Таким образом достигается равномерное и безударное перемещение тел качения при высокой скорости вращения винта. Существенным недостатком такой конструкции является возможность поломки возвратной трубки, что приводит к выходу из строя всей системы привода. Правая часть рисунка представляет конструкцию передачи с несколькими внутренними каналами возврата. В этом случае шариковые направляющие проходят через специальный возвратный участок возвратного канала, расположенный в конце резьбового профиля. Преимуществом данной конструкции является компактность. Неблагоприятные углы выхода шариков и их одновременное проскальзывание вызывают повышенный уровень шума при работе передачи. Перспективное развитие такой конструкции предполагает постоянное расстояние между шариками посредством пластмассового сепаратора. Это позволяет снизить торможение шариков в канале возврата и должно обеспечивать плавность их движения. Недостатком такой конструкции является ограниченное число шариков и, соответственно, снижение жесткости и нагрузочной способности. Конструктивная компенсация здесь возможна путем увеличения длины гайки.

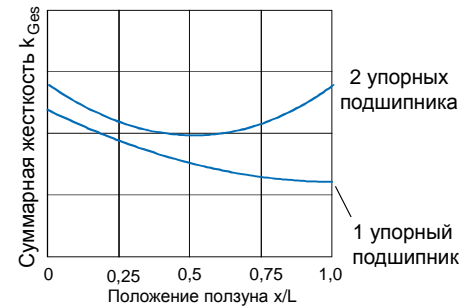
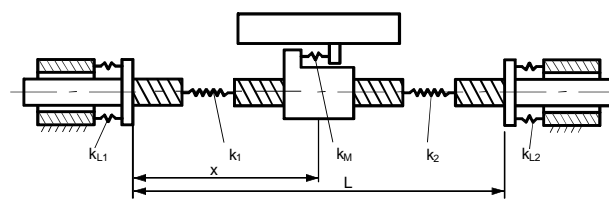


Источник: ТНХ

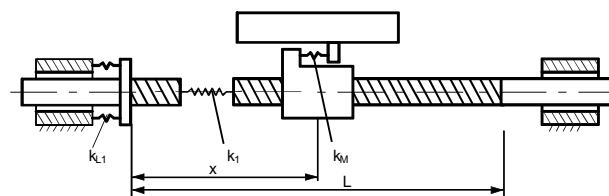
**Рис. 11-3: Обеспечение предварительного натяга в передаче винт-гайка качения**

Изготовление и монтаж шарикового ходового винта, шариковой гайки и шариков в виде полностью безлюфтовой конструкции является сложной задачей, требующей дорогостоящих технических решений. Как правило, выбор зазора осуществляется предварительным натягом двух полу гаек. Кроме того, создание натяга в каждой гайке возможно посредством подбора диаметра шариков или переменным ходом резьбы в гайке. На Рис. 11-3 показаны оба конструктивных решения. Применение двух полу гаек позволяет обеспечить предварительные натяг их сближающим или отдаляющим взаимным вращением. При установке натяга за счет смещения полу гаек в конструкцию включаются калиброванные дистанционные кольца (Рис. 11-3,верху слева). Винт при этом находится под натягом растяжения (О-натяг). При взаимном давлении за счет сближения полу гаек, натяг обеспечивается установкой тонких калиброванных дистанционных колец. В этом случае винт находится под натягом сжатия (Х-натяг, Рис. 11-3,верху справа). Другие конструкции шариковых гаек обеспечивают создание предварительного натяга посредством их взаимного поворота относительно друг друга. После этого, в положении оптимального натяга, они фиксируются штифтами или установкой предохранительного кольца. Для одиночных гаек (Рис. 11-3,внизу слева), предварительный натяг устанавливается при осевом перемещении канавок резьбы в гайке, с целью обеспечения равного смещения шариков. Предварительный натяг моногайки возможен и при использовании специальной формы канавок резьбы на винте и в гайке (Рис. 11-3,внизу справа). Таким образом достигается четырехточечный контакт шариков. Заданный предварительный натяг достигается при правильном выборе диаметра шариков. Для обеспечения высокой жесткости необходимо сохранения минимального предварительного натяга под воздействием внешней нагрузки.

■ двухсторонний упорный подшипник (жесткий - жесткий)



■ односторонний упорный подшипник (жесткий - плавающий)



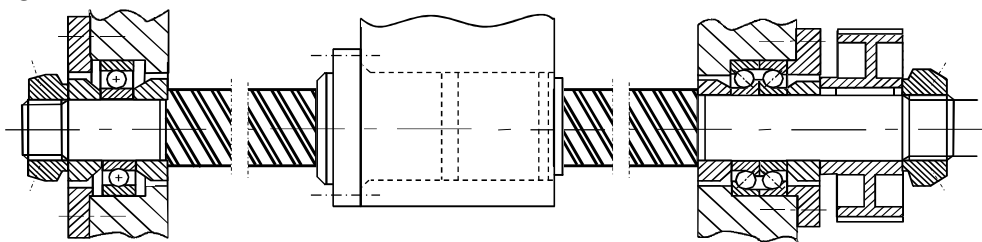
$$k_{Ges2} = \left[ \frac{1}{\left( \frac{1}{k_{L1}} + \frac{1}{k_1} \right)^{-1} + \left( \frac{1}{k_{L2}} + \frac{1}{k_2} \right)^{-1}} + \frac{1}{k_M} \right]^{-1}$$

$$k_{Ges1} = \left[ \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_{L1}} + \frac{1}{k_M} \right]^{-1}$$

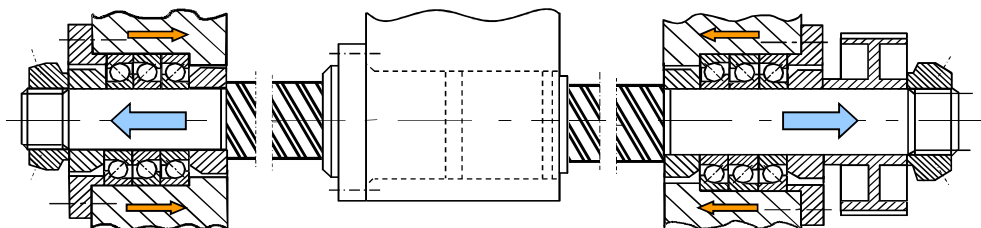
Рис. 11-4: Жесткость шариковинтовой передачи

Высокая точность позиционирования шариковинтовой передачи требует от конструкции опор предельной осевой жесткости по всей длине перемещения. Обычная конструкция с одной неподвижной и одной плавающей опорой определяет форму кривой жесткости при перемещении салазок в виде гиперболы. В случае двух неподвижных опор, кривая жесткости принимает симметричную форму. На Рис. 11-4 показана установка винта с двумя неподвижными опорами и с одной неподвижной опорой. Очевидно, что установка двух упорных подшипников существенно увеличивает жесткость и в средней части винта, и вблизи опор.

- Опоры ходового винта для восприятия низких нагрузок – с односторонней фиксацией



- Опоры ходового винта высокой жесткости с двухсторонней фиксацией



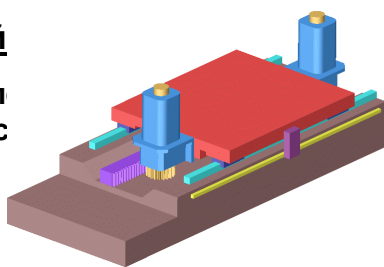
Направление силы преднатяга FV  Действие на винт  Действие на корпус

**Рис. 11-5: Опоры ходовых винтов**

Примеры конструкции опор шариковинтовой передачи с применением радиально-упорных подшипников показаны на Рис. 11-5. При невысоких требованиях к жесткости применяют конструкции с натягом одной опоры, как показано на верхнем изображении. Для приводов подачи с высокими требованиями к жесткости передачи, используют конструкцию, представленную в нижней части Рис. 11-5. Винт получает предварительный растягивающий натяг при тандемной О-образной установке радиально-упорных подшипников с обеих сторон. Подшипники, установленные навстречу, воспринимают разгружающие нагрузки в случае нагрева шпинделя, создают сжимающий натяг и замыкают нагружение на корпус.

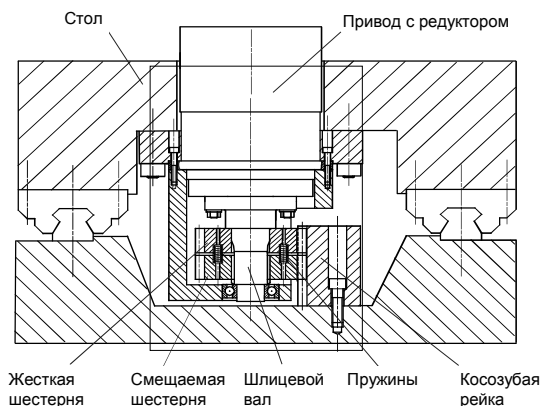
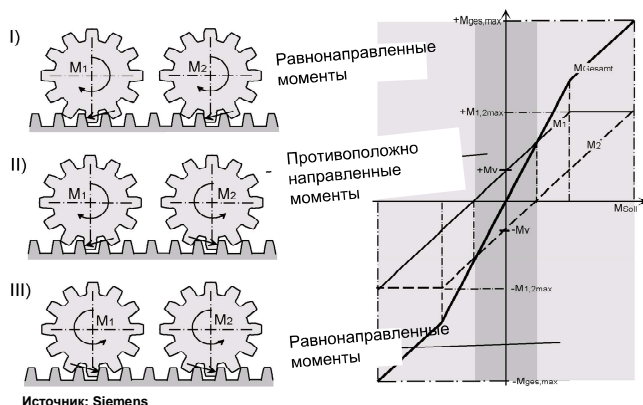
## Электрический

- 2 зубчатых кол  
соединенных с  
двигателями



### Механический вариант

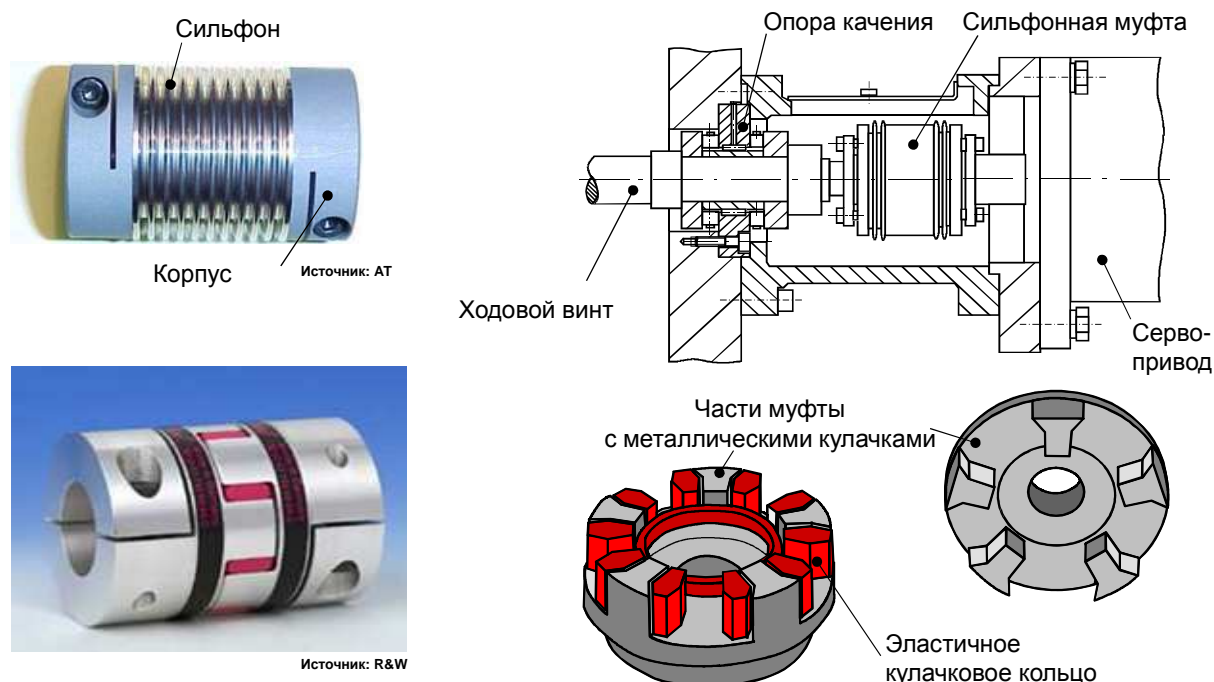
- Преднатяг с помощью пружины. Разделяемая шестерня



**Рис. 11-6: Варианты создания предварительного натяга в приводах зубчатое колесо-рейка**

Для значительных перемещений рекомендуется установка привода «зубчатое колесо-рейка». Установка зубчатой рейки обеспечивает практически неограниченное перемещение узлов станка. Результирующая общая жесткость привода «зубчатое колесо-рейка» при этом независима от величины и позиции перемещения. Она определяется в основном крутильной жесткостью коробки подач и вала колеса, а также контактной жесткостью зацепления. Передача мощности на колесо осуществляется при низкой частоте вращения и значительном крутящем моменте. Это требует дополнительных ступеней в коробке. Обеспечение безлюфтового зацепления в обоих направлениях достигается установкой второго зубчатого колеса. Как представлено на Рис. 11-6, зазор в приводе исключается при зацеплении с одной рейкой двух косозубых колес. В первом случае колесо упруго смещается вдоль шлицевой установочной части вала по оси вниз. Благодаря косым зубьям колес и рейки, оба колеса входят в зацепление с рейкой противоположащими сторонами, компенсируя, таким образом, ошибки зацепления. Еще один вариант реализации безлюфтового зацепления в передаче зубчатое колесо-рейка, может быть осуществлен при электрическом выборе зазора за счет установки двух двигателей. Требуемый общий момент  $M_{\text{Soll}}$  не распределяется равными частями между двигателями, а диаграммы моментов смещаются таким образом, что при требуемом нулевом моменте ( $M_{\text{Soll}}=0$ ) двигатели с моментом натяга  $M_V$  работают во встречном направлении. В левой части Рис. 11-6 показаны диаграммы натяга. Для достижения нулевого момента колеса движутся к противоположным сторонам зубчатой рейки, выбирая зазор. При высоком требуемом моменте двигатели вращаются в одинаковом направлении.





**Рис. 11-7: Конструкции муфт: сильфонная и кулачковая муфты**

При монтаже механических компонентов привода радиальные, осевые или угловые смещения вала невозможно предотвратить полностью. Дополнительные воздействия оказывают отклонения геометрической формы деталей и узлов привода, которые необходимо компенсировать. Для этого в качестве соединительных элементов применяют жесткие, упругие и упруго-демпфирующие компенсирующие муфты.

