

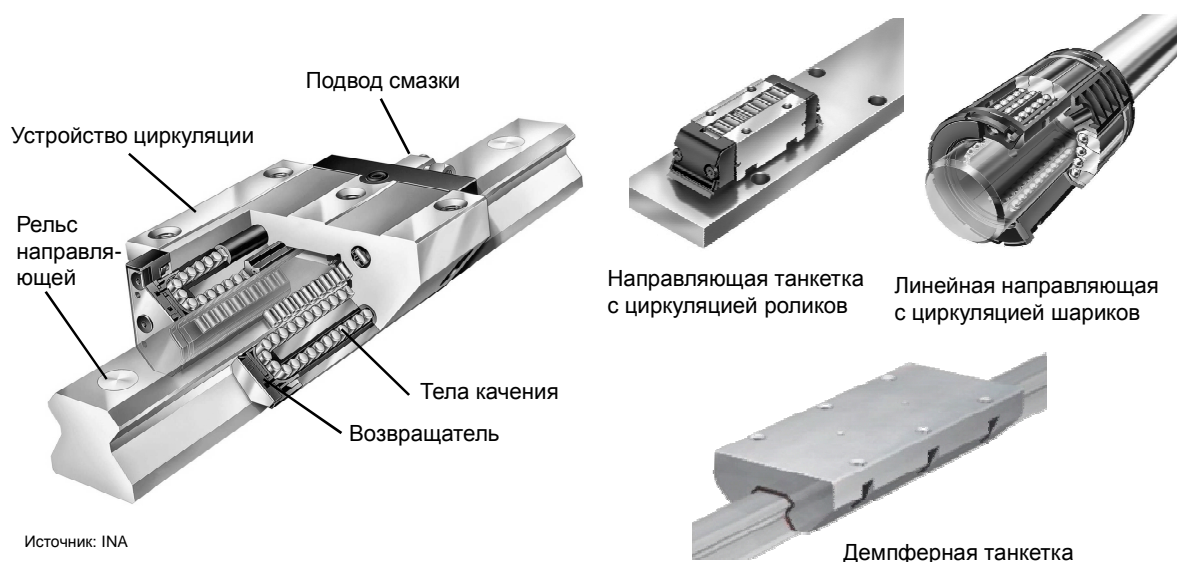
## **Лекция №6**

# **Металлорежущие станки**

Направляющие и подшипники качения,  
шариковинтовые передачи, подшипники шпиндельных  
узлов, уплотнения, защитные приспособления

## Содержание

- 1 Линейные направляющие
- 2 Шариковинтовые передачи
- 3 Шпиндельные узлы. Подшипники
- 4 Уплотнения и защитные устройства
- 5 Заключение

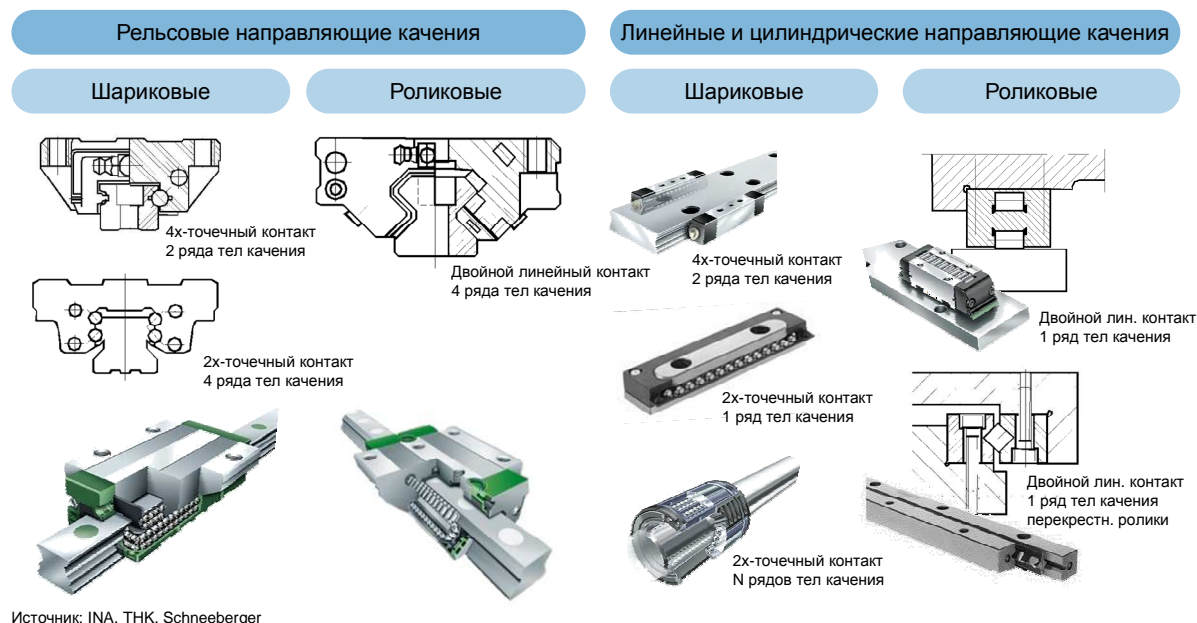


**Рис. 6-1: Направляющие качения модульного типа**

Для реализации перемещений узлов и механизмов, широкое применение в машиностроении находят направляющие модульного типа с циркуляцией тел качения. На Рис. 6-1, слева, показано устройство замкнутого контура для возврата роликов в танкетке направляющей. Длина перемещения танкетки ограничена, таким образом, только длиной рельса направляющей. Недостатком такой конструкции, по сравнению с направляющими качения без циркуляции тел качения, является возникновение удара в зоне разворота тел качения. Это ведет к шумовой и тепловой эмиссии, а также износу соответствующих зон циркуляционных каналов, что является основным фактором, ограничивающим максимально допустимую скорость перемещения для данного типа направляющих. Кроме того, вследствие изменяющегося числа тел качения ( $n$  либо  $n+1$ ), находящихся в контакте, наблюдаются небольшие колебания жесткости. На Рис. 6-1 справа показаны другие виды направляющих качения с циркуляцией тел качения. В случае плоской роликовой танкетки, направляющая - плоский брусок из закаленной стали. Как правило, направляющие данного типа оснащаются парой танкеток «в обхват» рельса, что позволяет воспринимать нагрузки в двух направлениях и создавать предварительный натяг в системе. Цилиндрические шариковые линейные направляющие также являются стандартными компонентами, предлагаемыми на рынке. Благодаря полному охвату направляющего вала цилиндрической кареткой, такой системой могут восприниматься поперечные усилия в любом направлении.

Выбор направляющих качения зависит от требуемой несущей способности, жесткости и допустимой скорости перемещения. Важными параметрами, характеризующими несущую способность направляющей, являются динамический  $C$  и статический  $C_0$  коэффициент работоспособности. По стандарту DIN 636 динамическим коэффициентом работоспособности является неизменная по величине и направлению нагрузка, которая при пройденном расстоянии в 100.000 метров не вызывает появления признаков повреждения. Статическим коэффициентом работоспособности является нагрузка, при которой общая деформация тел качения и рельса составляет 0,0001 от диаметра тела качения. Расчет данных коэффициентов производится в соответствии с DIN 636.

При сравнении несущей способности направляющих от разных производителей, следует иметь в виду, что в Азии для расчета долговечности применяют расстояние в 50.000 метров, а в Германии – 100.000 м, из-за чего азиатские показатели оказываются завышены более, чем на 20%.



**Рис. 6-2: Различные конструктивные исполнения направляющих качения модульного типа**

На Рис. 6-2 представлены различные конструктивные исполнения направляющих с циркуляцией тел качения. Преимуществами подобных систем являются их широкая доступность и готовность к монтажу без доработки. Данные системы пригодны для перемещений любой длины. Несущая способность зависит от числа рядов и типа применяемых тел качения. Реализуемые скорости перемещения могут достигать 300 м/мин, а ускорения – 15 g. Направляющие качения могут воспринимать нагрузки на растяжение, сжатие, поперечные усилия, а также произвольные крутящие моменты. Направляющие качения всех типов доступны с различным значением предварительного натяга. В станкостроении особенно широко применяются четырехрядные шариковые и роликовые направляющие с повышенной несущей способностью.

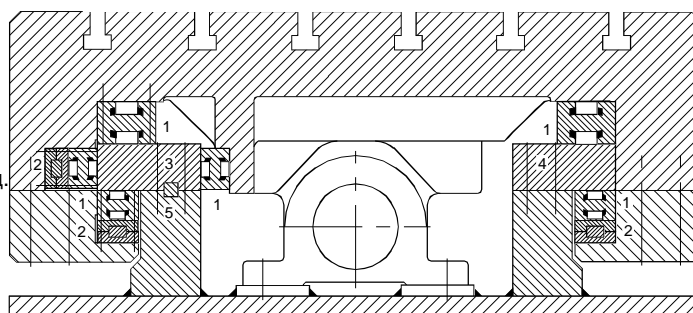
Цилиндрические и плоские игольчатые направляющие (на рисунке справа сверху) применяются для реализации высокоточных перемещений компонентов металлорежущих станков и характеризуются особо высокой несущей способностью и жесткостью. Максимально допустимые скорости перемещения составляют порядка 100 м/мин при ускорениях до 25 g. Максимальное перемещение ограничено длиной тела танкетки и сепаратора, т.к. отсутствует возврат тел вращения. Величина предварительного натяга устанавливается в зависимости от ситуации нагружения с помощью охватывающей конструкции.

Линейные цилиндрические направляющие и направляющие с вращаемыми роликами (колесного типа) применяются в конструкциях, допускающих меньшую несущую способность, например, в транспортных или высоко динамичных устройствах. Максимальные допустимые скорости перемещения составляют 300 м/мин для цилиндрических линейных направляющих и до 600 м/мин для направляющих с вращающимися роликами. Максимальные ускорения составляют 5-10 g.

Для реализации высокой несущей способности, жесткости и точности в системах с фиксированной и плавающей направляющей применяются линейные роликовые направляющие с циркуляцией. Каретки с циркуляционными каналами допускают скорость перемещения до 120 м/мин и ускорение до 10 g. С их помощью можно реализовать перемещения на расстояния произвольной величины. Создание предварительного натяга и достижение необходимой жесткости производится способом, аналогичным плоским направляющим.