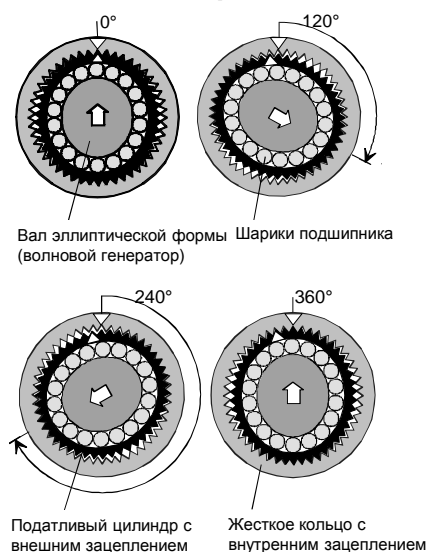
Для обеспечения торсионной жесткости трансмиссии вал двигателя соединяют со шпинделем шариковинтовой передачи муфтами. Вращательное перемещение при этом реализуется очень точно. В других направлениях муфты относительно податливы, за счет чего радиальные, осевые и угловые отклонения между концами валов могут быть компенсированы. Для высокоточных приводов подач, как правило, применяют силовые закрытые муфты. Они соответствуют высоким требованиям к крутильной жесткости, отсутствию люфта и низкой инерционности. Конструктивное исполнение таких муфт зависит от величины передаваемого крутящего момента, диаметров валов и крутильной жесткости. На Рис. 11-7 показана часто применяемая конструкция упругой муфты с высокой крутильной жесткостью – сильфонная муфта. Конструкция включает два кольца, жестко фиксируемых на валах двигателя и передачи, соединенных податливым в осевой плоскости сильфоном. При значительных угловых отклонениях, что нехарактерно для станкостроения, могут применяться другие конструкции, например муфты с секторным зубчатым зацеплением.

#### **Эластичные демпфирующие муфты.**

В случае прерывистой обработки с ударными усилиями, в качестве соединительного элемента применяют эластичные демпфирующие муфты. За счет применения эластичных материалов с высоким внутренним демпфированием, возможно исключить влияние крутильных колебаний и ударов. Так происходит защита привода от динамических перегрузок. Наряду с демпфированием крутильных колебаний, эластичные демпфирующие муфты обеспечивают компенсацию осевых, радиальных и установочных угловых отклонений соединяемых валов. Применение кулачковых колец из синтетического материала с высоким модулем упругости обеспечивает муфте достаточную крутильную жесткость, благодаря чему данные компоненты могут успешно применяться в станках в приводах главного движения и подачи. Простая и компактная конструкция в сочетании с невысокой стоимостью обуславливают частое применение подобных муфт. На Рис. 11-7 показана эластичная демпфирующая кулачковая муфта. Торцевые зубья на фланцах корпусов выполнены так, чтобы между ними мог быть

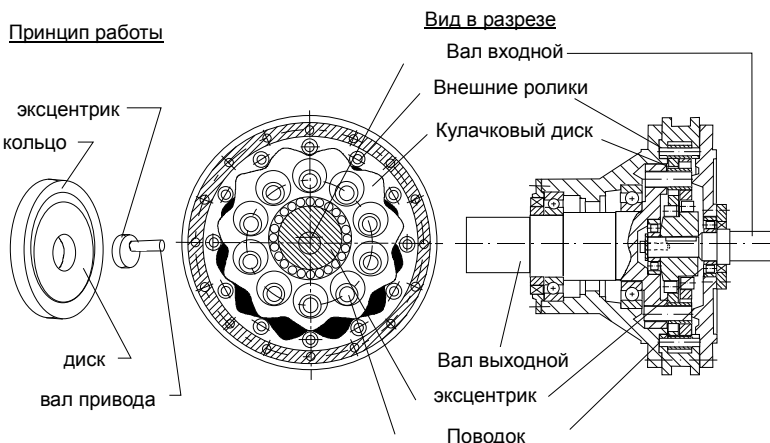
установлен пластмассовый зубчатый венец. Безззорная передача вращения обеспечивается установкой эластичной детали с натягом.

### Волновая передача



Источник: Harmonic-Drive

### Циклоидная передача



Источник: Cyclo-Getriebebau Lorenz Braren

Рис. 11-8: Конструкции специальных передач

На Рис. 11-8 слева показан принцип работы волновой передачи, в которой вращение передаётся и преобразуется циклическим возбуждением волн деформации в так называемом гибком элементе (отсюда название «волновая»)

Наиболее распространена зубчатая волновая передача, которая состоит из жёсткого элемента - зубчатого колеса с внутренними зубьями, неподвижно закреплённого в корпусе передачи; гибкого элемента - цилиндрической тонкостенной шестерни, выполненной в виде стакана с наружными зубьями, число которых несколько меньше числа зубьев жёсткого колеса (стакан закреплён на выходном валу и расположен внутри жёсткого колеса); генератора волн деформации (волнообразователя) - овального кулачка с надетым на него шарикоподшипником. Генератор вставлен соосно в гибкое колесо и при вращении растягивает его. Число волн деформации равно числу выступов кулачка. В вершинах волн зубья гибкого колеса полностью входят в зацепление с зубьями жёсткого, а во впадинах волн полностью из него выходят. При вращении генератора с той же угловой скоростью движутся волны деформации, т. е. в гибком колесе возбуждаются бегущие волны, в вершинах которых происходит зацепление. Разница чисел зубьев жёсткого и гибкого колёс обычно равна (реже кратна) числу волн деформации. При выполнении одного оборота жесткого кольца упругая втулка выполняет противовращение, которое соответствует разнице чисел зубьев внутренней и наружной частями зацепления. Передаточное число  $i$  определяется числом зубьев кольца ZCS и втулки ZFI как  $i = ZFI / (ZFI - ZCS)$

Волновой привод обеспечивает передаточные отношения  $i=30-320$  при крутящем моменте привода  $M=0,5-10000$  Нм.. Благодаря высокой несущей способности двустороннего контакта зубьев (в зацеплении находятся порядка 15% от общего числа зубьев), крутильная жесткость очень высока. Волновая передача – безлюфтовая, имеет низкий момент инерции.

#### Циклоидные приводы

Другая конструкция компактного привода реализуется с помощью так называемого эксцентрикового привода, самым известным типом которого является циклоидный (ЦП). Работа эксцентрикового привода осуществляется следующим образом. Круглый диск приводится в движение эксцентриком и вращается в неподвижном кольце. Каждая точка диска описывает при этом циклоиду. На диске возникает вращательное движение с

существенно меньшей частотой вращения в противоположном направлении. Фактическое передаточное отношение зависит от соотношения диаметров кольца и диска. Для снижения эффекта скольжения при кручении диск ЦП выполняется в форме закрытой циклоиды, а вместо кольца применяются расположенные по кругу ролики. Каждый кулачковый диск имеет при этом на одну впадину меньше, чем число установленных роликов. Фасонные впадины диска кинематически замыкаются с роликами неподвижного внешнего кольца и обкатываются по ним. Уменьшение частоты вращения фасонного диска реализуется с помощью роликов, контактирующих с отверстиями этого же фасонного диска и передающих вращение на выходной вал. Передаточное отношение будет определяться числом впадин фасонного диска. На штифты наружного кольца и выходного вала установлены ролики, которые обеспечивают вращательную трансформацию усилия между фасонным диском и штифтовым кольцом, а также фасонным диском и приемными штифтами выходного вала. Такое решение позволяет свести к минимуму потери на трение, уровень шума передачи и износ. Между эксцентриковым валом и кулачковым диском расположены игольчатые тела качения. Таким образом ЦП имеет четыре основных элемента: приводной вал с эксцентриком, кулачковый диск, наружное кольцо со штифтами и роликами, а также выходной вал со штифтами и роликами. Для уравнивания масс и увеличения передаваемых усилий некоторые механизмы выполняют с двумя кулачковыми дисками, повернутыми на  $180^\circ$ , которые приводятся в движение двойным эксцентриком.

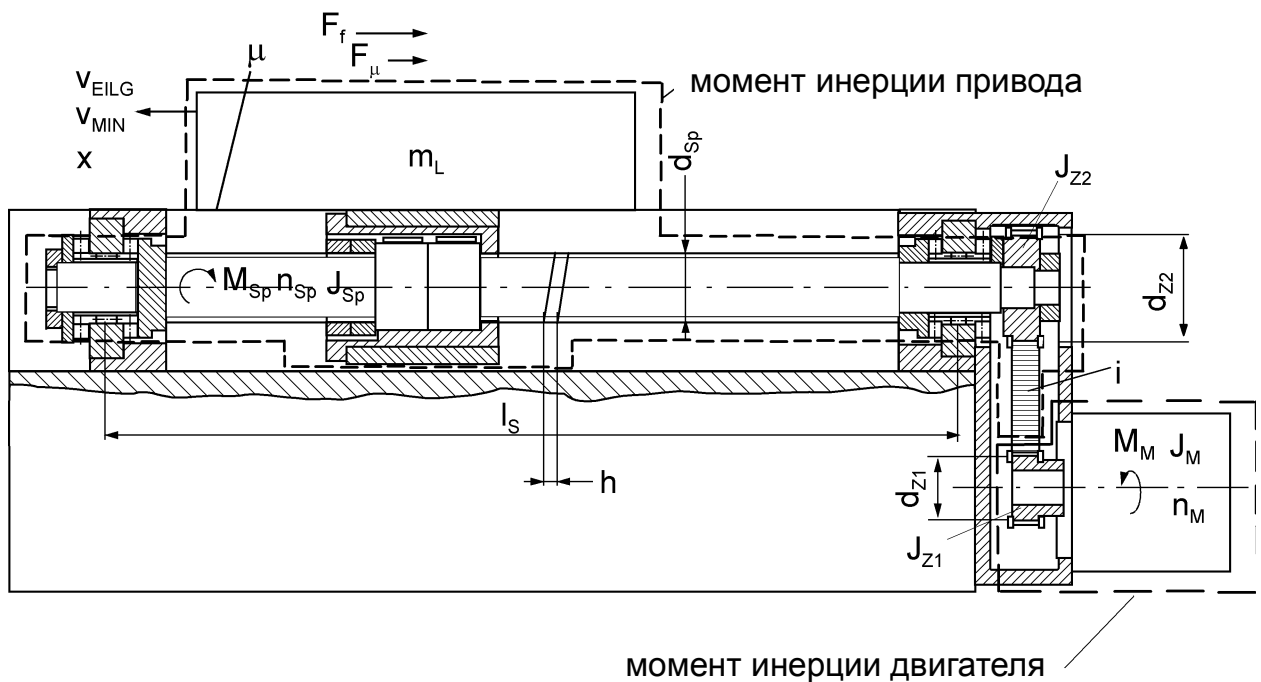


Рис. 11-9: Ременный двухопорный шариковинтовой привод подачи

Важным этапом при компоновке привода подачи является выбор двигателя, который зависит от потребной мощности, режимов работы и механизма передачи. В последние годы находят применение непосредственные приводы без передаточных механизмов.

Основной задачей приводов подачи является реализация относительного движения заготовки и инструмента, а также передача усилий подачи, скоростей и ускорений. Компоновка привода подачи определяется следующими требованиями:

- точность позиционирования и перемещения;
- скорости и ускорения при перемещении.

Следующие требования:

- стабильность;
- низкая статическая и динамическая податливость с достаточным демпфированием;
- высокая начальная резонансная частота механических передаточных узлов;
- высокая геометрическая и кинематическая точность узлов привода в сборе;
- равномерность перемещения при низких скоростях (незначительные пульсации крутящего момента двигателя при низких частотах вращения, отсутствие заклинивания направляющих);
- значительный диапазон регулирования скорости подачи (1 к 10000);
- высокие ускоряющая способность и крутящий момент двигателя, надежное восприятие кратковременной перегрузки, низкие трение, масса и момент инерции ускоряемых узлов;
- незначительный общий вес системы привода в случае нескольких осей (координатный суппорт);
- надежные характеристики управления и помехоустойчивость контура регулирования положения.

Современные двигатели приводов и контуры регулирования, благодаря их высоким динамическим характеристикам, подвержены возбуждению в области резонансной частоты механической части. Это приводит к тому, что динамические характеристики двигателя не могут быть использованы в полной мере. Поэтому, при проектировании компоновочной схемы приводов осей, необходимо выдерживать гарантированный диапазон частот между возможными частотами регулирования контура положения и резонансными частотами механизмов. Эмпирически установлено, что частота первого резонансного пика механической системы должна быть в два раза больше, чем собственная частота контура регулирования. При использовании линейных непосредственных приводов силы перемещения прикладываются непосредственно к подвижным компонентам станка. Механические элементы передач в данном случае

отсутствуют. Передача энергии от двигателя в механическую часть привода происходит по кратчайшему пути. Это определяет возможность реализации высоких скоростей резания при значительных величинах статической и динамической жесткости. На начальном этапе проектирования, характеристики станка и его узлов, связанных с перемещением масс, а также статическая и динамическая податливость заранее не известны. Основой для выбора двигателя и механических элементов служат обязательные требования соответствующей отраслевой нормали.

#### **Выбор передаточного механизма.**

Выбор двигателя определяется, кроме прочих, величинами приводимых в движение масс и моментов инерции. Помимо компонентов несущей системы, таких как стойка или суппорт, особое внимание уделяется муфтам, устройствам защиты направляющих и коллекторам электрических кабелей. Для расчета параметров механических элементов привода подачи основной величиной являются допустимые погрешности передачи движения. Какая из них будет иметь наибольшее влияние на окончательный результат формообразования - кинематическая, статическая или динамическая, зависит от конструкции привода, вида обработки и приложенной нагрузки. Принцип выбора механических элементов передач определяется максимальными усилиями резания и ускорения, максимальным весом заготовки при обработке и фиксированными частотами колебаний механической части. В приводах с передачей винт-гайка основное значение имеет выбор диаметра ходового винта по критерию жесткости, потере устойчивости при продольном изгибе и критической собственной изгибающей частоте. Увеличение диаметра винта увеличивает жесткость во второй степени. Момент инерции возрастает при этом в четвертой степени. Таким образом, с увеличением диаметра винта ухудшаются характеристики ускорения. Это означает, что выбор оптимального диаметра винта и, соответственно, жесткости, является компромиссным решением на основе достаточной статической жесткости и допустимого момента инерции.

Общее проектирование системы предусматривает, что возможные частоты возбуждения достаточно отстоят от частоты резонанса. Для проведения расчетов, во многих случаях, достаточно определения низшей частоты резонанса или первого резонансного пика с помощью эквивалентной системы второго порядка. Следующие ситуации должны быть приняты во внимание:

собственная частота системы привода, состоящей из подвижных компонентов в виде общей массы и элементов передаточного механизма в виде пружин, должна, как минимум, в два раза превышать собственную частоту контура регулирования. В противном случае наблюдается неустойчивость работы при использовании прямых систем измерения.

собственная изгибающая частота винта при максимальной подаче должна, как минимум, в два раза превышать максимальную частоту вращения шпинделя.

При недостаточном промежуточном интервале частот необходимо проводить варьирование компонентов массы и жесткости пружин. При целенаправленной компоновочной оптимизации динамических характеристик механических узлов обоснованно применение компьютерных расчетных программ.

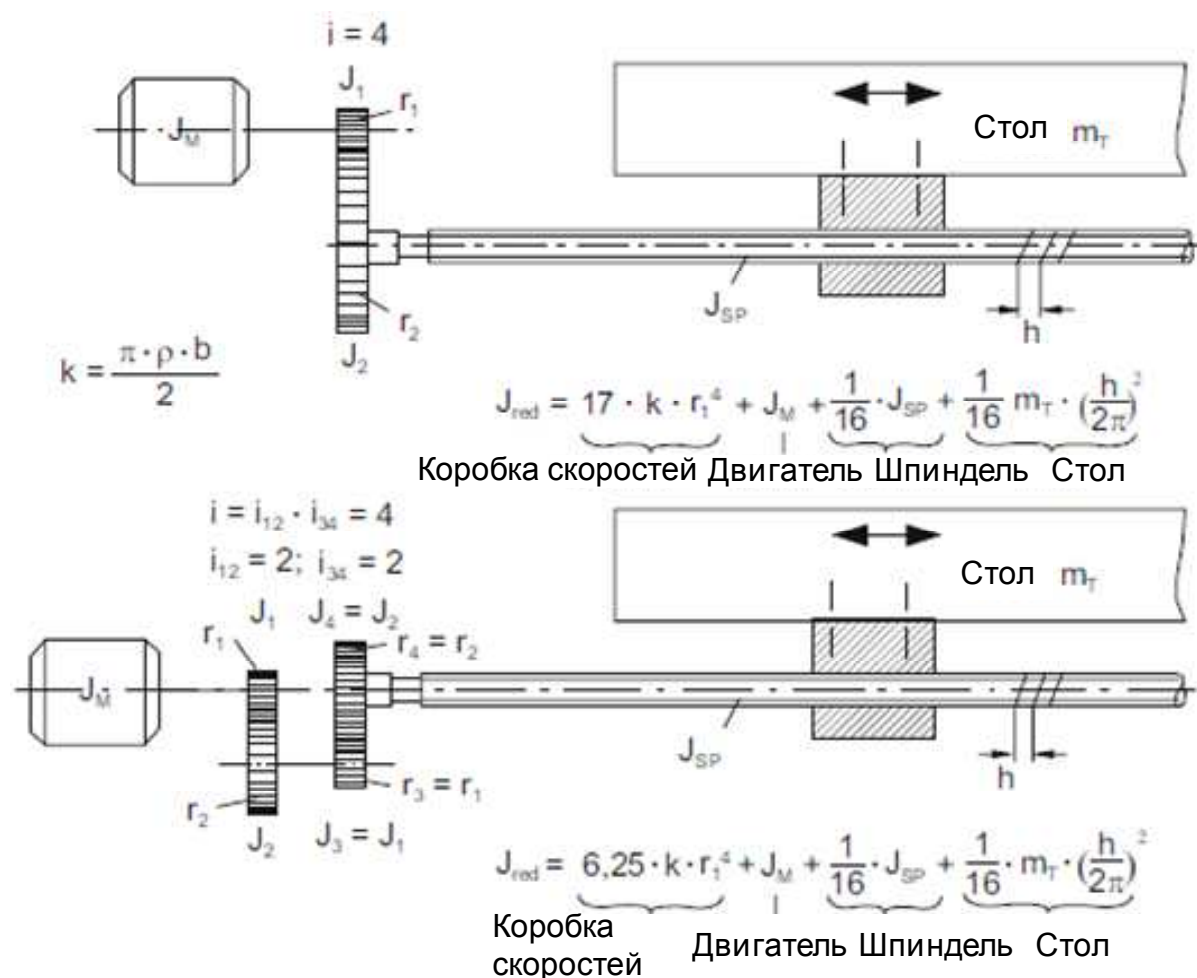


Рис. 11-10: Моменты инерции двух винтовых приводов подачи с одноступенчатой и двухступенчатой передачей

В процессе оптимизации отдельных элементов привода возможно уменьшение момента инерции. Это показано на примере механизма с зубчатой передачей. На Рис. 11-10 изображены два привода подачи, которые различаются только конструкцией передаточного механизма. Приведенный момент инерции на валу двигателя рассчитывается для одноступенчатой передачи по формуле (11-1) и для двухступенчатой по формуле (11-2).

Одноступенчатая передача

$$J_{Rad,red} = J_{Rad1} \cdot \left(1 + \frac{i^4}{i^2}\right) = 17J_{Rad1} \quad (11-1)$$

Двухступенчатая передача

$$J_{Rad,red} = J_{Rad1} \cdot \left(1 + \frac{i_{12}^4}{i_{12}^2} + \frac{1}{i_{12}^2} + \frac{i_{12}^4}{(i_{12} - i_{34})^2}\right) = 6,25J_{Rad1} \quad (11-2)$$

Одноступенчатая передача, при одинаковых передаточном отношении и ширине колес, имеет в 2,7 раза больший момент инерции, чем двухступенчатая, из-за большего диаметра ведущей шестерни. Несмотря на это, в конструкции привода предпочтительнее использовать одноступенчатую передачу, которая, помимо малой податливости и малого зазора, менее затратна в изготовлении. Таким образом, на окончательное решение при выборе оказывает влияние и технико-экономическое рассмотрение вариантов привода.

### Выбор двигателя.

Выбор двигателя привода должен проводиться совместно с определением передаточного отношения механических элементов (передаточный механизм подачи, шаг резьбы винта,

диаметр зубчатого колеса). Это определяет правильное соотношение крутящего момента двигателя и частоты вращения с усилием подачи, скоростью и ускорением. При использовании непосредственных линейных приводов такое соотношение не требуется. Здесь требования определяют по нормали нагружения: усилие подачи в зависимости от скорости перемещения, а также типоразмер двигателя из каталога изготовителя.

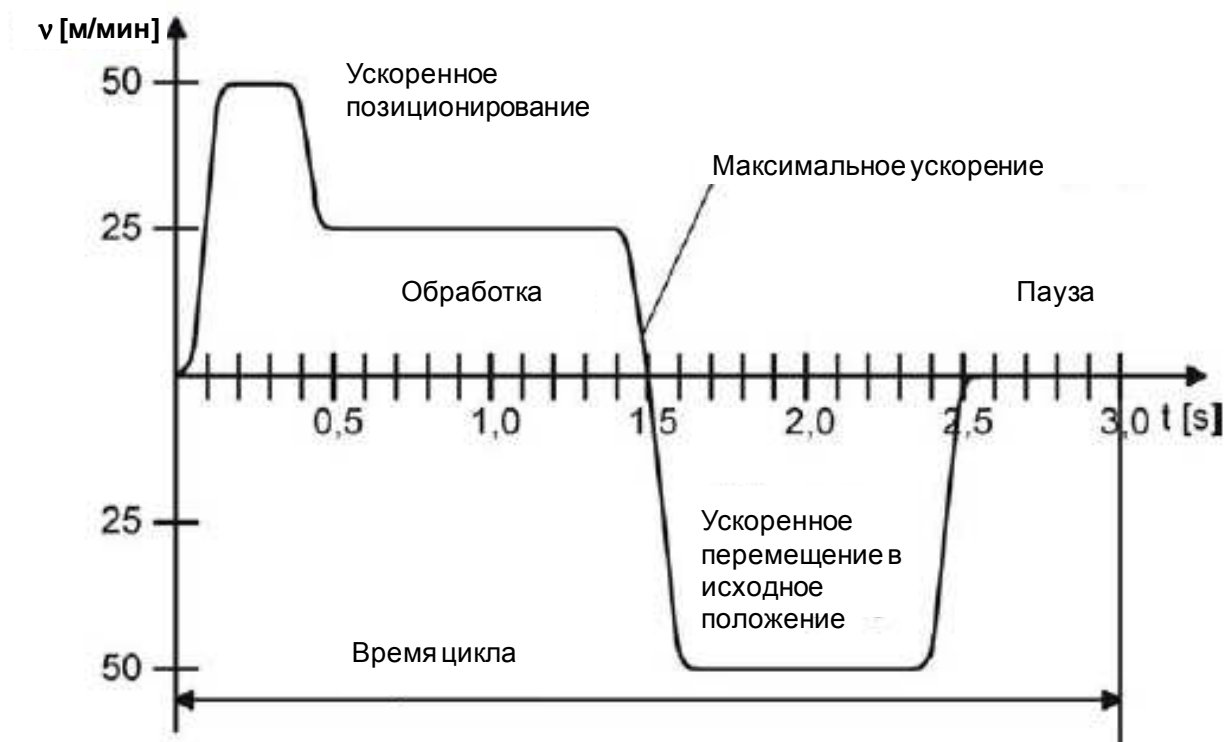


Рис. 11-11: Цикл сверлильной обработки с трапецеидальным распределением скорости

При выборе двигателя, как правило, используют граничные (экстремальные) условия реализуемых ситуаций обработки и ускорения в рабочем цикле (Рис. 11-11). Требования рабочего цикла сопоставляются с техническими возможностями выбранного двигателя (постоянного тока, синхронного или асинхронного). Необходимые характеристики находятся на соответствующих диаграммах крутящего момента от частоты вращения двигателя. Различают диаграммы для режима прерывистой работы привода и продолжительного режима работы. Обработка на станке может требовать предельной нагрузки двигателя, если только она продолжается не более определенного времени, в течение которого достигаются критические температуры нагрева. Поэтому при выборе двигателя, помимо величин крутящего момента и частоты вращения рассматривается и продолжительность работы при предельной мощности. Ниже приведен пример конструирования ременного привода двухопорной шариковинтовой передачи.

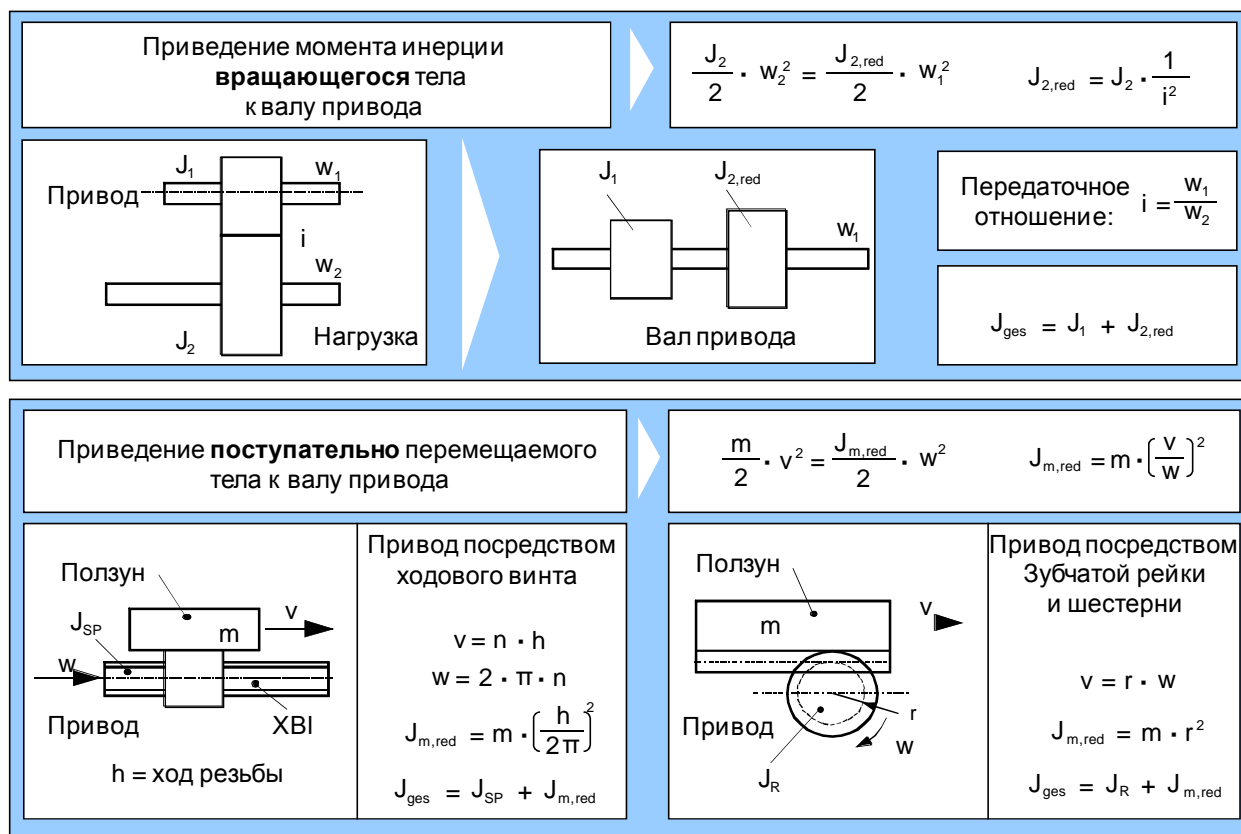


Рис. 11-12: Уменьшение момента инерции (динамический расчет)

Выбор двигателя и механических элементов передачи первоначально осуществляется в рамках статического расчета. В соответствии с заявленными требованиями определяются проектные параметры, например, крутящий момент двигателя, номинальная частота вращения, шаг резьбы винта и передаточное отношение механизма. При этом должна обеспечиваться требуемая максимальная скорость перемещения при максимальной частоте вращения вала двигателя. Как правило, она соответствует скорости ускоренного перемещения в станке. Двигатель также должен обеспечивать работоспособность при заданных частотах в различных ситуациях обработки и высокой нагрузке в течение определенного периода времени (Рис. 11-12).

$$M_M \geq M_L \quad (11-3)$$

Момент нагружения на валу двигателя рассчитывается по формуле (11-4).

$$M_L = \frac{1}{\eta_{ges}} \cdot \frac{1}{i} M_{sp} \quad (11-4)$$

Где:

$M_M$  – крутящий момент двигателя.