**Направляющие стола**

- 1: Танкетка направляющая с циркуляцией теп качения  
 2: Устройство создан. предварит. натяга  
 3, 4: Направляющие  
 5: Запрессованная шпонка

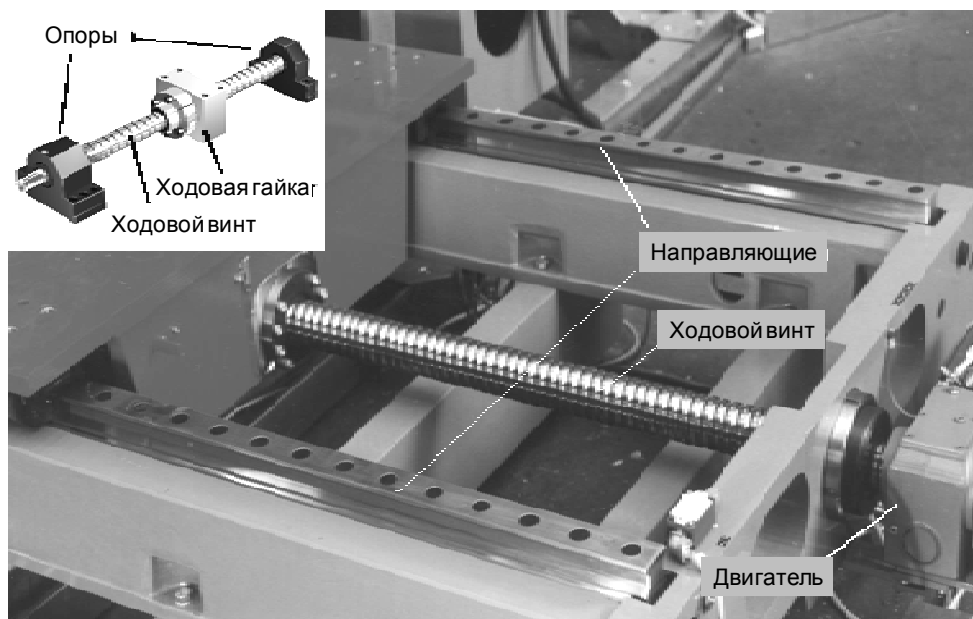
**Устройство преднатяга**

Источник: INA

**Рис. 6-3: Направляющие стола сверлильного станка с ЧПУ с устройством преднатяга**

На Рис. 6-3 показан стол сверлильного станка с системой направляющих в разрезе. Перемещение стола осуществляется с помощью линейных роликовых направляющих с циркуляцией. Величина предварительного натяга изменяется с помощью клина. Для предотвращения превышения заданного преднатяга вследствие действия температуры в конструкциях крупногабаритных столов применяется схема установки с фиксированной и плавающей направляющими. В данном случае направляющая с правой стороны допускает горизонтальные перемещения при неизменной вертикальной жесткости.

- 1**    **Линейные направляющие**
- 2**    **Шариковинтовые передачи**
- 3**    **Шпиндельные узлы. Подшипники**
- 4**    **Уплотнения и защитные устройства**
- 5**    **Заключение**



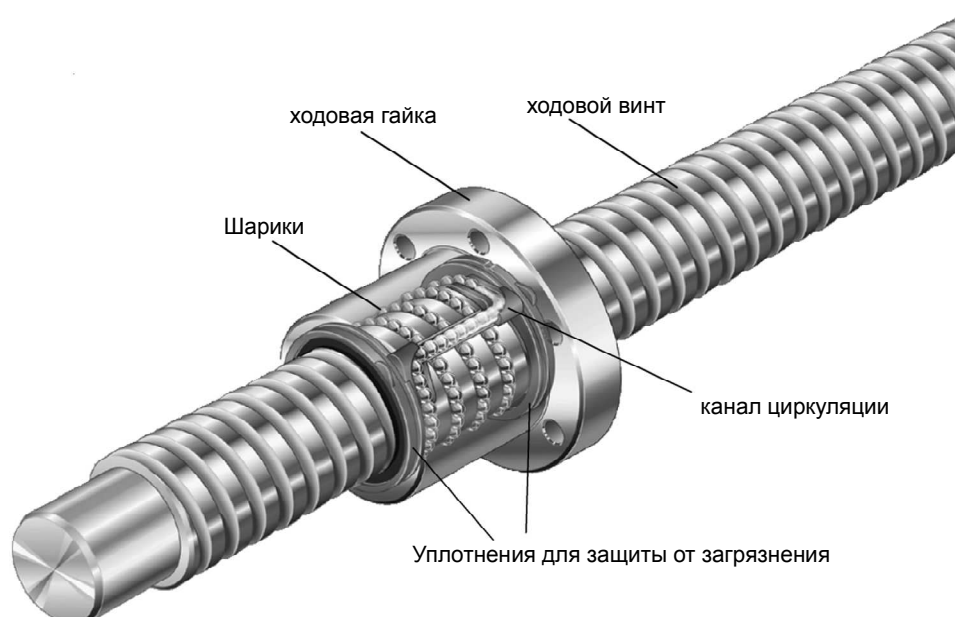
Источник: Bosch Rexroth AG

**Рис. 6-4: Конструкция шариковинтовой передачи**

На Рис. 6-4 показана шариковинтовая передача для реализации поступательного перемещения ползуна. К преимуществам шариковинтовой передачи относятся:

- Высокий КПД благодаря трению качения (до 95%)
- Отсутствие прерывистого скольжения (stick slip)
- При корректной настройке – минимальный износ и высокая долговечность
- Возможность создания предварительного натяга для предотвращения люфта
- Достаточная жесткость

К недостаткам относятся низкий уровень демпфирования и нагрев ходовой гайки, а также ходового винта на высоких скоростях перемещения вследствие изменения направления движения циркулирующих шариков. Необходимость рециркуляции шариков.



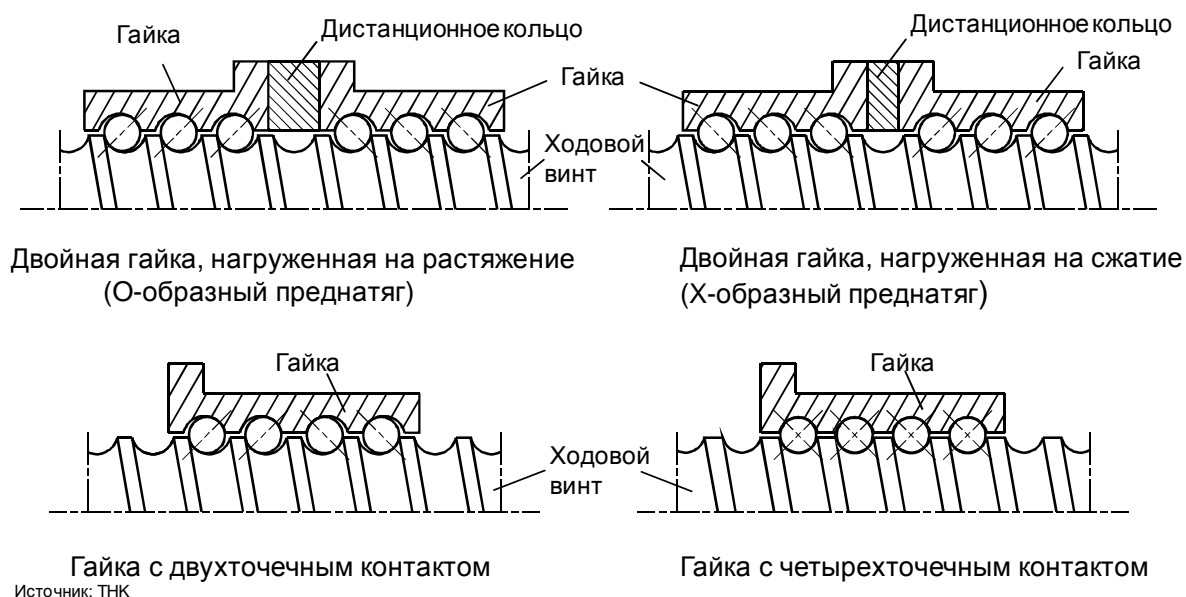
Quelle: Bosch Rexroth AG

**Рис. 6-5: Шариковинтовая передача**

На Рис. 6-5 показан ходовой винт и ходовая гайка с циркуляцией шариков по всей длине гайки. Специальное конструктивное исполнение циркуляционных каналов обеспечивает вход шариков в несущую часть гайки и выход из нее по касательной. Тем не менее, это не позволяет полностью избежать ударной нагрузки при высоких скоростях вращения. Геометрические характеристики и конструкционный материал циркуляционного канала в зоне изменения направления движения шариков определяют величину шумовой и тепловой эмиссии, а также износ гайки при высоких скоростях вращения. Существуют также конструкции ходовых гаек, в которых шарiki отводятся в рециркуляционный канал после прохода одного или двух витков резьбы ходового винта. Преимуществом такой конструкции является компактность ходовой гайки. Частый вход и выход шариков из несущей области ходовой гайки оказывает отрицательное воздействие на равномерность движения обката и вызывает повышенное трение и износ, а также более высокий уровень шума.

Создание предварительного натяга в ходовой гайке реализуется путем применения сборной из двух частей гайки или изготовлением неразрезной ходовой гайки с преднатягом в резьбе.





**Рис. 6-6: Создание предварительного натяга в шариковинтовых передачах**

На Рис. 6-6 показаны различные конструктивные возможности создания преднатяга в шариковинтовой передаче (ШВП). На рисунке показаны две полугайки, нагруженные, в первом варианте, на растяжение и, во втором, на сжатие. Между полугайками установлено дистанционное кольцо, с помощью которого полугайки разжимаются либо сжимаются, создавая предварительный натяг в ШВП. В нижней части рисунка показаны цельные ходовые гайки, имеющие двух- и четырехточечный контакт с ходовым винтом. При двухточечном исполнении преднатяг в гайке реализуется посредством изменения хода резьбы в середине гайки. Преднатяг между ходовым винтом и гайкой, также как и при применении гайки с четырехточечным контактом, достигается посредством целенаправленного подбора диаметра шариков. Цельные ходовые гайки улучшают характеристики ШВП по жесткости, уровню демпфирования, величине биения, компактности и легкости конструкции. Четырехточечная гайка имеет один недостаток, связанный с возникновением дифференциального проскальзывания шариков при обкатке, что ведет к повышенному износу и преждевременной потери точности.

Создание предварительного натяга в системе на растяжение или сжатие должно производиться исходя из направления действия наибольшей внешней силы. Для сохранения высокой жесткости должно соблюдаться условие поддержания минимального преднатяга в ШВП при воздействии внешних сил. С точки зрения данного требования, ходовые винты большой длины представляют собой слабое звено в структуре станка. Для увеличения жесткости ходовые винты снабжаются упорными подшипниками с обеих сторон. В случаях, когда требуется максимальная жесткость ШВП при средней величине скорости перемещения, альтернативой ШВП является планетарный роликовый ходовой винт. Данная конструкция характеризуется большей площадью контакта при движении обката и скольжения, что ведет к повышенному трению и нагреву. В данном конструктивном исполнении между ходовой гайкой и винтом расположены планетарные ролики. Планетарные ролики удерживаются на заданном расстоянии друг от друга с помощью планетарного редуктора. Для этого на планетарных роликах имеется зубчатка, зацепляющаяся с зубчатыми венцами на конце гайки. Ролики с зубчаткой обкатываются между гайкой и ходовым винтом. Предварительный натяг здесь, как было показано ранее, осуществляется с помощью разделения гайки на две части. Обе части гайки разделяются дистанционным кольцом, толщина которого определяет величину натяга.

- 1    **Линейные направляющие**
- 2    **Шариковинтовые передачи**
- 3    **Шпиндельные узлы. Подшипники**
- 4    **Уплотнения и защитные устройства**
- 5    **Заключение**

Вид	Название	1	2	3	4	5	6	7	8
	Радиальный подшипник	●	●	○	●	○	●	●	●
$\alpha=15^\circ$ $\alpha=25^\circ$ 	Радиально-упорный подшипник	●	●	○	●	○	●	●	●
$\alpha=40^\circ$ $\alpha=60^\circ$ 	Радиально-упорный подшипник	●	●	○	●	○	●	●	○
	Двухрядный Рад.-упорный подшипник	●	●	○	●	○	●	○	○
	Сферический шарико-подшипник	●	●	○	●	○	●	○	○
	Однорядный роликовый подшипник	●	○	○	○	○	○	○	○
	Двухрядный роликовый подшипник	●	○	○	○	○	○	○	○

● Применим

◐ Частично применим

○ Неприменим

— Отсутствует

Вид	Название	1	2	3	4	5	6	7	8
	Буртиковый роликовый подшипник	●	●	○	—	●	○	○	○
	Игольчатый подшипник	●	○	○	—	●	○	○	○
	Конический подшипник	●	●	○	○	○	○	○	○
	Сферическ. роликовый подшипник	●	○	○	○	○	○	○	○
	Сферический роликовый подшипник	●	○	○	○	○	○	○	○
	Однорядн. упорный ш.-подшипник	—	●	—	—	○	○	○	○
	Двухрядн. упорный ш.-подшипник	—	●	—	—	○	○	○	○

1 : Восприятие радиальных нагрузок

2 : Восприятие осевых нагрузок

3 : Компенсация смещения в осевом направлении посредством свободных внешних колец

4 : Компенсация смещений посредством осевого смещения внешних или внутренних колец в подвижном седле

5 : Для установки необходима разборная конструкция опор

6 : Компенсация увода посредством настройки угла установки подшипника

7 : Исполнение повышенной точности

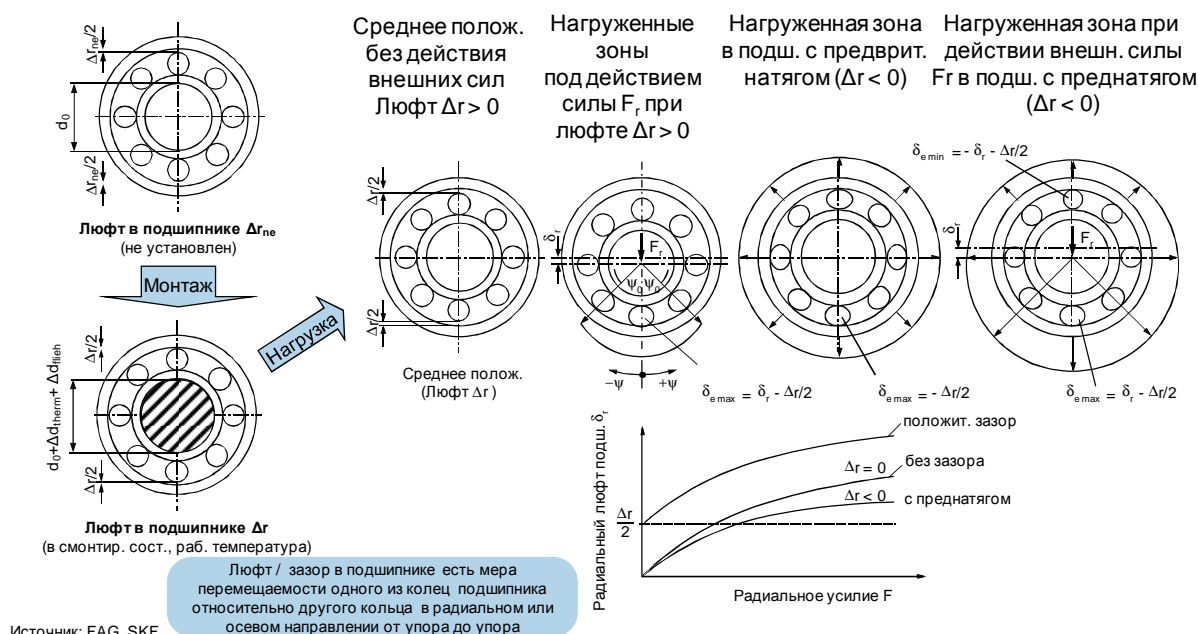
8 : Повышенные частоты вращения

Источник: FAG

Рис. 6-7: Виды и характеристики подшипников качения

На Рис. 6-7 приведен обзор распространенных видов подшипников качения. При выборе подшипниковых узлов необходимо учитывать требования к несущей способности, жесткости, радиальному и осевому биению и допустимым скоростям вращения. На практике каждый вид подшипников пригоден для определенной области применения. При выборе подшипников следует учитывать общие конструктивные особенности подшипников разных видов. Роликовые подшипники отличаются более высокой несущей способностью, чем шарикоподшипники равного размера. Последние имеют более высокие допустимые значения осевых усилий, а также скорости вращения. Окончательный выбор типа подшипника производится исходя из совокупности требований по допустимой скорости вращения, несущей способности, направления действия силы и долговечности.

В зависимости от точности станка применяются подшипники различного класса точности. Точность подшипника указывается в его обозначении, например, специальной точности (нем. SP - Spezialpräzision) или ультрапрецизионные (нем. UP – Ultrapräzision). Распространенными классами точности по принятой в ФРГ классификации являются P2-SP. Применение высокоточных подшипников целесообразно только при соответствующей точности прилегающих деталей. К примеру, тонкие кольца подшипников могут относительно легко деформироваться, если посадочное отверстие в корпусе или посадочная поверхность вала изготовлены с недостаточной точностью размера и формы.



**Рис. 6-8: Взаимосвязь между величиной люфта, нагруженной зоной, и деформацией подшипника**

Под упругой деформацией подшипника  $\delta_r$  понимается относительное перемещение внешнего и внутреннего колец подшипника под действием внешней силы. На Рис. 6-8 представлена взаимосвязь между упругой деформацией, люфтом и действующей внешней силой в подшипнике с предварительным натягом и в свободном состоянии.

Слева на рисунке показан подшипник с люфтом ( $r > 0$ ). При действии внешней силы кольца подшипника перемещаются относительно друг друга на величину  $r/2$ , а также величину смещения внутреннего кольца подшипника относительно центра  $\delta_{e\max}$ . В подшипнике с люфтом нагруженная зона ( $-\Psi$  bis  $+\Psi$ ) меньше 360 градусов, что обуславливает малое число воспринимающих нагрузку тел качения. Это ведет к значительной упругой деформации подшипника. В подшипнике с предварительным натягом, даже без воздействия внешней силы, наблюдается равномерная упругая деформация всех тел качения. Благодаря этой начальной деформации, действующая на подшипник внешняя сила распределяется на все тела качения (натяг на верхних шариках снижается) и вызывает меньшую суммарную деформацию подшипника, чем в случае с люфтом. Как видно из графика, зависимость деформации подшипника от приложенной силы не линейная, а прогрессивная, что является результатом растущей степени деформации тел качения, ведущей к увеличению площади контакта и, соответственно, повышению жесткости.

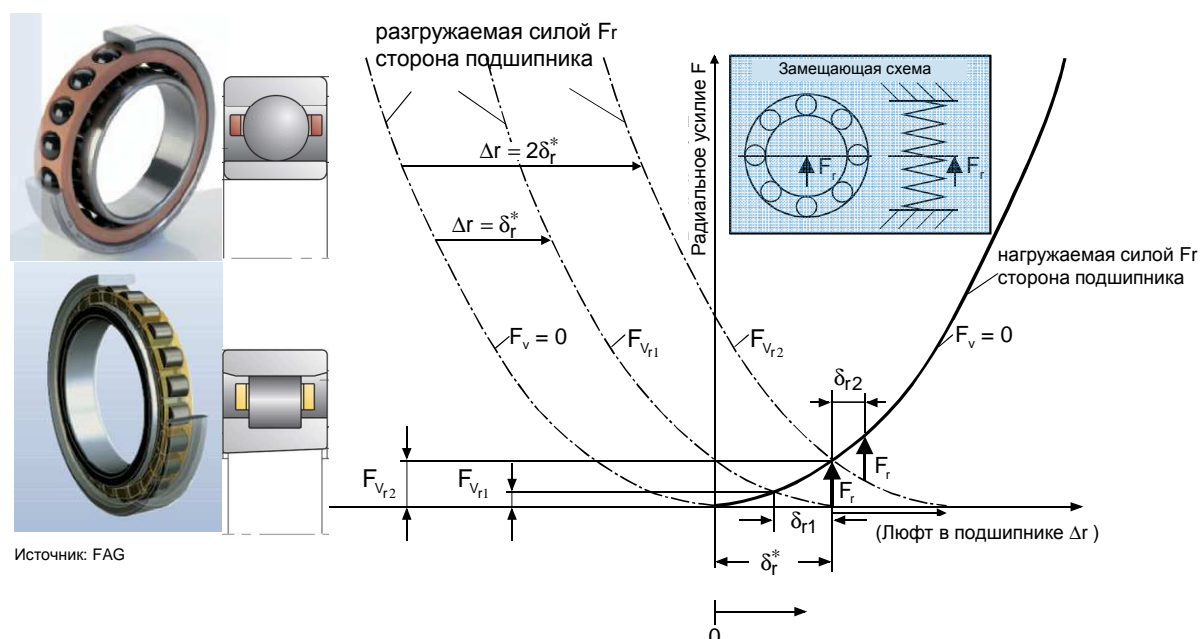


Рис. 6-9: Воздействие предварительного натяга на жесткость подшипника

Поведение подшипника под действием предварительного натяга может быть представлено графически с помощью диаграммы поведения системы из двух пружин под действием силы, сжимающей одну и разгружающей другую (Рис. 6-9). Поведение подшипника без люфта под действием внешней радиальной силы  $F_r$  представлена кривой жесткости пружины - непрерывная на Рис. 6-9. Создание предварительного натяга графически представляется путем перемещения зеркально отраженной кривой жесткости (штрих-пунктирная) противоположной стороны подшипника, разгружаемой силой  $F$ , слева направо. Сначала на графике отмечается деформация под действием радиальной силы  $F_r$  в подшипнике без люфта  $\delta_r^*$ . При создании силы натяжения  $F_{vr1}$ , которая теоретически соответствует негативному люфту  $\Delta r = -\delta_r^*$ , вторая сторона подшипника также участвует в распределении нагрузки и суммарная упругая деформация  $\delta_{r1}$  составляет примерно половину  $\delta_r^*$ . Повышение усилия натяга до  $F_{vr2}$  путем увеличения негативного люфта до  $\Delta r = -2\delta_r^*$  ведет, в соответствии с прогрессирующей характеристикой жесткости при увеличивающейся силе, к дальнейшему уменьшению общей деформации подшипника до  $\delta_{r2}$ .