$M_L$  – момент нагружения на валу двигателя.

$M_{sp}$  – крутящий момент на шпинделе.

$\eta_{ges}$  – общий к.п.д. механических элементов без гайки.

$i$  – передаточное отношение механизма подачи.

$h$  – шаг винта.

Крутящий момент на шпинделе  $M_{sp}$  рассчитывается для передачи винт-гайка по формуле (11-5) по общему усилию подачи в направлении перемещения, шага винта и к.п.д. гайки.

$$M_{sp} = F_{ges} \cdot \frac{h}{2\pi} \cdot \frac{1}{\eta_{Spindelmutter}} \quad (11-5)$$

В свою очередь, общее усилие подачи определяется из данных технологического процесса, весовых характеристик и сопротивления трения по формуле (11-6).



$$F_{ges} = F_{Vorschub, Prozess} + F_{Gewicht} + F_{Reibung} \quad (11-6)$$

Обеспечение двигателем максимальной скорости перемещения (обычно, ускоренный ход) определяется по формуле (11-7).

$$n_{max} \geq n_{n, Eilgang} \quad (11-7)$$

Величина ускоренного хода рассчитывается для передачи винт-гайка по формуле (11-8).

$$n_{Eilgang} = i \cdot \frac{v_{Eilgang}}{h} \quad (11-8)$$

Определенный таким образом крутящий момент на винте является только первоначальной предпосылкой для выбора двигателя. Как правило, для получения желаемых ускорений, которые в современных станках достигают величин от 1 g до 3 g, требуется больший крутящий момент. При окончательном выборе типоразмера двигателя следует учитывать, что в процессе эксплуатации станка работа двигателя с максимальным ускоряющим моментом требуется в относительно коротких промежутках времени. Соответствующая процедура расчета представлена ниже.

### Динамический расчет

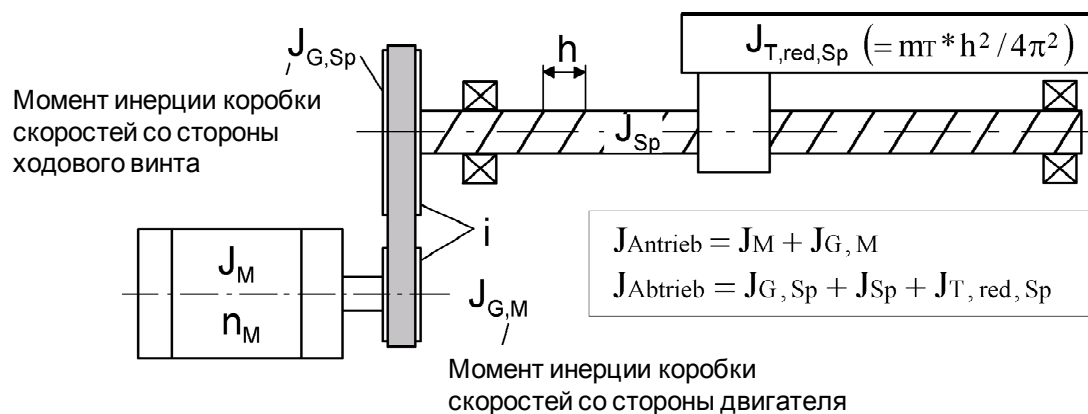
Для современных станков характерны большие ускорения и крутящие моменты двигателя. Длительность работы привода подачи с максимальным ускорением является постоянным параметром нерегулируемой системы подачи и рассчитывается по формуле (11-9).

$$T = \frac{J_{ges, red} \cdot 2\pi \cdot n_{max}}{M_{Beschl, max}} \quad (11-9)$$

Для проведения расчетов необходимо определить величину момента инерции, связанного с валом двигателя ( $J_{Ges, red}$ ), а также требуемый для реализации заданного ускорения крутящий момент ( $M_{Beschl, max}$ ).

Случаи расчетов момента инерции вращающихся и перемещающихся элементов показаны на Рис. 11-12. Расчеты базируются на применении закона сохранения энергии. В качестве крутящего момента ускорения  $M_{Beschl}$  принимают максимальный момент двигателя без учета момента нагружения. На основании зависимости крутящего момента двигателя от частоты вращения и момента нагружения, результирующий крутящий момент ускорения является функцией частоты вращения (11-10).

$$M_{Beschl.}(n) = M_M(n) - M_L(n) \quad (11-10)$$



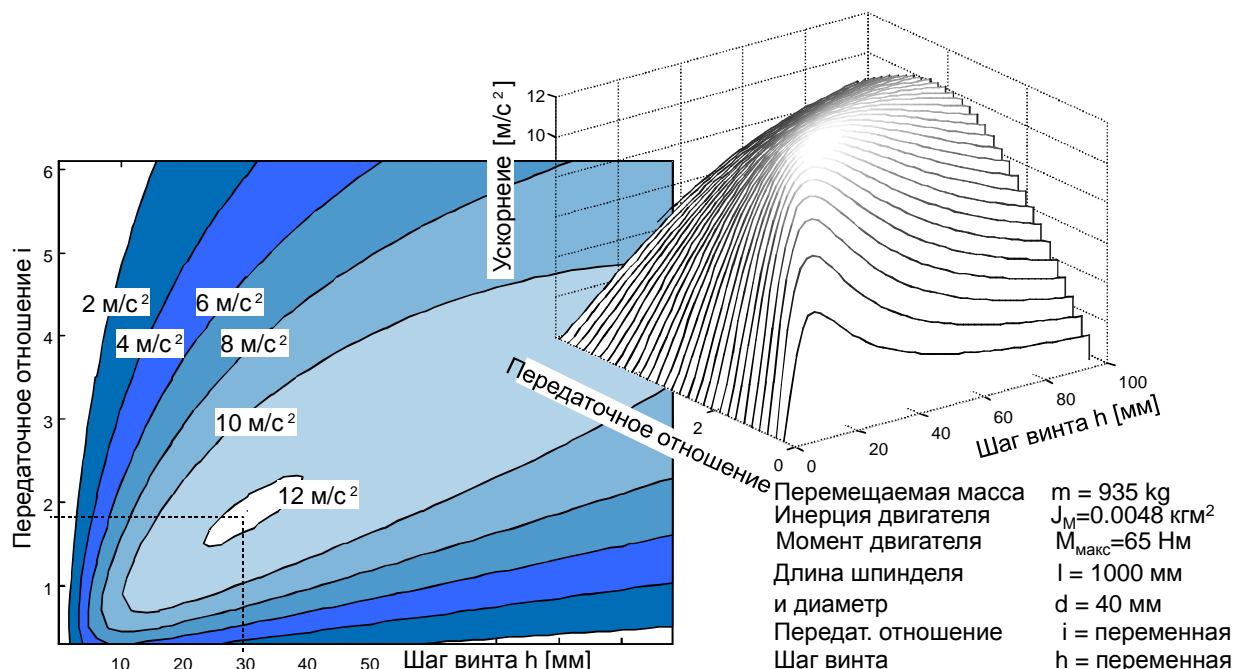
$$\dot{X} = \frac{M_M}{J_{\text{Ges, red}}} \cdot \frac{1}{i} \cdot \frac{h}{2\pi} = \frac{M_M}{2\pi} \cdot \frac{h \cdot 1/i}{J_{\text{An}} + \frac{1}{i^2} \cdot J_{\text{Ab}}} = \frac{M_M}{2\pi} \cdot \frac{i \cdot h}{i^2 \cdot J_{\text{An}} + J_{\text{G, Sp}} + J_{\text{Sp}} + h^2 \cdot \text{mT} / 4\pi^2}$$

Ускорение  $\ddot{x}$  является максимальным, если  $\frac{d\ddot{x}}{di} = 0$  и  $\frac{d\ddot{x}}{dh} = 0$

$$\Rightarrow i_{\text{opt, Beschl.}} = \sqrt{\frac{J_{G, Sp} + J_{Sp} + m_T \cdot h^2 / 4\pi^2}{J_{An}}} = \sqrt{\frac{J_{Abtrieb}}{J_{Antrieb}}}$$

$$\Rightarrow h_{\text{opt, Beschl.}} = \sqrt{\frac{J_{\text{An}} \cdot i^2 + J_{\text{G, Sp}} + J_{\text{Sp}}}{m r / 4 \pi^2}}$$

**Рис. 11-13: Ускорение в шариковинтовой передаче**



**Рис. 11-14: Зависимость ускорения от параметров шариковинтовой передачи**

Для достижения необходимых ускорений допускаются кратковременные перегрузки двигателя, в 3 ... 10 раз превышающие номинальный момент двигателя ( $M_{Mmax}$ ). Предельный момент может быть стабильно реализован в течение кратковременной фазы ускорения. Исходя из условия равновесия момента и принимая во внимание

коэффициент полезного действия и трение в направляющих в соответствии с (11-11), рассчитывается требуемый для ускорения крутящий момент двигателя (11-12).

$$M_{M,\max} = \frac{1}{\eta_{\text{ges}}} \cdot (M_{\text{Beschl.}} + M_{\text{Reibung}}) \quad (11-11)$$

$$M_{\text{Beschl.}} = \eta_{\text{ges}} \cdot M_{M,\max} - M_{\text{Reibung}} \quad (11-12)$$

$M_{\text{Beschl.}}$  – крутящий момент ускорения.

Возможное максимальное ускорение (11-15) рассчитывается при помощи (11-13) и взаимозависимости промежуточных линейных ускорений салазок и угловых ускорений винта (11-14)

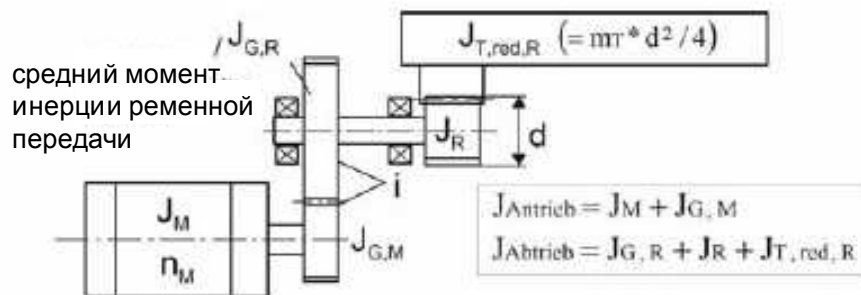
$$J_{\text{Ges,red}} \cdot \ddot{\varphi}_M = M_{\text{Beschl}} \quad (11-13)$$

Где  $J_{\text{Ges,red}}$  – приведенный момент инерции на валу двигателя.

$\ddot{\varphi}_M$  рассчитывается по (11-14).

$$\ddot{\varphi}_M = i \cdot \varphi_{\text{Sp}} = i \frac{\ddot{x} \cdot 2\pi}{h} \quad (11-14)$$

$$\ddot{x} = \frac{h}{2\pi} \cdot \frac{1}{i} \cdot \frac{M_{\text{Beschl}}}{J_{\text{Ges,red}}} \quad (11-15)$$



$$\ddot{x} = \frac{M_M}{J_{\text{Ges,red}}} \cdot \frac{1}{i} \cdot \frac{d}{2} = \frac{M_M}{2} \cdot \frac{d \cdot 1/i}{J_{\text{An}} + \frac{1}{i^2} \cdot J_{\text{Ab}}} = \frac{M_M}{2} \cdot \frac{i \cdot d}{i^2 J_{\text{An}} + J_{G,R} + J_R + d^2 \cdot mT / 4}$$

Ускорение  $\ddot{x}$  максимально, когда  $\frac{d\ddot{x}}{di} = 0$  и  $\frac{d\ddot{x}}{dd} = 0$

$$\Rightarrow i_{\text{opt, Beschl.}} = \sqrt{\frac{J_{G,R} + J_R + mT \cdot d^2 / 4}{J_{\text{An}}}} = \sqrt{\frac{J_{\text{Abtrieb}}}{J_{\text{Antrieb}}}}$$

$$\Rightarrow d_{\text{opt, Beschl.}} = \sqrt{\frac{J_{\text{An}} \cdot i^2 + J_{G,R} + J_R}{mT / 4}}$$

Рис. 11-15: Определение оптимальных характеристик реечного привода

**Оптимальное передаточное отношение**

Для линейного перемещения массы с максимальным ускорением, система привода от двигателя, через возможную механическую промежуточную передачу, до винта ШВП, должна быть оптимально сконструирована. Возможные вариативные параметры зависят от применения различных двигателей ( $M_{\text{Mmax}}$ ), передаточного отношения механизма привода подачи ( $i$ ), шага резьбы винта ( $h$ ) и диаметра колеса ( $d$ ). Для конкретного двигателя при максимальном ускорении могут быть использованы конкретные соотношения передаточного отношения механизма и шага резьбы винта, а также передаточного отношения механизма и диаметров колес (Рис. 11-15). Оптимальные значения  $i$ ,  $h$  и  $d$  являются необходимыми условиями достижения предельных показателей ускорения (11-16)

$$\frac{dx}{di} = 0; \frac{dx}{dh} = 0; \text{соответственно } \frac{dx}{dd} = 0 \quad 11-16$$

На Рис. 11-14 представлены функциональные зависимости ускорений, шагов резьбы винта и передаточных отношений механизма для шариковинтовой передачи. Максимальное ускорение для данного примера составляет 1,2 g при массе подвижной части 935 кг, шаге 30 мм и передаточном отношении  $i_{\text{Getriebe}}=1,8$ .