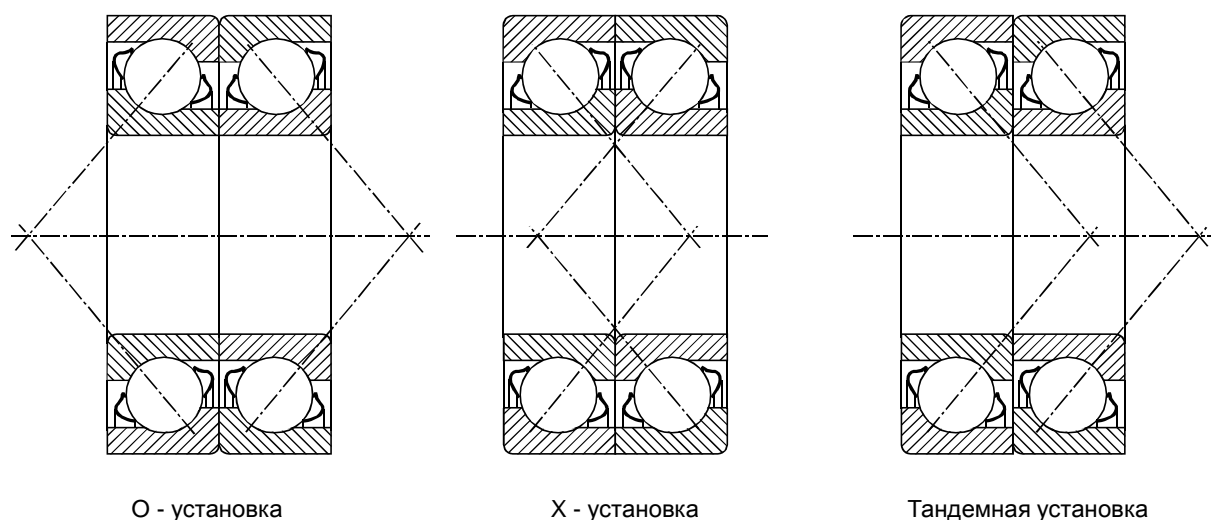


Рис. 6-10: Парная установка радиально-упорных подшипников

Для парной установки подшипников с углом контакта больше  $0^\circ$  (например, конические роликовые подшипники, радиально-упорные шарикоподшипники) принципиально возможны три конструктивных исполнения, показанные на Рис. 6-10 на примере радиально-упорного шарикоподшипника. Слева на рисунке изображена так называемая О-образная установка, обозначаемая так по виду силовых контактных линий. Данный вид установки обеспечивает жесткое позиционирование вала в корпусе и характеризуется высоким допустимым опрокидывающим моментом. Кроме того, конструкция способна воспринимать осевые нагрузки в любом направлении. Необходимо учитывать, что при большой длине вала разность температур на внутреннем и внешнем кольце ведет к значительной температурной деформации вала в осевом направлении и снижению преднатяга подшипника.

Показанная в центре рисунка Х-образная установка подшипников также позволяет воспринимать осевые нагрузки в обоих направлениях. Однако, вследствие малого расстояния между точками пересечения силовых контактных линий с осью вала, допустимые изгибающие моменты для данной конструкции значительно меньше, чем при О-образной установке. При воздействии повышенной температуры величина преднатяга при Х-образной установке подшипников постоянно увеличивается. Для восприятия больших внешних усилий производится тандемная Х-образная установка подшипников. Для надежной работы под действием осевых нагрузок в обоих направлениях дополнительно применяются один или два О- или Х-образно установленных подшипника. При парной установке радиально-упорных подшипников радиальная нагрузка распределяется неравномерно на оба подшипника. Пары подшипников поставляются производителем с гарантированным натягом или люфтом, и готовыми к монтажу без применения проставок.

О - Установка

X - Установка

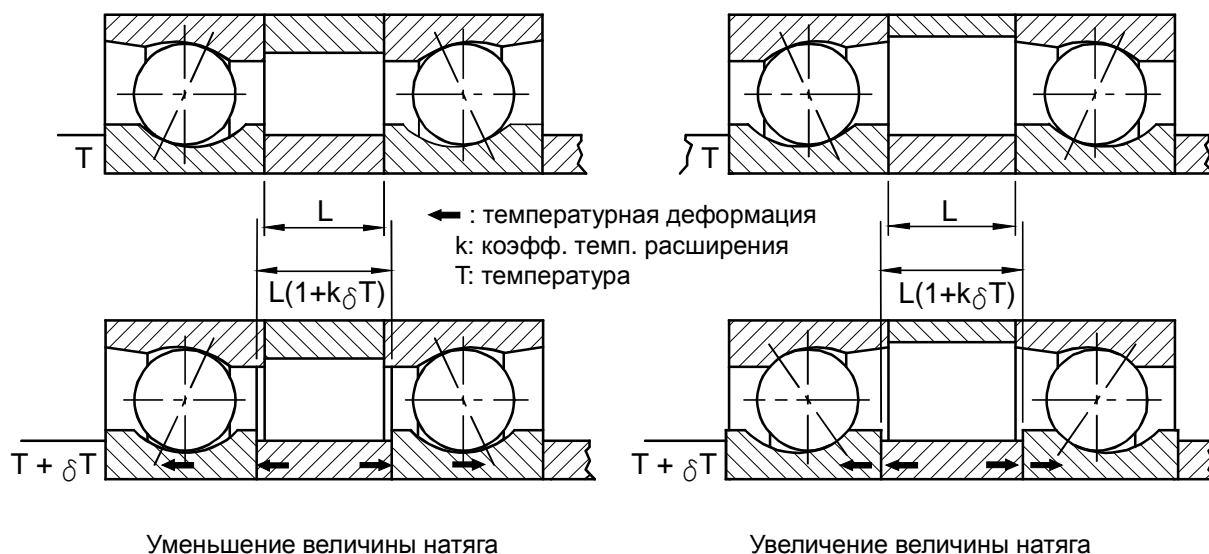
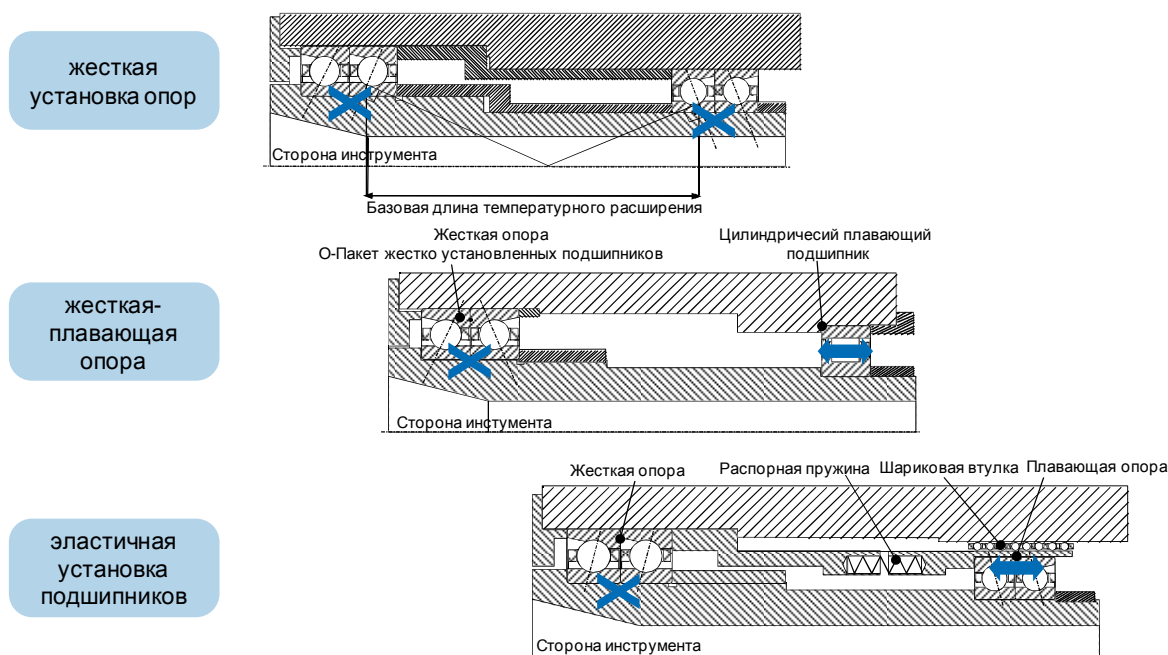


Рис. 6-11: Воздействие осевого температурного расширения на величину предварительного натяга при парной X- и O-установке

Свойства отдельных подшипников, а также шпиндельных узлов, в значительной степени зависят от величины предварительного натяга. Для эксплуатации подшипников в оптимальном режиме во всем рабочем диапазоне величина натяга должна быть достаточной, но не чрезмерно большой. Значительную трудность в этой связи представляет изменение величины натяга в процессе эксплуатации вследствие неодинакового температурного расширения корпуса и вала шпинделя. Универсальных путей решения данной проблемы на сегодняшний день не существует. Кроме того, важным фактором, влияющим на величину натяга в подшипниках, являются центробежные силы при высоких скоростях вращения шпинделя. В стандартных конструкциях поверхность рассеивания шпинделя и возможности его охлаждения меньше, чем у корпуса. Соответственно, осевое и радиальное тепловое расширение шпинделя также больше, чем у корпуса. Относительное перемещение колец радиально-упорных подшипников оказывает непосредственное воздействие на величину натяга. Поэтому термическое расширение вала шпинделя и корпуса оказывает прямое воздействие на натяг подшипников. Радиальное расширение во всех случаях ведет к увеличению натяга. Осевое расширение имеет значение для эффективной величины натяга подшипников, воспринимающих одновременно осевые и радиальные усилия. При этом механизм воздействия определяется видом установки пар подшипников (О- или Х-образная). В случае О-установки тепловое расширение шпинделя ведет к отдалению внутренних колец подшипников друг от друга и величина натяга уменьшается. При установке с Х-образными силовыми линиями предварительный натяг увеличивается, что, при определенных условиях, может привести к разрушению подшипника.