## Содержание

1 Конструкция приводов подач

2 Системы позиционирования

3 Управление приводами подач

4 Заключение

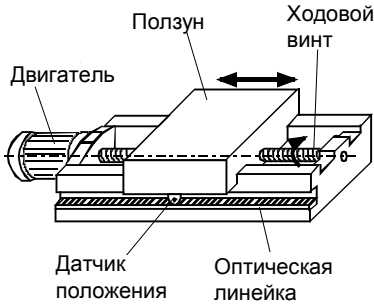
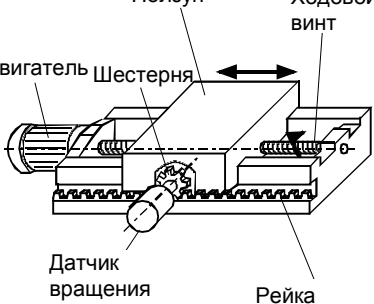
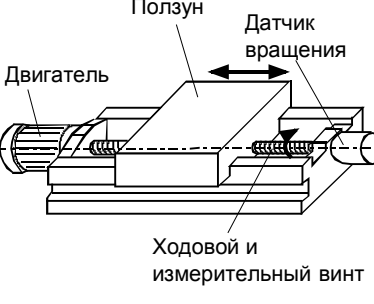
Метод непосредственной оценки		Метод сравнительной оценки
Поступательно перемещаемая измерительная система непосредственно связана с ползуном	Элемент привода и датчик пространственно разделены	Элемент привода и датчик идентичны
	Трансформация поступательных и вращательных движений посредством зубчатой рейки и шестерни	Контроль поступательного перемещения на основе вращательного движения ходового винта
		
<p><b>Погрешности</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Температура</li> <li>- Ошибка хода резьбы</li> <li>- Погрешность расположения и углового установка</li> <li>- Погрешности линейки в местах крепления</li> </ul>	<p><b>Погрешности</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Погрешность зубчатого зацепления</li> <li>- Эксцентриситет шестерни</li> <li>- Погрешности коробки скоростей</li> <li>- Температура</li> <li>- Ударные нагрузки в зубчатой рейке</li> </ul>	<p><b>Погрешности</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Эластичная деформация ходового винта</li> <li>- Ошибка хода резьбы винта</li> <li>- Люфт</li> <li>- Износ ходового винта</li> <li>- Погрешность датчиков</li> <li>- Температура</li> </ul>

Рис. 11-16: Источники погрешностей в прямой и косвенной системах измерений

В таблице на Рис. 11-16 сопоставлены прямой и опосредованный способы измерения величин. В левой части таблицы показан порядок измерений с помощью оптической шкалы. Позиция салазок считывается приемным устройством с оптической шкалы. Опосредованное измерение величины перемещения салазок осуществляется по окружному пути вращающегося винта привода подачи. Датчик углового перемещения винта измеряет угол поворота. С помощью известного соотношения между вращательным движением ходового винта и линейного перемещения салазок возможно определение позиции салазок по величине измеренного угла (Рис. 11-16, справа). Величина погрешности механической передачи и упругие деформации винта вследствие нагружения и температурных деформаций не могут быть установлены с помощью данной измерительной системы и, соответственно, не могут быть компенсированы системой управления положением. К способам прямого измерения относится и представленная в середине таблицы система. В данном случае механическим измерительным эталоном служит контрольная зубчатая рейка. Пройденный путь регистрируется фланцевым датчиком углового перемещения, совмещенным с находящимся в беззазорном зацеплении с рейкой зубчатым колесом. Основанием для использования такой схемы измерения является высокая стоимость оптических систем для контроля значительных перемещений по сравнению с датчиком шаговых угловых перемещений. Кроме того, данная схема позволяет предотвратить возникновение погрешностей, типичных для опосредованных методов измерений (Рис. 11-16, справа). Типичные источники отклонений при различных видах измерений показаны в нижней части таблицы. В процессе прямых измерений неточность изготовления механических измерительных эталонов, а также их термоэластичная деформация может привести к погрешности результатов измерений. Точность опосредованных методов измерения определяется ошибкой шага винта, реверсивным люфтом, статическими и тепловыми упругими деформациями, а также износом ходового винта привода подачи. Подчас затруднительно однозначно определить принадлежность используемой измерительной системы к тому, или другому методу. В показанных на Рис. 11-16 примерах, различие методов зависит от того, какие элементы конструкции входят в состав измерительной системы. Показанная в середине таблицы зубчатая рейка является, как и оптическая шкала слева, механической

частью прямой измерительной системы. В то же время, имеются решения, в которых зацепление рейка-колесо является частью привода. В таких случаях, когда часть привода выполняет измерительные функции, система контроля, как в примере справа, относится, скорее, к опосредованным.

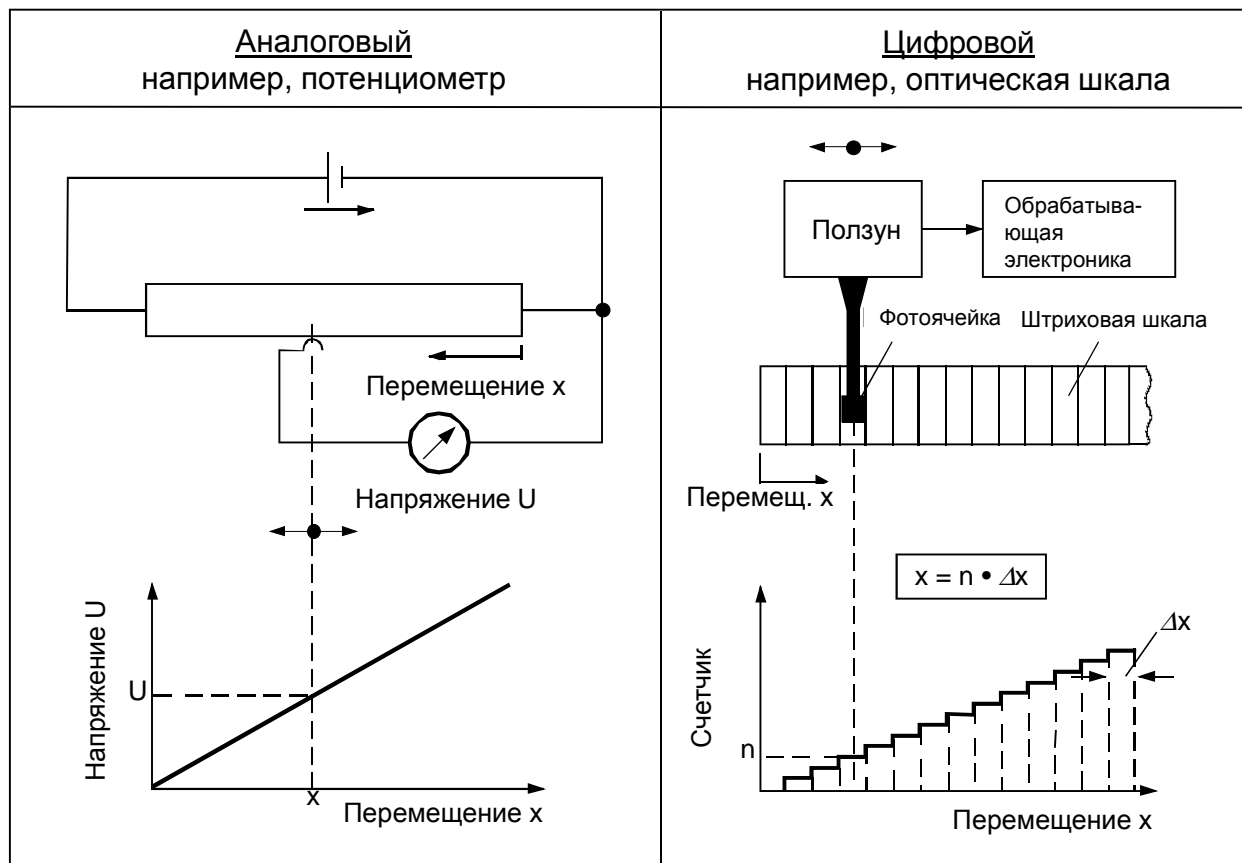


Рис. 11-17: Аналоговый и цифровой способы регистрации измерений

Аналоговый способ проведения измерений основан на следующем принципе. В области проведения измерений каждому значению измеряемой величины должно непрерывно соответствовать определенное значение регистрируемого параметра. Примером может служить подвижный потенциометр, который воспроизводит непрерывное соотношение между измеренным значением (путь  $X$ ) и аналоговым выходным значением (напряжение  $U$ ). При цифровом способе проведения измерений, фиксируемое значение представляется в виде равномерных разделенных частей и представляется многоступенчатым. Пример на Рис. 11-17 показывает подобное деление измеряемого пути  $x$  на равные участки (строчный шаг штриховой шкалы). Измеренное значение будет определяться соответствующими участкам числами или прямым считыванием разрядных значений и может, при помощи обрабатывающих электронных приборов, оценена и показана на индикаторе.

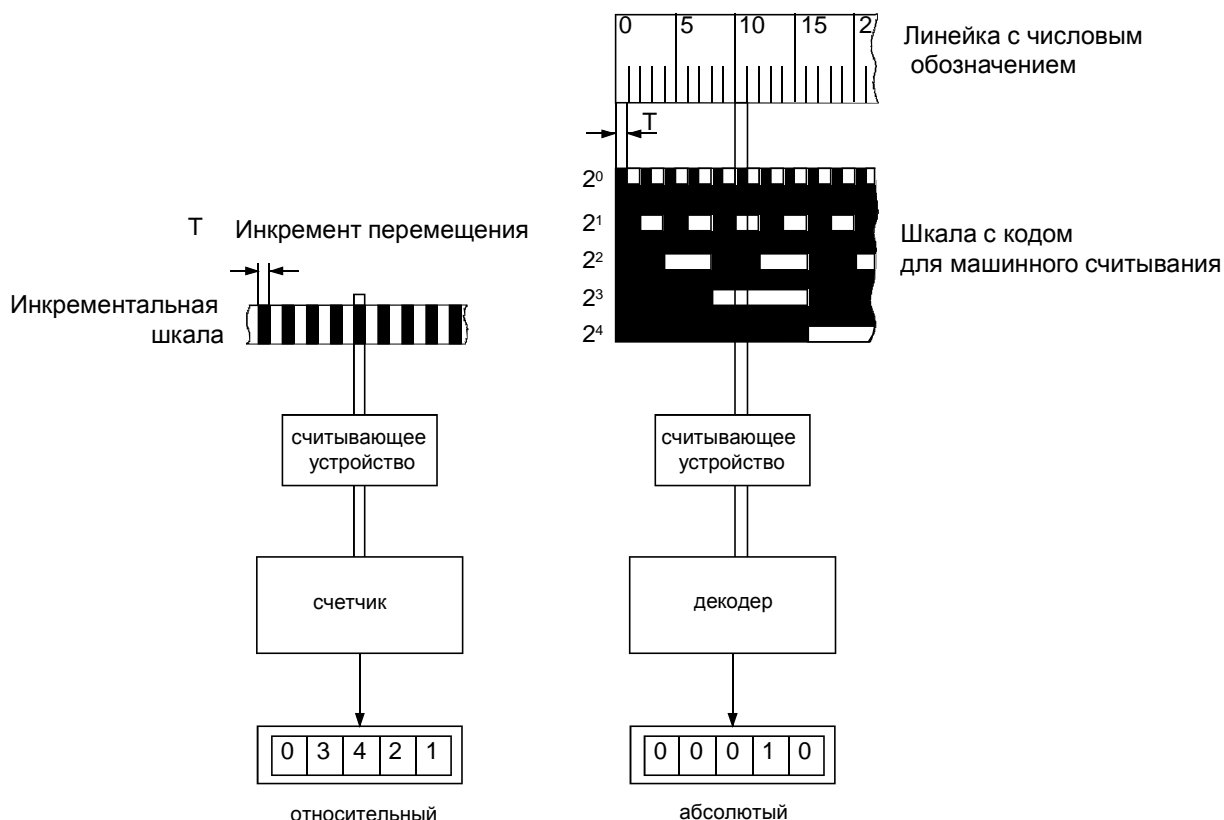


Рис. 11-18: Примеры относительного и абсолютного измерений перемещения

При измерении положения перемещаемых компонентов станка с помощью прямых оптических систем, различают два вида оптических штриховых шкал:

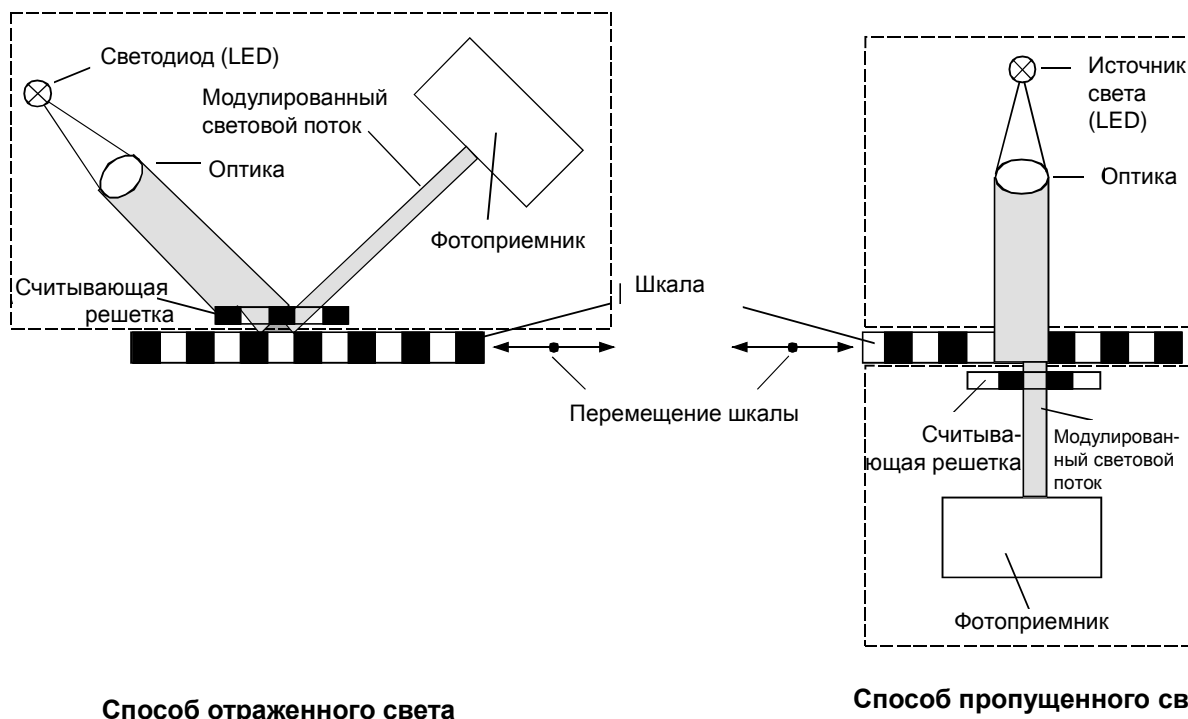
- относительно-цифровые методы получения размеров (инкрементальные);
- абсолютно-цифровые (кодированные) методы получения размеров.