**Рис. 6-12: Конструктивные способы установки подшипников**

Существуют различные конструктивные исполнения опор шпиндельных узлов (Рис. 6-12). При расчете и конструировании шпинделей с высокой скоростью вращения необходимо учитывать значительные центробежные силы и температурные расширения и принимать конструктивные меры для их компенсации. Это возможно реализовать, например, с помощью установки жестко закрепленной в осевом направлении опоры со стороны инструмента и плавающего подшипника на конце шпинделя. С помощью пружины поддерживается постоянная величин предварительного натяга. При жестком закреплении обеих опор их установка производится на позволяющем компенсировать температурное расширение расстоянии. В этом случае радиальные и осевые тепловые расширения вала и подшипниковых колец дополняют друг друга так, что их относительные перемещения осуществляются в направлении, перпендикулярном линиям, образующим угол контакта радиально-упорного подшипника. Таким образом, температурное расширение направлено в сторону наименьшей жесткости (жесткость практически отсутствует), и изменение предварительного натяга в подшипниках практически не происходит.



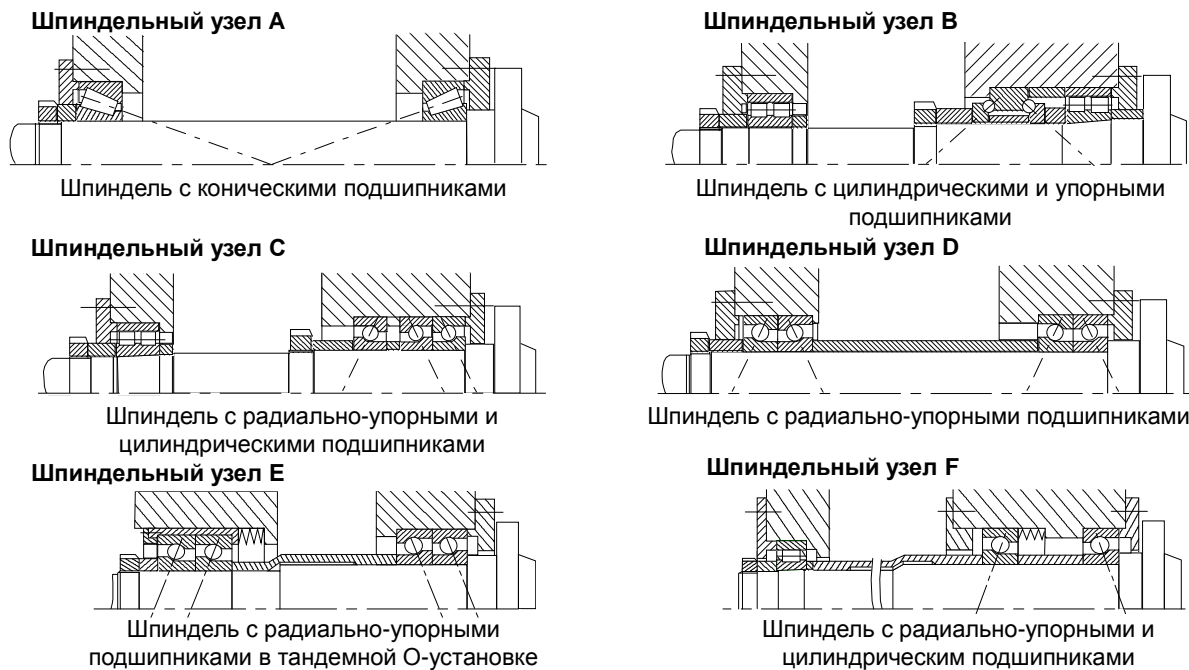


Рис. 6-13: Конструкции шпиндельных узлов

Основными требованиями, предъявляемыми к шпинделям металлорежущих станков, являются:

- вращение инструмента или заготовки с достаточной кинематической точностью;
- восприятие внешних нагрузок, например, веса заготовки или силы резания, при низких статических, динамических и температурных деформациях.

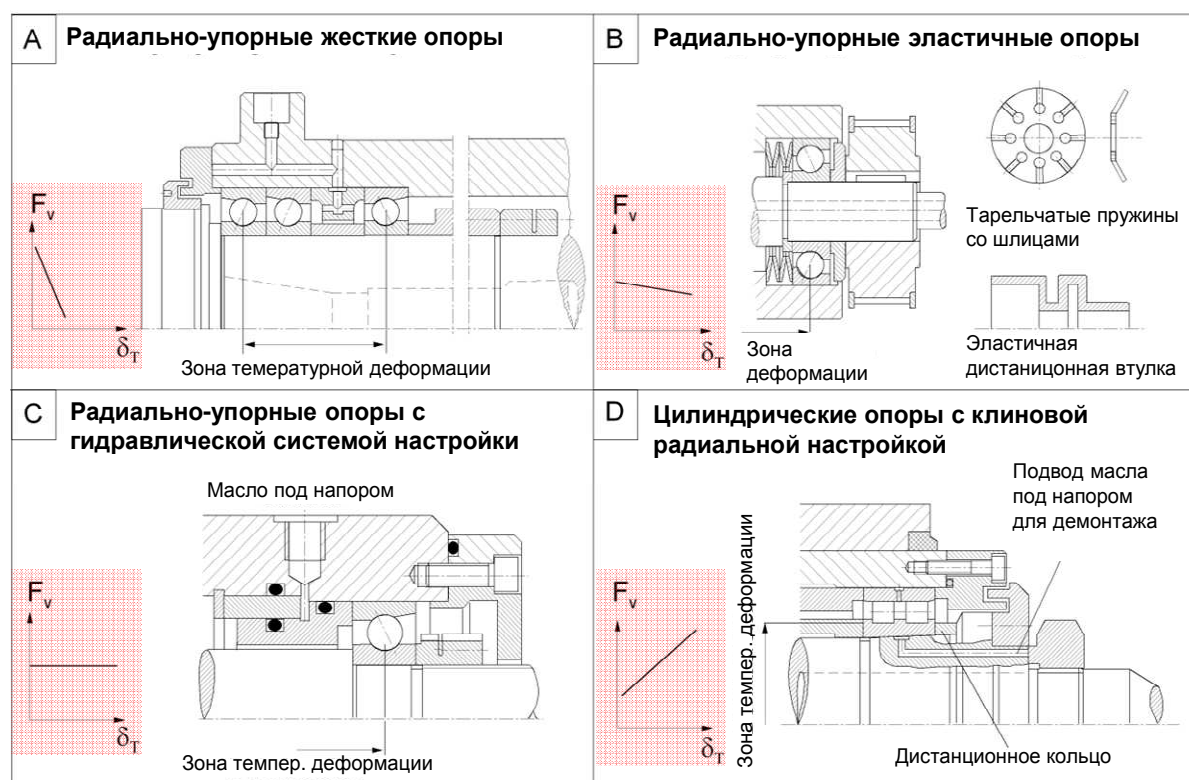
Качество обработанной поверхности заготовки, а также производительность станка в большой степени зависят от статических, динамических и термоэластичных характеристик шпиндельного узла. Поэтому, при конструировании станков, уделяется особое внимание расчету и проектированию шпиндельных узлов.

В зависимости от конкретной технологической задачи, выполняемой тем или иным станком, были разработаны следующие базовые конструкции подшипниковых опор главных шпинделей станков:

- А) конические роликовые подшипники: нижний диапазон скоростей вращения, высокая жесткость (токарные, фрезерные станки);
- В) одно- или двухрядные цилиндрические подшипники в совокупности с радиально-упорным шарикоподшипником: средний диапазон скоростей вращения, очень высокая жесткость (токарные, фрезерные, сверлильные, шлифовальные станки);
- С) радиально-упорные шарикоподшипники и цилиндрические подшипники: средний диапазон скоростей вращения, средняя жесткость (шлифовальные, токарные, фрезерные станки с высокой скоростью вращения шпинделя) и высокие нагрузки (ременная передача) на задний подшипник;
- D) радиально-упорные подшипники, О-образная жесткая установка: средний – высокий диапазон скоростей вращения, средняя жесткость, низкие потери (шлифовальные, токарные, фрезерные станки со средней скоростью вращения шпинделя и низким усилием на заднем подшипнике);
- Е) радиально-упорные подшипники, тандемная О-образная установка, эластичное создание преднатяга, гибридные подшипники: высокоскоростные конструкции (мотор-шпиндели), средняя жесткость, наименьшие потери мощности (шлифовальные и фрезерные станки с высокой скоростью вращения шпинделя и низким усилием на заднем подшипнике);
- F) радиально-упорные и цилиндрические подшипники, О-образная установка, эластическое создание преднатяга, гибридные подшипники: средние скорости вращения, средние жесткости, малые потери мощности (шлифовальные и фрезерные

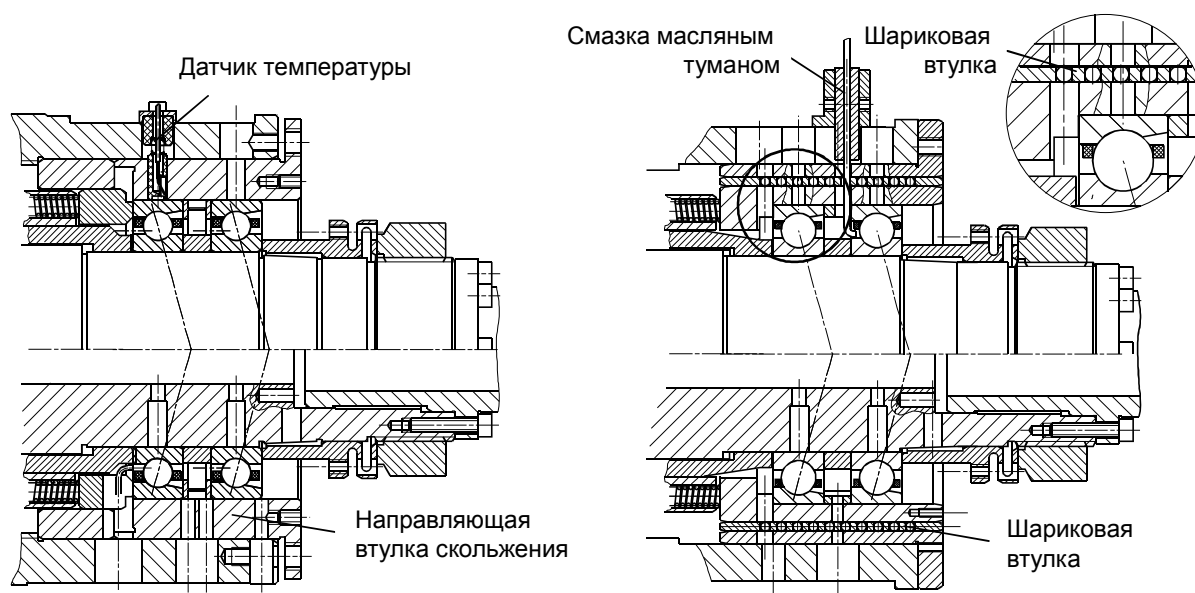
станки со средней скоростью вращения шпинделя и высокой нагрузкой на заднем подшипнике).

На Рис. 6-13 показаны рабочие схемы шести конструкций подшипниковых опор шпинделей станков. Отличия в радиальной и осевой жесткости шпиндельных узлов возникают, прежде всего, вследствие различных характеристик передних подшипников. Радиальная жесткость выше у конструкций шпинделей с коническими роликовыми подшипниками (шпиндель А) и цилиндрическими роликовыми подшипниками (шпиндель В). Наибольшую осевую жесткость имеет шпиндель В за счет применения упорных подшипников. Вариант А, несмотря на большую поверхность контакта конических роликовых подшипников, имеет меньшую, чем в варианте В осевую жесткость. Причиной данного отличия является меньший угол контакта (давления) конического роликового подшипника. Шпиндельные узлы с радиально-упорными подшипниками обладают еще более низкой осевой жесткостью вследствие малого номинального угла контакта, обычно составляющие  $15^\circ$  или  $25^\circ$ . При применении подшипников с номинальным углом контакта  $25^\circ$  жесткость шпиндельных узлов в осевом направлении повышается и разница между конструктивными вариантами А и В становится меньше. Радиальная жесткость при этом падает. Жесткость подшипниковых опор наивысшая в варианте Е, где обе стороны шпинделя - тандемные опоры с О-образными силовыми линиями контакта.



**Рис. 6-14: Влияние разницы температур  $dT$  внешнего и внутреннего колец на величину предварительного натяга**

Эластичная настройка предварительного натяга может осуществляться с помощью нескольких тарельчатых пружин, или расположенных по окружности фланца винтовых пружин, или при помощи гидравлической системы. На Рис. 6-14 показаны способы создания и удержания натяга на примере радиально-упорных шарикоподшипников и цилиндрических роликовых подшипников. Показанные варианты отличаются жесткостными характеристиками и, следовательно, величиной изменения натяга при осевых смещениях. Жесткая установка подшипников (вариант А), т.е. фиксация внутреннего и внешнего колец подшипников без возможности свободного перемещения, представляет собой самое простое конструктивное решение. Для его реализации необходимо наименьшее число деталей и небольшое пространство для монтажа. Данную конструкцию с жесткими дистанционными проставками целесообразно применять для подшипников с небольшим промежуточным расстоянием, так как в противном случае увеличение разницы температур вала шпинделя и корпуса приведет к большому изменению величины преднатяга. Конструкции с эластичным созданием преднатяга в подшипниках (варианты В и С) способны поддерживать его практически неизменную величину также при температурном расширении компонентов шпиндельного узла. Данные конструкции следует применять в особенности для узлов с большим расстоянием между подшипниковыми опорами. При использовании эластичных систем преднатяга необходимо убедиться, что эластичные элементы не располагаются в потоке действия сил и не снижают жесткость шпиндельного узла.

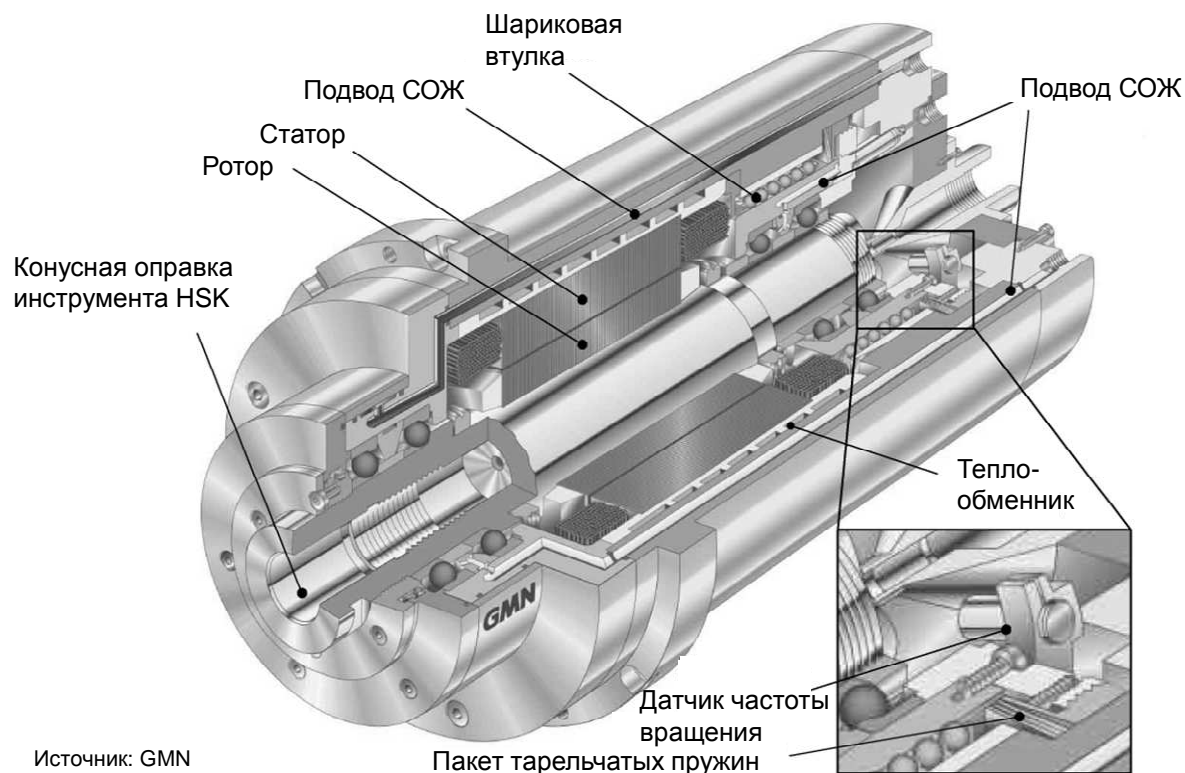


Направляющая втулка скольжения

Шариковая втулка

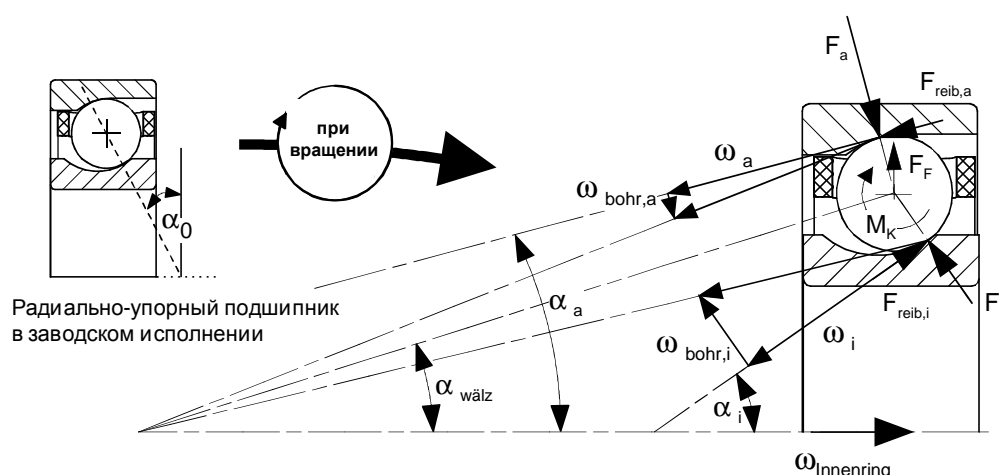
Рис. 6-15: Конструктивные исполнения плавающих опор

При проектировании эластичной системы предварительного натяга подшипников необходимо предусмотреть возможность осевого перемещения колец. Небольшой зазор, имеющийся во втулках скольжения, может уменьшаться вследствие температурных расширений в процессе эксплуатации. Кроме того, втулки скольжения подвержены контактной коррозии, значительно ухудшающей подвижность, вследствие чего величина предварительного натяга не может поддерживаться на заданном уровне. На Рис. 6-15 показаны конструктивные исполнения плавающей опоры. Наиболее простым решением является применения втулки скольжения, которая устанавливается в корпус по посадке с зазором и может перемещаться в осевом направлении. Тип посадки выбирается исходя из нагруженности узла и конструкции шпинделя. Внешние кольца подшипников устанавливаются непосредственно во втулку. В случае, если необходимый для перемещения минимальный зазор исчезает из системы вследствие температурного расширения или коррозии по посадочной поверхности, возможность для компенсации термического расширения исчезает, что может привести к разрушению подшипниковых опор. Для предотвращения вышеназванных негативных воздействий возможно применение втулок из цветных металлов или антифрикционных покрытий. Преимуществами втулки скольжения являются хороший отвод тепла из подшипника в корпус и простое конструктивное исполнение. Для снижения трения между плавающими опорами и элементами корпуса могут применяться шариковые втулки. При проектировании данных систем необходимо принять во внимание, что из-за малого радиуса шариков в зоне контакта шариков с корпусом возникают большие контактные напряжения сжатия (напряжения Герца), которые значительно увеличиваются при термическом расширении. Кроме того, из-за малой площади контакта втулка–шарик–корпус затруднен отвод тепла, что может привести к перегреву подшипника.



**Рис. 6-16: Шлифовальный шпиндель с эластичной тандемной установкой опор**

На Рис. 6-16 показан мотор-шпиндель шлифовального станка в О-установке на двух тандемных опорах, состоящих из прецизионных радиально-упорных шариковых подшипников. Предварительный натяг подшипников осуществляется упругими элементами – тарельчатыми пружинами. Величина натяга регулируется с помощью установочного винта. Задняя пара подшипников установлена в шариковой втулке, перемещаемой в осевом направлении. Зажим инструмента в шпинделе осуществляется по конусному сопряжению (HSK). Смазка подшипников осуществляется через централизованную систему. Компактность конструкции достигается за счет расположения двигателя между передней и задней опорами. Вал шпинделя приводится в движение напрессованным ротором. Внешняя сторона статора двигателя и наружные кольца передних подшипников имеют водяное охлаждение.