При использовании относительно-цифровых методов, периодические измерительные сигналы во время прохождения некоторого пути суммируются и передаются на индикатор. При данном методе невозможно установить абсолютное положение подвижного компонента станка, а только положение относительно другого, в котором было произведено включение цифрового датчика. Данный способ называют инкрементальным. Постоянное неизменяемое значение между абсолютным положением салазок и измеренным характеризует абсолютно-цифровой метод получения размеров. В примере на Рис. 11-15 каждая позиция шкалы посредством определенной комбинации обозначает кодировочную строку. К преимуществам абсолютных методов получения размеров по сравнению с инкрементальными методами относятся:

- каждое значение измерения неизменно связано с установленной нулевой позицией и непосредственно отображается на индикаторе. Накопленные ошибки измерений или ошибки цепи измерений отсутствуют;
- реальные значения измерений сохраняются после возможных отказов (например, отключение напряжения) без вспомогательных мероприятий.

Абсолютно-цифровые методы имеют и недостатки. При требовании повышенной точности измерения при больших перемещениях значительно повышаются затраты на кодированные линейки вследствие значительного числа требуемых строк кодирования.



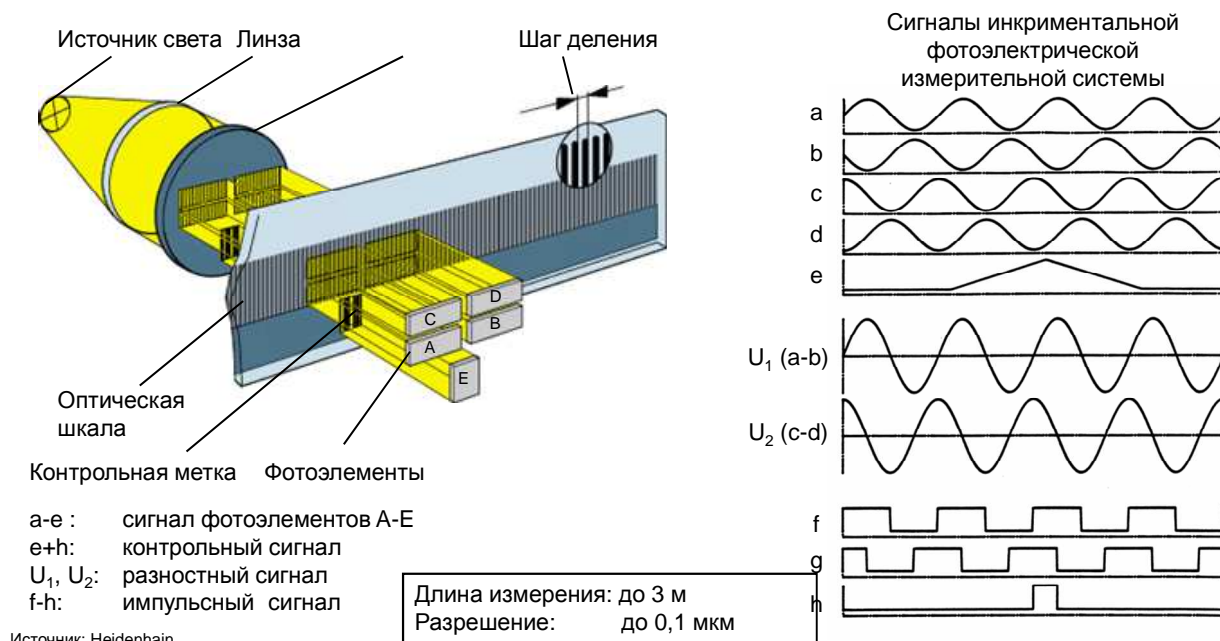


Способ отраженного света

Способ пропущенного света

Рис. 11-19: Принцип фотоэлектрического считывания при инкрементальном способе измерения

Особые требования к разрешающей способности определяют установку на современных стандартных измерительных системах устройств фотоэлектрического считывания линейных размеров или делительных дисков для угловых. Основным элементом фотоэлектрической измерительной системы является оптическая шкала или делительные диски и устройство считывания. Считывание производится в отраженном или пропущенном свете. При использовании отраженного света на шкале меняются рефлексивные и нерефлексивные зоны. Для пропущенного света шкала состоит из прозрачных и непрозрачных участков. Устройство считывания включает источник света (практически повсеместно используется светодиодная техника), оптическое устройство, считывающую решетку и фотодиод. При относительном движении между считывающим устройством и шкалой, фотодиод принимает свет модулированной освещенности. Переключатель фотоприемника преобразует световой поток в электрические сигналы для последующего определения величины перемещения (Рис. 11-19).



**Рис. 11-20: Фотоэлектрический принцип измерения с помощью оптической шкалы**

На Рис. 11-20 показано исполнение двух часто применяемых систем опосредованного измерения линейных и угловых величин. На рисунке изображена фотоэлектрическая линейная система, в которой считывание показаний шкалы производится в пропущенном свете.

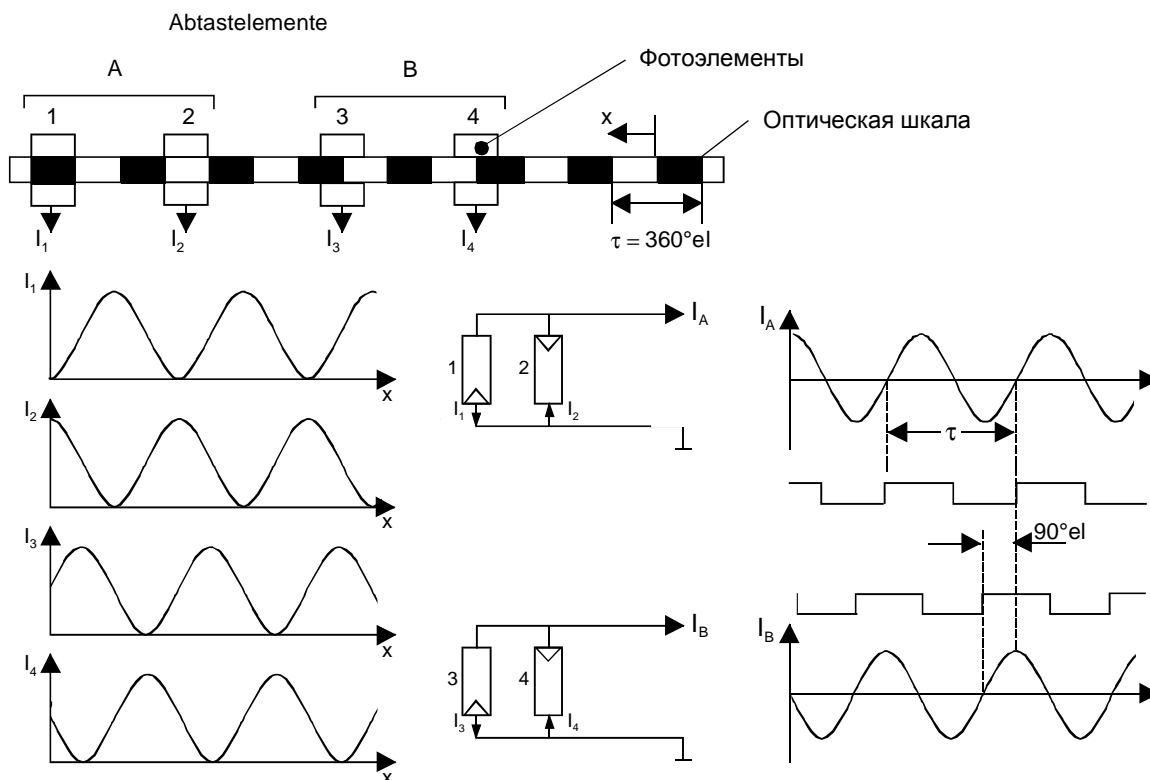
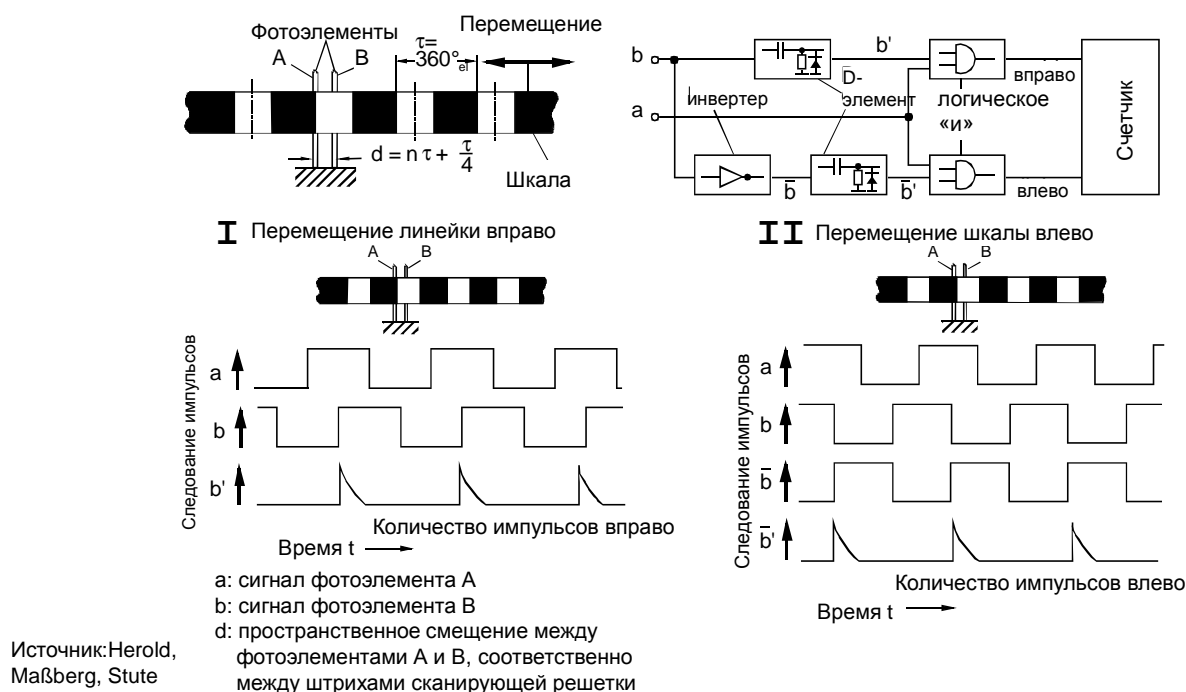


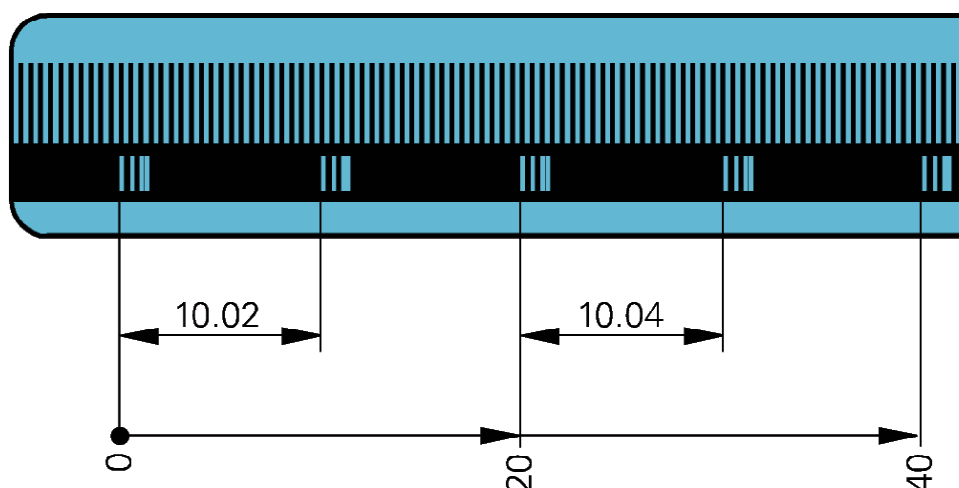
Рис. 11-21: Сигналы при считывании инкрементальной системы позиционирования

Установка четырех повернутых на  $90^\circ$  измерительных элементов позволяет производить специальную оценку измерительных сигналов. Сигнал  $0^\circ$  ( $I_1$ ) будет синфазно включаться к сигналу  $180^\circ$  ( $I_2$ ). Сигналы суммируются отдельно. Аналогично функционируют сигналы  $90^\circ$  ( $I_3$ ) и  $270^\circ$  ( $I_4$ ). Благодаря этому получают сигналы синус-косинус, которые периодически снижаются до нуля. Для дальнейшей обработки сигналов необходимо немодулированное переменное напряжение. Для получения импульсов прямоугольной формы применяется режим триггера при прохождении сигналом нулевого значения. Для повышения разрешающей способности применяется интерполяция согласно описанных ранее методов (рис.11-18).



**Рис. 11-22: Распознавание направления в системе относительных измерений**

В системе относительных измерений осуществляется суммирование периодов измерительных сигналов во время перемещения. Для обеспечения возможности распознавания направления перемещения, необходимы два периодических сигнала, смещенные друг относительно друга на  $90^\circ$ . Изменение направления движения приводит к изменению фазы с  $+90^\circ$  на  $-90^\circ$ . Принцип распознавания направления приведен на Рис. 11-22. В зависимости от направления формируются различные последовательности сигналов I и II на выходе элементов считывания A и B. При включении анализатора (справа вверху на Рис. 11-22) последовательность прямоугольных импульсов  $b$  и их обратных значений  $\bar{b}$  дифференцируются и преобразовываются в сигналы  $b'$  и  $b''$ . В зависимости от того, перемещается шкала относительно считывающих элементов A и B влево или вправо, расположение последовательности импульсов  $b'$  и  $b''$  относительно последовательности  $a$  определяет, суммирует агрегатированный счетчик вверх или вниз. На представленном устройстве учитываются только положительные части сигналов  $b'$  и  $b''$ , как суммируемые импульсы. Общее количество суммированных импульсов с корректным знаком и будет являться величиной перемещения или углом поворота.



Источник: Heidenhain

**Рис. 11-23: Строчное кодирование базовых точек**

На оптических шкалах могут использоваться многочисленные базовые точки, отстоящие на различные промежутки (Рис. 11-23). При прохождении таких двойных базовых точек с кодированным расстоянием осуществляется суммирование расстояния между инкрементальными штрихами, за счет чего устанавливается абсолютное положение на оптической шкале. Деления линейной или круговой измерительной системы обеспечиваются посредством максимальной производственной точности и абсолютной четкости оптических штрихов. Они выполняются путем вакуумного осаждения очень тонкого и прочного слоя металла, образующего непрозрачные штрихи на стеклянных или металлических полосах или скрайбирования (создания тонкой гравировки). Металлические линейки, благодаря своей гибкости, используются в конструкциях устройств для измерения угловых перемещений, например для поворотных столов. Уровень цифрового разрешения оптической системы измерения перемещения или угла непосредственно зависит от числа рисок измерительного устройства.