$F_F$	- Центробежная сила	$\omega_{bohr, i, a}$	- Скорость ввинчивания (внутр., внешняя)
$F_{i, a}$	- Нормальная сила (внутрен., внешн.)	$\alpha_{w\ddot{a}l z}$	- Угол обката шариков
$F_{reib, i, a}$	- Сила трения (внутрен., внешн.)	$\alpha_{i, a}$	- Угол давления (внутрен., внешн.)
$M_K$	- Гироскопический момент	$\alpha_0$	- Номинальный угол давления после сборки
$\omega_{i, a}$	- Углов. скор. вращ. шариков (внутрен., внешн.)	$\omega_{Innenring}$	- Углов. скорость внутреннего кольца

**Рис. 6-17: Силы и моменты, действующие на тело качения в радиально-упорном подшипнике**

Создание предварительного натяга в радиальном подшипнике возможно путем расширения внутреннего кольца без применения дополнительных внешних сил. Для создания натяга в упорных, радиально-упорных и конических роликовых подшипниках требуется внешняя сила, для создания которой может применяться, например, второй подшипник или пружина. При нагружении тел качения подшипников с углом контакта  $\alpha > 0^\circ$  гироскопическими моментами, возникают силы, ограничивающие эксплуатационные свойства подшипника. Угол  $\alpha$  расположен между линией нагружения тела качения и плоскостью вращения подшипника. Гироскопический момент возникает вследствие изменения направления оси вращения тела качения (изменение спина) и направлен таким образом, чтобы повернуть тело качения перпендикулярно направлению его движения. Например, в конических роликовых подшипниках перекашивание конических роликов ведет к отжатию колец подшипника друг от друга. В радиально-упорных подшипниках под действием гироскопических моментов возникает опасность поворота тел качения перпендикулярно к оси вращения. Поэтому в радиально-упорных подшипниках необходимо создание минимального натяга в осевом направлении для предотвращения возникновения гироскопического вращения тел качения, ведущего к скольжению тел качения по поверхности качения и, следовательно, фрикционному износу. Расчет необходимого натяга производится при условии, что произведение  $F_z \cdot D_w \cdot \mu$  должно быть больше, чем гироскопический момент ( $F_z$  - нагрузка на тело качения). Для быстровращающихся осевых подшипников необходимо учитывать, что центробежные силы отжимают кольца подшипников друг от друга и смещению линии контакта к внешней стороне подшипника. Для расчета минимального значения натяга с учетом обоих описанных эффектов применяется следующее уравнение:

$$F_{amin} = M \cdot \left( \frac{n_{max}}{1000} \right)^2$$

Где  $M$  – специальный параметр подшипника, указываемый производителем.  $F_{amin}$  выражается в деканьютонах.

Радиально-упорные подшипники выполняют функцию как радиальных, так и осевых опор. Под действием центробежных сил и гироскопических моментов на тела качения в таких подшипниках, при высоких частотах вращения шпинделя, возникает смещение

точек контакта шариков и дорожек качения на внутреннем и наружном кольцах (Рис. 6-17). У неподвижного подшипника, особенно с предварительным натягом, линия, соединяющая точки контакта и середину тела качения, имеет угол наклона  $\alpha_0$  к вертикальной плоскости. При высоких частотах вращения шарик, под действием центробежной силы, смещаются к внешнему кольцу. Угол контакта  $\alpha_a$  между шариком и верхней дорожкой качения уменьшается, угол контакта  $\alpha_0$  между шариками и дорожкой качения на внутреннем кольце увеличивается. Центробежная сила вызывает также увеличение нормальной силы  $F_n$  между шариком и дорожкой качения на наружном кольце. Изменение значений угла контакта и воздействие центробежной силы при высокой частоте вращения ведет к тому, что отдельно рассматриваемый шарик начинает обкатываться практически только по внешнему кольцу. На внутреннем кольце подшипника, вследствие низкой прижимающей силы на движение обката могут накладываться движения скольжения, а также вращения, обусловленные изменением значения угла контакта. Одновременное скольжение и вращение ведет к так называемому буксованию, которое, при недостаточной смазке, вызывает интенсивный износ поверхностей контакта. Предотвращение возникновения буксования возможно только увеличением предварительного натяга в осевом направлении. Величина натяга, в то же время, не должно превышать максимально допустимую нагрузку на подшипник.

Под действием радиальной силы возникает смещение внутреннего кольца подшипника относительно внешнего. Это смещение ведет к изменению нагрузки на дорожки и на тела качения в зависимости от углового положения, что, в свою очередь, вызывает изменение углов контакта  $\alpha_i$  и  $\alpha_a$ , определяющих поведение подшипника под нагрузкой. Перекашивание внутреннего кольца вызывает разницу скоростей перемещения шариков при обкатке по внутреннему кольцу, ведущую к разнице пройденных шариками путей. В разгруженной области подшипника передаточное отношение между шариком и внутренним кольцом больше, а скорость перемещения шарика по дорожке качения, соответственно, выше (забегание). Если разница в пройденных расстояниях превысит зазор в ячейках сепаратора, возникает опасность разрушения сепаратора и подшипника.

**Жесткая установка**

## ■ Преимущества:

- Простота монтажа посредством тандемной установки или установки через дистанционные кольца
- Восприятие осевых нагрузок в двух направлениях
- Отсутствие осевого смещения внутреннего кольца

## ■ Недостатки:

- Повышение предварительного натяга (О-образная установка) при высоких частотах вращения и под действием температуры

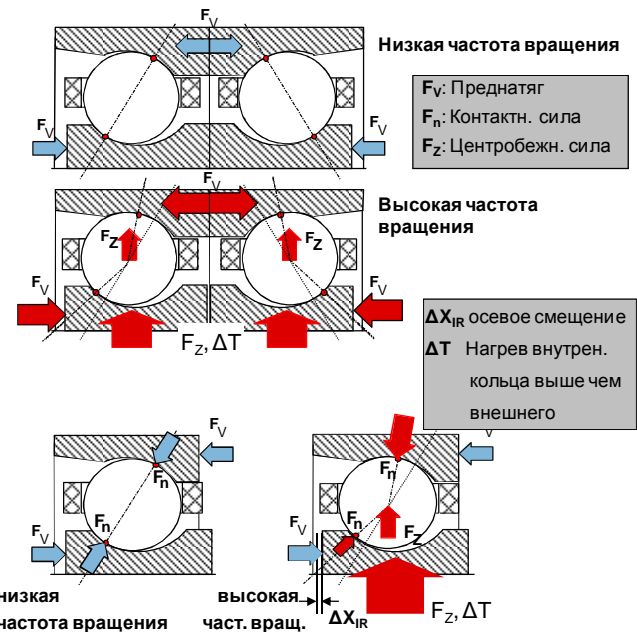
**Эластичная установка**

## ■ Преимущества:

- Постоянный предварительный натяг в широком диапазоне частот вращения
- Высокие реализуемые частоты вращения

## ■ Недостатки:

- Значительное изменение кинематики подшипника при высокой частоте вращения (изменение угла давления)
- Осевое смещение внутреннего кольца подшипника под действием температуры и при высоких частотах вращения



**Рис. 6-18: Влияние высокой частоты вращения и нагрева внутреннего кольца подшипника на кинематику подшипника**

Вид относительных перемещений компонентов радиально-упорного подшипника находится в непосредственной зависимости от нагрузки, температуры и частоты вращения. Кроме того, параметры монтажа, тип посадки и взаимное расположение прилегающих подшипников также определяют кинематические характеристики подшипников. В особенности, изменение радиального люфта оказывает значительное влияние на величину угла контакта, на действующие в подшипнике силы, а также на скорости перемещения его компонентов. Высокая частота вращения характеризуется высокими центробежными силами в подшипнике, вследствие чего наблюдается деформация внутреннего кольца. При повышении температуры внутреннего кольца под действием центробежных сил, деформация усиливается за счет температурного расширения. Утолщение внутреннего кольца уменьшает радиальный люфт в подшипнике, за счет чего устанавливается меньший угол контакта. Точки соприкосновения шариков с внутренним и внешним кольцом смещаются и приближаются к основанию желоба дорожки качения. Высокие центробежные силы также оказывают воздействие на шарики, что приводит к перераспределению сил между внутренним и внешним кольцом (Рис. 6-18). Если при низкой частоте вращения и температуре нормальные силы, действующие на шарики, были равны по величине и противоположны по направлению, то, при высокой частоте вращения и увеличении температуры, силы на внешнем кольце превышают силы на внутреннем. Таким образом, центробежные силы на шариках, внутреннем и внешнем кольцах подшипника, а также разница температур внутреннего и внешнего кольца имеют сложный механизм воздействия на кинематические условия работы подшипника.

Уменьшение радиального люфта в опоре влияет на систему в зависимости от вида установки подшипника в корпус. При создании предварительного натяга с помощью упругих элементов, осевое положение внутреннего кольца изменяется по отношению к внешнему кольцу. Вследствие расширения, внутреннее кольцо смещается в направлении изменения угла контакта, так как изменение радиального и осевого перемещения взаимосвязаны. Взаимодействие осуществляется по принципу, аналогичному принципу клинового механизма (Рис. 6-18, слева). В случае, если осевому перемещению внутреннего кольца препятствует жесткая установка (жесткая О- или Х-образная установка), то расширение внутреннего кольца ведет к сильному повышению предварительного натяга в опоре (Рис. 6-18, справа). На подшипник начинают действовать повышенные нагрузки, момент трения и температура повышаются. Поскольку между образованием тепла и натягом существует обратная связь через расширение внутреннего кольца, существует опасность заклинивания



подшипника «намертво» и его разрушение. Непостоянство величины натяга и температуры также может привести к быстрому разрушению подшипника. Исходя из этого, опоры быстроходных шпинделей (скоростной показатель  $1,5 \times 10^6$  мм/мин) выполняются исключительно с эластичным, гидравлическим или пневматическим созданием предварительного натяга. При эластичной установке (создание преднатяга с помощью упругих элементов) существует опасность заклинивания подшипника в осевом направлении вследствие повышенного трения наружного кольца по корпусу. Кроме того, создание предварительного натяга, превышающего допустимый уровень, также может привести к выходу опор из строя. Поэтому для надежной эксплуатации опор на высоких скоростях, необходимо применение систем эластичного натяга, а также задание рабочих параметров строго в соответствии с допустимыми.

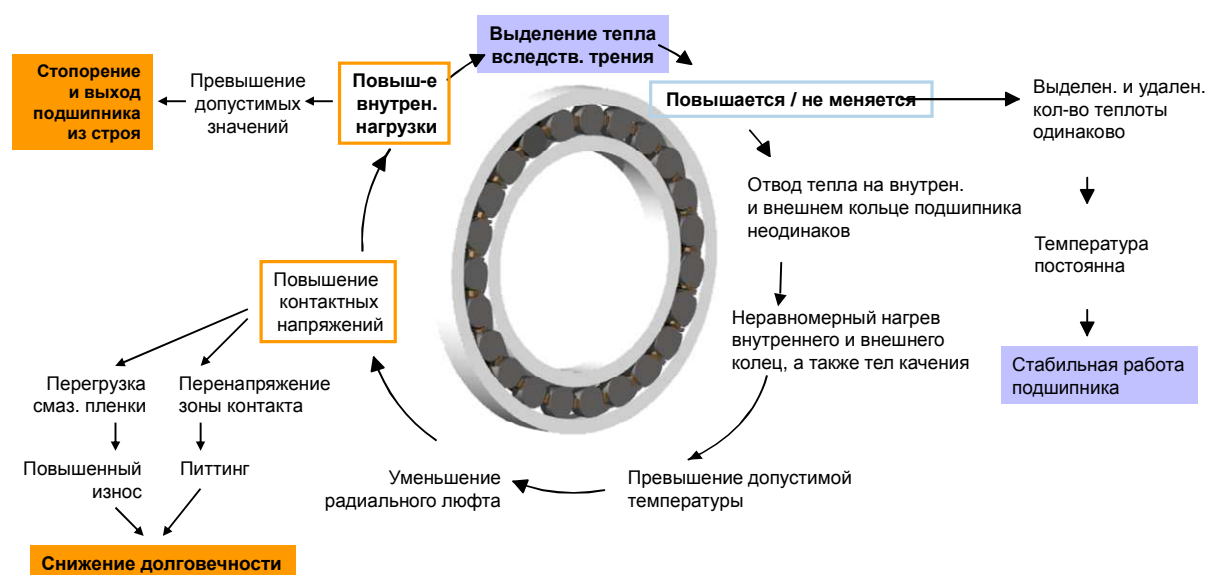
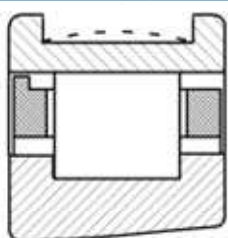


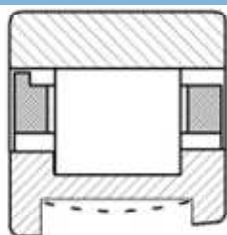
Рис. 6-19: Цикл возникновения отказа цилиндрического подшипника

В подшипниках, не имеющих возможности осевого смещения под действием повышенной температуры, нагрузки при температурной деформации внутреннего кольца имеют прогрессивный характер. При превышении допустимого значения предварительного натяга образование тепла резко увеличивается, а отвод тепла производится недостаточно быстро, в особенности на внутреннем кольце. В подшипнике возникает замкнутый процесс возникновения отказа, ведущий за считанные секунды к перегрузке и разрушению (Рис. 6-19).