$k$  : Параметры строки ( $2^k$ )

$n$  : Необходимое число строк

$$n = \lg \frac{x_{ges}}{\Delta x} \cdot \frac{1}{\lg 2}$$

$x_{ges}$  : Длина шкалы

$\Delta x$  : Разрешение измерения

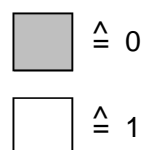


Рис. 11-24: Пятистрочная бинарнокодированная шкала

В отличие от методов относительных измерений, в кодированной системе измерений каждому элементу пути строго соответствует определенное значение. На Рис. 11-24 показано схематическое изображение кодированной шкалы с пятью кодировочными строками. Известны различные варианты для кодирования некоторого интервала на оптической шкале. Бинарно кодированные шкалы равной длины, имеющие наименьший штриховой шаг, характеризуются ростом разрешающей способности с каждой последующей строчкой в 2 раза. Упорядочивание происходит соответственно бинарному значению «1» для светлого участка и для темного участка - бинарному значению «0», таким образом, что при одновременном считывании всех строк на каждой позиции пути определяется одно двоичное число, соответствующее актуальной позиции. В представленном примере двоичное число 10110 описывает элемент перемещения 22. Количество требуемых строк  $n$  зависит от области измерения  $x_{ges}$  и разрешающей способности  $\Delta x$ . В этом случае используется следующая закономерность:

$$x_{ges} = \Delta x \cdot 2^n (n = 1, 2, 3 \dots),$$

при этом  $\Delta x$  является минимальным штриховым шагом, а  $n$  – числом строк, для которого справедлива формула:

$$n = \lg \left( \frac{x_{ges}}{\Delta x} \right) \cdot \left( \frac{1}{\lg 2} \right).$$

Считывание значений в описанном методе может сопровождаться наличием ошибочной информации потому, что при одномоментном изменении нескольких строк двоичного положения, окончательные значения считываемых размеров могут быть неточно отработаны при установке.

## Содержание

- 1 Конструкция приводов подач
- 2 Системы позиционирования
- 3 Управление приводами подач
- 4 Заключение



Рис. 11-25: Сравнение регулирующих контуров и цепи управления

Основной задачей числового программного управления станка является передача команд приводам подачи для обработки заготовки на основании информации о величине перемещений и скоростей. Трансформирование данных входных команд (временная установка позиционирования  $x_s$ ) в соответствующие значения координат и скорости обеспечивается либо с помощью постоянно действующего привода в составе приоритетного контура управления, либо с помощью шагового двигателя в открытой цепи управления. Каждая ось имеет собственный контур управления, как правило независимый от других осей, или собственную цепь управления. В теории автоматического управления разница между терминами «Управление» и «Регулирование» определяется на основании прохождения процесса между входными и выходными величинами сигналов. В английском языке не дается четкого обоснования между управлением и регулированием (control, feedback control). Цепь управления определяется открытой последовательностью воздействий, при которой передача сигналов происходит только в одном направлении. Для привода подачи с управлением по положению это означает, что истинное значение положения не будет сравниваться входной командой с заданным положением. Для управления по положению в качестве привода применяются шаговые двигатели, в которых ротор реагирует на прохождение управляющего импульса соответствующим поворотом на определенный угол. Общее количество импульсов будет пропорционально заданному углу поворота или величине перемещения движения подачи. Угловая скорость регулируется через частоту следования управляющих импульсов (Рис. 11-25, внизу). При использовании непрерывных приводов применяют контур регулирования, называемый контуром положения (Рис. 11-25, вверху), который постоянно отрабатывает разницу положения между истинным и заданным значением.



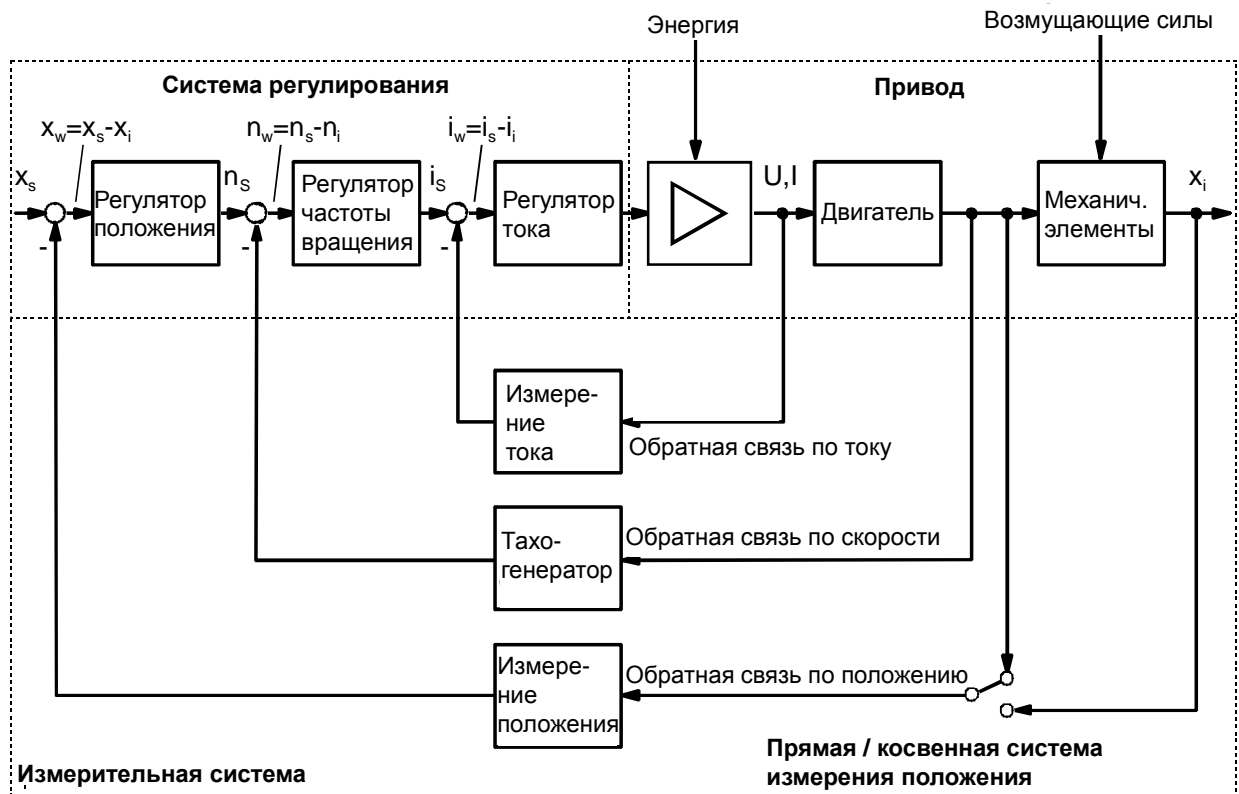


Рис. 11-26: Контур регулирования с интегрированной обратной связью по скорости и току

Подробная схема непрерывного контура регулирования подачи показана на Рис. 11-26. Для повышения динамических характеристик привода, стандартный контур регулирования базируется на контурах скорости и тока. Контур регулирования позволяет регулировать угловую скорость двигателя привода входными командами. Контур регулирования состоит из следующих компонентов:

- блок регулирования;
- система привода (усилитель, двигатель, элементы механических передач);
- система измерений.

В блоке управления проводится сопоставление актуального угла поворота двигателя и истинного положения  $x_i$  стола станка с входной командой  $x_s$  заданного положения. Результат как погрешность регулирования определяется по формуле:

$$x_w = x_s - x_i.$$

Эта величина вводится в корректор положения. В корректоре формируется управляющее воздействие для двигателя привода на основе разницы между заданным и истинным значением с учетом динамических соотношений системы. Достижение коррекционной величиной  $x_w$  нулевого значения означает отработку приводом заданного перемещения. Система привода включает усилитель мощности, серводвигатель и механические передачи. Усилитель мощности обеспечивает необходимый энергетический уровень для привода. В качестве непрерывных приводных двигателей в настоящее время используются преимущественно асинхронные двигатели переменного тока. Для незначительных уровней мощности приводов используют двигатели постоянного тока. Вращательное движение вала двигателя преобразуется в поступательное движение стола обычно с помощью передачи винт-гайка. При высоких требованиях к осевой динамике применяют непосредственные линейные приводы, в которых отсутствуют механические передаточные механизмы. Измерительная система соединена через устройства обратной связи по положению с контуром регулирования. Координата положения  $x$  определяется посредством угловой или линейной измерительной системы и передается в блок регулирования для сравнения истинного и заданного положения. С помощью контура регулирования истинное положение стола приводится в соответствие с требуемым, противодействуя, таким образом, влиянию возмущающих сил. Перемещение

стола из истинной в заданную позицию без погрешностей реализуются посредством выполнения следующих условий:

- значительное усиление контура регулирования;
- высокая демпфирующая способность для исключения нестабильных состояний и флуктуаций;
- низкие временные коэффициенты системы регулирования привода;
- незначительные инерционные моменты вращающихся частей;
- высокая собственная частота механических колебаний;
- значительная жесткость механических элементов силовой схемы привода;
- сочетание собственной частоты колебаний механической передающей системы и контура регулирования.

Представленные дополнительно на Рис. 11-26 базовые системы регулирования скорости и контура регулирования служат для улучшения динамических характеристик привода. Они обеспечивают усиление контура регулирования с одновременным повышением демпфирования. Для описания динамических характеристик системы управления положением должны быть известны не только параметры системы прохождения сигналов, но и отдельные передаточные соотношения общей системы и отдельных подсистем. Для точного анализа динамических характеристик контура регулирования положения необходимы знания теории автоматического регулирования.

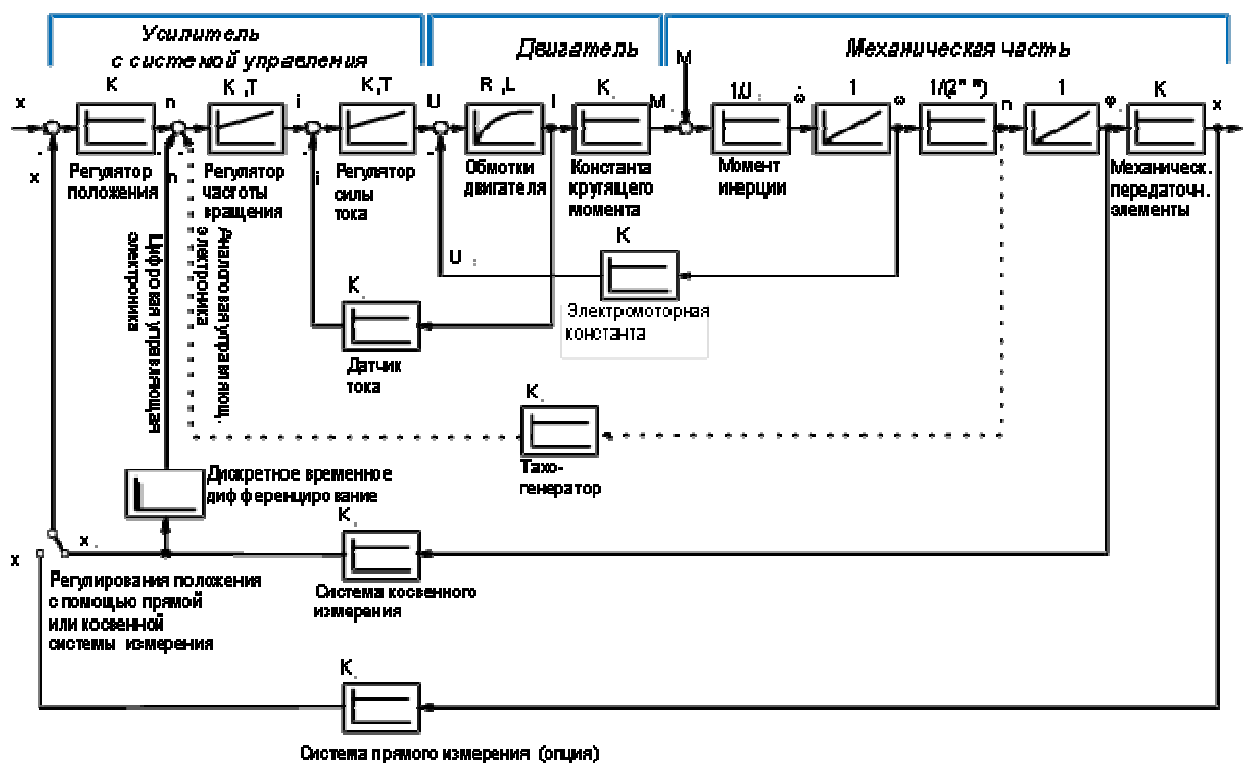
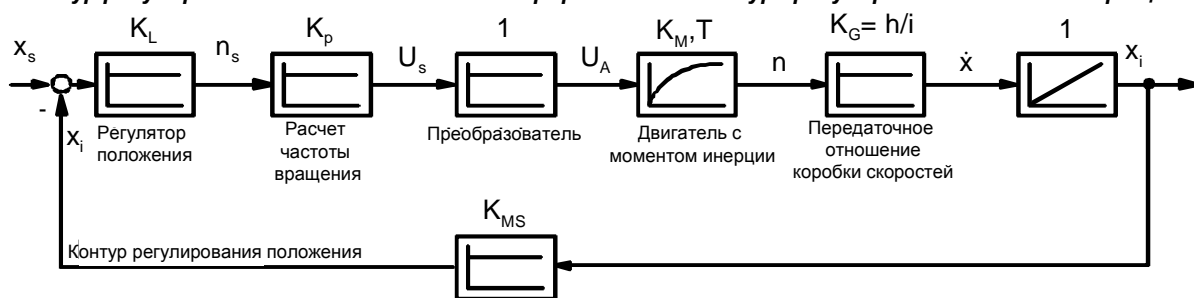
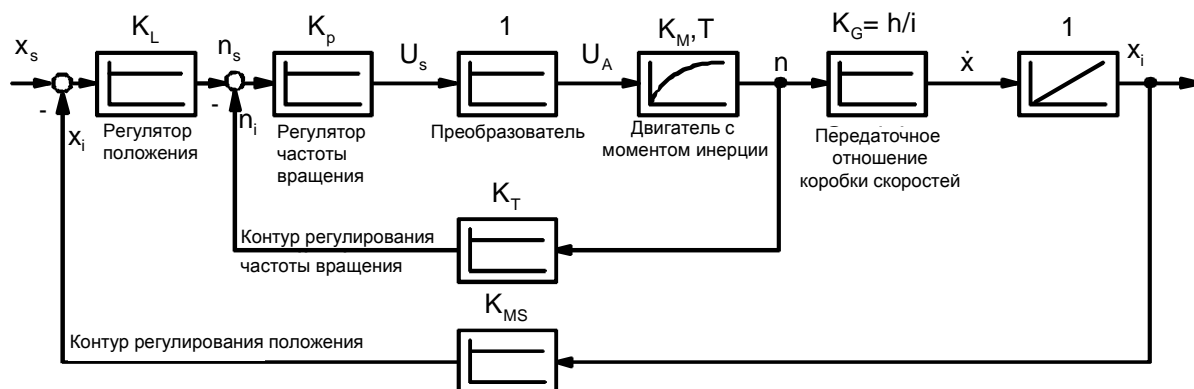


Рис. 11-27: Схема взаимодействия контура регулирования положения с базовыми контурами регулирования скорости и тока

На Рис. 11-27 показана часто применяемая структура регулирования для управления приводами подачи станков. С ее помощью возможно наглядно представить процессы взаимодействия в приводе. Параметры механической конструкции отходят здесь на второй план. Электрические устройства и блоки управления составляют основу структуры регулирования. При рассмотрении контура регулирования на первый план выходит динамическое поведение контура регулирования, а не динамические характеристики механических передач. Обычно механические элементы упрощенно рассматриваются как идеально жесткие элементы, когда необходимо предусмотреть лишь приведенный

момент инерции на валу двигателя  $J_{ges}$ . Кроме того, остаются некоторые передаточные механические соотношения (шаг винта  $h$  и передаточное отношение  $i$ ), учитываемые с помощью коэффициента  $K_G$ . Входная команда  $x_s$  контура регулирования первоначально сравнивается с актуальным положением салазок станка  $x_i$ . Различие между этими двумя сигналами усиливается пропорциональным регулятором положения. Управляющее воздействие регулятора положения передается в контур управления скоростью, связанный с контуром управления по току. Через регулятор тока и систему обратной связи по скорости существенно повышается динамика привода, а флуктуации, за счет улучшенного демпфирования, снижаются. В примере на Рис. 11-27 представлен регулятор скорости пропорционально-интегрального (PI) типа для регулирования незначительных отклонений без остаточных ошибок. Агрегатированный с регулятором скорости регулятор тока позволяет производить управление ускорениями двигателя и уменьшать флуктуации при ускорении и торможении двигателя. Из разницы между заданным значением регулятора скорости  $v_s$  и истинным значением  $v_i$  определяется необходимая нагрузка на двигатель (регулирование тока), реализуемая посредством входной команды. Усилитель мощности переводит сформированную входную команду в соответствующее напряжение на обмотках двигателя  $U_A$  (Рис. 11-27. В соответствии с электрическими характеристиками обмоток двигателя (сопротивление  $R_A$  и индуктивность  $L_A$ ) формируется значение тока. Это создает пропорциональный (фактор  $K_M$ ) крутящий момент на двигателе, который совместно с моментом нагружения на инерционность  $J_{ges}$  (Рис. 11-27) воздействует на ось привода. В соответствии с законом Ньютона, угловое ускорение  $\omega$ , через пересчет и интегрирование, определяет число оборотов двигателя. Следующий шаг интегрирования определяет угловое положение вала двигателя. Помножив последний результат на передаточное число редуктора передачи, определяют положение  $x_m$  салазок станка. Для определения и передачи истинного положения салазок на Рис. 11-27 представлены две возможности получения значения пути – с помощью прямого и опосредованного методов. Истинная скорость для интегрированного контура скорости определяется на современных станках посредством дифференцирования измеренных сигналов перемещения. В сравнении, на старых станках с аналоговой приводной техникой, сигнал частоты вращения измеряли с помощью тахогенератора.

**Контур регулирования положения без интегрированного контура регулирования частоты вращения****Контур регулирования положения с интегрированным контуром регулирования частоты вращения****Рис. 11-28: Упрощенные контуры регулирования**

На Рис. 11-28 показан весьма упрощенный контур регулирования привода подачи, на основе которого проводят расчеты. Характеристики серводвигателя с нагрузкой в виде некоторой массы упрощенно отображены введенным элементом  $PT_1$ . Для пересчета числа оборотов  $n_s$  в заданное напряжение  $U_s$  вводят тот же постоянный коэффициент  $K_p$ , что и для регулятора частоты вращения.

Контур регулирования положения без интегрированного контура регулирования скорости	Контур регулирования положения с интегрированным контуром регулирования скорости
АФЧХ контура регулирования скорости	
	$G_{GS}(j\omega) = \frac{K_p \frac{K_M}{1+Tj\omega}}{1 + K_p \frac{K_M}{1+Tj\omega} \cdot K_T}$
АФЧХ контура регулирования положения	
$G(j\omega) = \frac{K_L K_p \frac{K_M}{1+j\omega T} K_G \frac{1}{j\omega}}{1 + K_L K_p \frac{K_M}{1+j\omega T} K_G \frac{1}{j\omega} K_{MS}}$ $= \frac{\frac{1}{K_{MS}}}{1 + \frac{1}{K_L K_p K_M K_G K_{MS}} j\omega + \frac{K}{K_L K_p K_M K_G K_{MS}} \frac{T}{(j\omega)^2}}$	$G_G(j\omega) = \frac{K_L G_{GS}(j\omega) K_G \frac{1}{j\omega}}{1 + K_L G_{GS}(j\omega) K_G \frac{1}{j\omega} \cdot K_{MS}}$ $= \frac{\frac{1}{K_{MS}}}{1 + \frac{1 + K_p K_M K_T}{K_L K_p K_M K_G K_{MS}} j\omega + \frac{K}{K_L K_p K_M K_G K_{MS}} \frac{T}{(j\omega)^2}}$

Рис. 11-29: Система расчета контуров регулирования положения (1/2)

Для расчета параметров контура регулирования положения часто применяются одно или несколько упрощений (Рис. 11-29). Некоторые передаточные системы могут быть представлены в таблице в форме функций частотных характеристик. Сопоставление между истинным и заданным положением, а также регулирование положения в современных системах ЧПУ реализованы в цифровой форме и должны точно определяться временно-дискретным регулятором. При рассмотрении только нижней части частотного диапазона, возможно осуществление регулирования положения в виде квази-непрерывного процесса. Для описания составляющих контура регулирования могут быть использованы параметры, приведенные в таблице.

Контур регулирования положения без интегрированного контура регулирования скорости	Контур регулирования положения с интегрированным контуром регулирования скорости
Сравнение с пропорциональным элементом второго порядка $G_{PT2}(j\omega) = \frac{K}{1 + T_1 j\omega + T_2^2 (j\omega)^2} = \frac{K}{1 + \frac{2D}{\omega_0} j\omega + \frac{1}{\omega_0^2} (j\omega)^2}$ $T_1 = \frac{1}{K_L K_p K_M K_G K_{MS}} \quad \left  \quad T_{1G} = \frac{1 + K_p K_M K_T}{K_L K_p K_M K_G K_{MS}}$	
$T_2 = T_{2G} = \sqrt{\frac{T}{K_L K_p K_M K_G K_{MS}}}$ Усиления сигнала скорости $K_V = K_L K_p K_M K_G \quad K_{VG} = \frac{K_L K_p K_M K_G}{1 + K_p K_M K_T}$	
Собственная частота $\left( \omega_0 = \frac{1}{T_2} \right)$ $\omega_0 = \omega_{0G} = \sqrt{\frac{K_L K_p K_M K_G K_{MS}}{T}}$ Демпфирование $\left( D = \frac{1}{2} \cdot \frac{T_1}{T_2} \right)$ $D = \frac{1}{2} \frac{1}{\sqrt{K_L K_p K_M K_G K_{MS} T}} \quad \left  \quad D_G = \frac{1}{2} \frac{1 + K_p K_M K_T}{\sqrt{K_L K_p K_M K_G K_{MS} T}}$	

Рис. 11-30 Система расчета контуров регулирования положения (2/2)

Описание передаточных параметров контура регулирования положения представлено ниже. Важнейший линейный размерный параметр для характеристик контура регулирования – это коэффициент усиления скорости  $K_V$  ( $K_V$ -фактор). Он является соотношением истинной скорости к отклонению положения (ошибка перемещения)  $x_w$  в состоянии собственных колебаний. Коэффициент усиления скорости  $K_V$  имеет размерность  $s^{-1}$ . В промышленности часто используют размерность м/(мин мм). Коэффициент  $K_V$  представляет собой величину обеспечения стабильного воспроизведения станком криволинейных движений на плоскости или в пространстве. Отклонения размеров детали, вызванные ошибкой перемещения, пропорциональны  $x/K_V$ . Общепринятые величины усиления скорости при электромеханическом типе привода находятся в пределах  $K_V=0,6-4,8$  м/мин мм (соответствует  $10-80 s^{-1}$ ).

Высокодинамичные оптимизированные приводы на базе непосредственных линейных двигателей характеризуются величиной  $K_V$  более  $10$  м/мин мм= $166,6 s^{-1}$ . Усиление скорости  $K_V$  является ни чем иным, как усилением контура регулирования положения. Оно определяет отклонение положения при перемещении с постоянной скоростью и имеет большое значение при создании контура регулирования для нескольких осей. Наряду с коэффициентом  $K_V$  собственную частоту  $\omega_0$  определяет демпфирование системы  $D$ . Влияние демпфирования и собственной частоты колебаний представлено на Рис. 11-30. Собственная частота  $\omega_0$  (или  $f_0$ ) является мерой добротности передачи сигналов. Высокая частота означает слабое искажению сигналов системой. Обычно величина  $f_0 = \omega_0/2\pi$  в пределах от  $10$  до  $30$  Гц (основная угловая частота = собственная частота). Уровень демпфирования  $D$  описывает характер колебательных процессов в системе. Высокий уровень демпфирования означает значительные возможности системы уменьшать колебания. Перемещение в конечную позицию без перевозбуждения требует высокого уровня демпфирования (в пределах  $0,8 \leq D \leq 1$ ).

Запаздывание  
в установившемся  
состоянии

$$x_{w1} = \frac{v}{K_{V1}} = 1,12 \text{ мм}$$

$$x_{w2} = \frac{v}{K_{V2}} = 0,56 \text{ мм}$$

$$x_{w3} = \frac{v}{K_{V3}} = 0,045 \text{ мм}$$

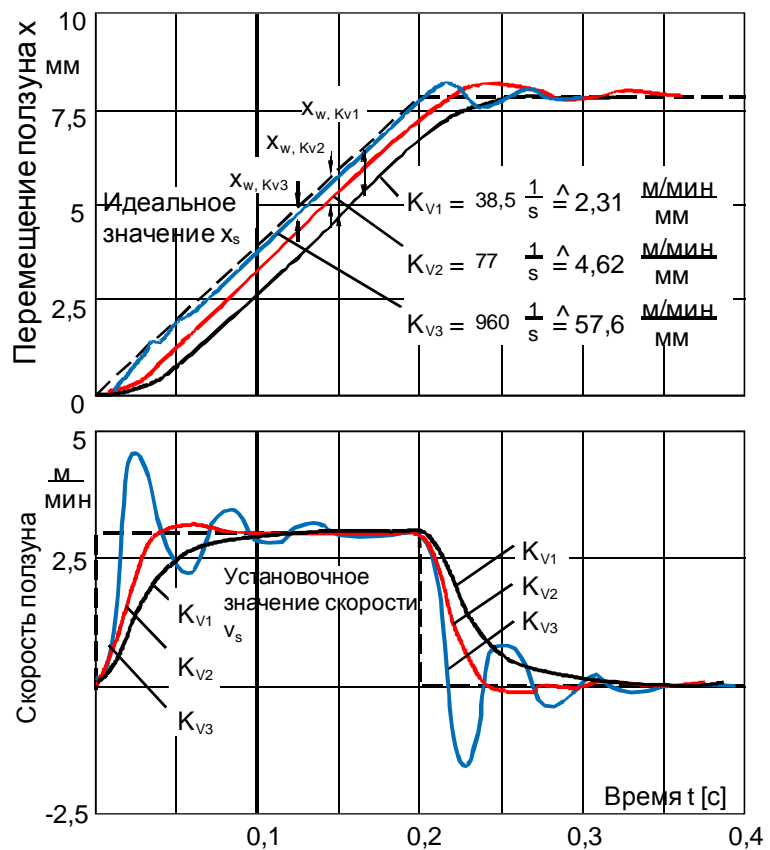


Рис. 11-31: Изменение контура регулирования при различных настройках скорости регулирования регулятора положения

На Рис. 11-31 представлено перемещение салазок  $x$  по времени. В нижней части рисунка представлено значение скорости в направлении  $x$ . Параметром является коэффициент усиления скорости  $K_v$ . Возрастающая величина усиления приводит к уменьшению ошибки регулирования за более короткое время достижения заданной скорости. При значительном усилении контура происходит снижение демпфирующей способности, что ведет к возникновению колебаний при разгоне и торможении. Поэтому величину усиления необходимо ограничивать значением, при котором быстрый переход салазок заданную позицию происходит без перевозбуждения. Демпфирующая способность  $D$  здесь является параметром, характеризующим способность к подавлению колебательных возмущений. Скачкообразное изменение скорости позволяет глубоко изучить и оценить динамические характеристики контролируемого привода. На практике, изменения скорости движения контролируется скоростным контуром, что позволяет приводам следовать заданным величинам и одновременно предотвращать недопустимые колебания структуры, вызываемые изменениями ускорений.

## Заключение

- В станкостроении, в зависимости от требований, применяются различные типы приводов
- Приводы подач состоят из различных электромеханических и механических компонентов
- К механическим компонентам относятся все детали, находящиеся в потоке сил между двигателем, инструментом и заготовкой
- Основной задачей механических компонентов является преобразование вращательного движения в поступательное
- Системы для непосредственного и опосредованного измерения положения применяются для установления наличного отклонения от заданной величины
- Регуляторы применяются для уменьшения разности между заданным и настоящим значением
- Величинами обратной связи являются ток, напряжение, скорость или положение