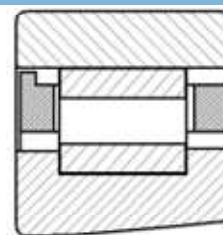
### Изменение геометрии подшипника для предотвращения температурного заклинивания роликов и колец



**Податливое  
внешнее кольцо**

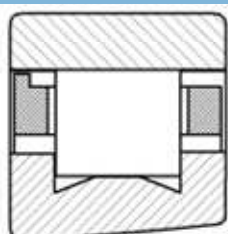


**Податливое  
внутреннее кольцо**

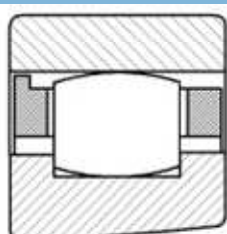


**податливый  
полюй ролик**

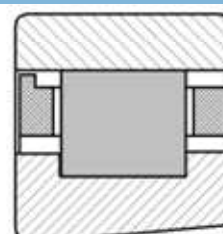
### Изменение геометрии подшипника для снижения потерь на трение в зоне контакта



**узкая дорожка  
качения**



**бочкообразный  
профиль ролика**



**керамическое тело  
качения**

**Рис. 6-20: Конструктивные способы повышения податливости подшипника и снижения трения**

Нагрев подшипников, вызванный трением в подшипнике, в процессе резания или в двигателях приводов влияет на предварительный натяг подшипников и снижает их эксплуатационные свойства. Для повышения надежности подшипников, целесообразно снизить их восприимчивость к величине радиального предварительного натяга и, таким образом, уменьшить силу воздействия температурного радиального расширения на предварительный натяг. На примере цилиндрического роликового подшипника показаны конструктивные способы реализации данной технической задачи. Повышенная надежность подшипников достигается посредством целенаправленного ослабления компонентов подшипника, лежащих в потоке сил внутреннего натяга, а также с помощью снижения трения и, соответственно, выделения тепла. Для технической реализации названных решений существуют различные конструктивные подходы. На Рис. 6-20 показаны модифицированные соответствующим образом цилиндрические роликовые подшипники.

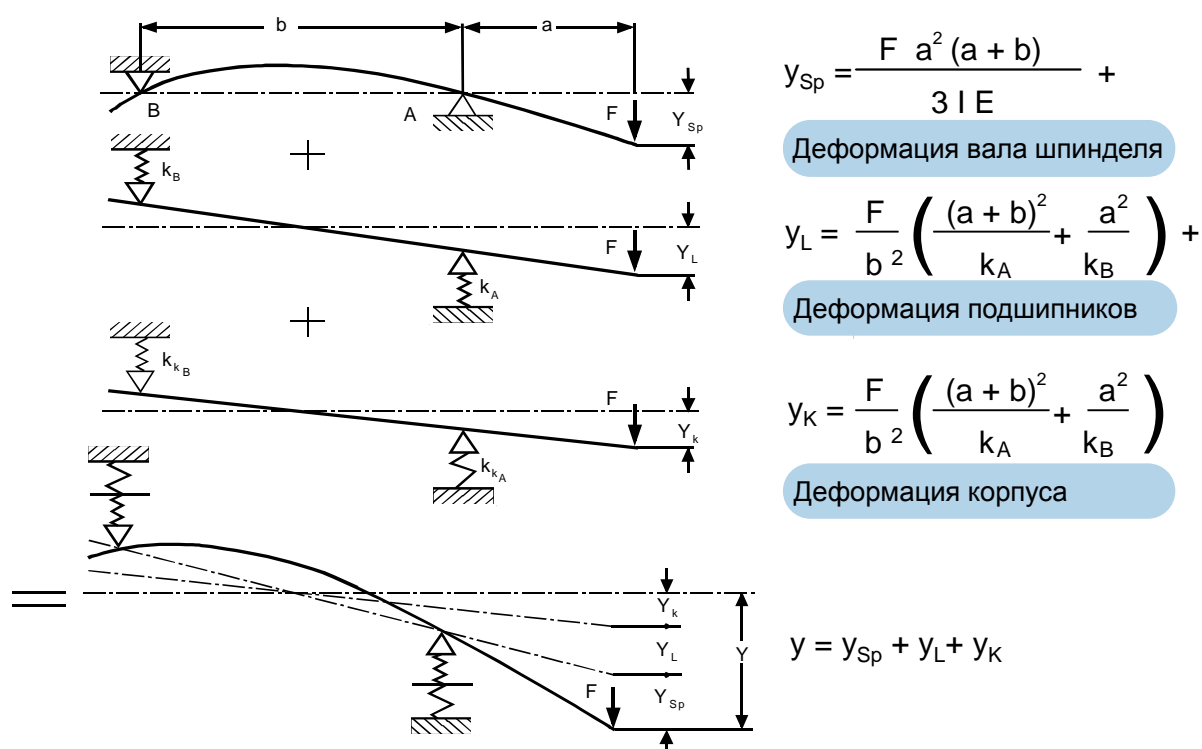
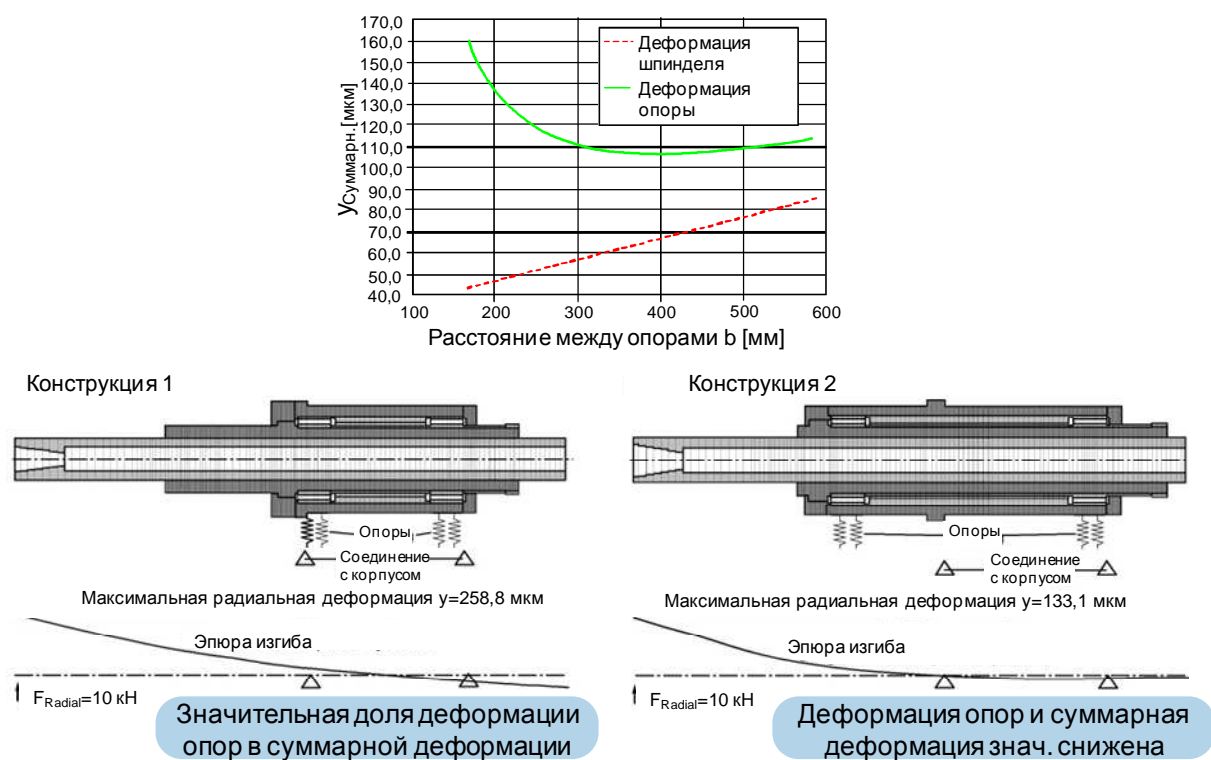


Рис. 6-21: Деформация шпинделя

Деформацию шпинделя в центре инструмента (Tool Center Point, «ТСП») упрощенно можно представить как сумму трех отдельных компонентов деформации. Часть суммарной деформации приходится на изгиб вала шпинделя, другая часть возникает вследствие упругой деформации в подшипниках и третья приходится на упругую деформацию корпуса шпинделя. Точный расчет каждой части суммарной деформации может производиться с помощью специального программного обеспечения методом конечных элементов.



**Рис. 6-22: Статический прогиб при различных вариантах исполнения шпинделя**  
(расчет в программе NewSpilad)

На Рис. 6-22 представлены результаты расчета статической деформации двух вариантов шпиндельного узла с максимальным вылетом, проведенные с помощью расчетной программы «New Spilad». На рисунке показаны модели из программы «New Spilad», а также вид деформации. Подшипники качения представлены в виде пружин, места соединения с корпусом шпинделя показаны треугольниками. Конец шпинделя в обоих вариантах нагружается вертикальной силой 10 кН. Первый вариант характеризуется максимальным радиальным смещением конца шпинделя, составляющим 258,8 мкм, что соответствует максимальной статической податливости 0,026 мкм/Н. Радиальное смещение может быть уменьшено до 133,1 мкм путем применения конструктивного решения, показанного в варианте номер 2, при котором достигается статическая податливость 0,013 мкм/Н. Таким образом, возможно снизить податливость системы на 50%.

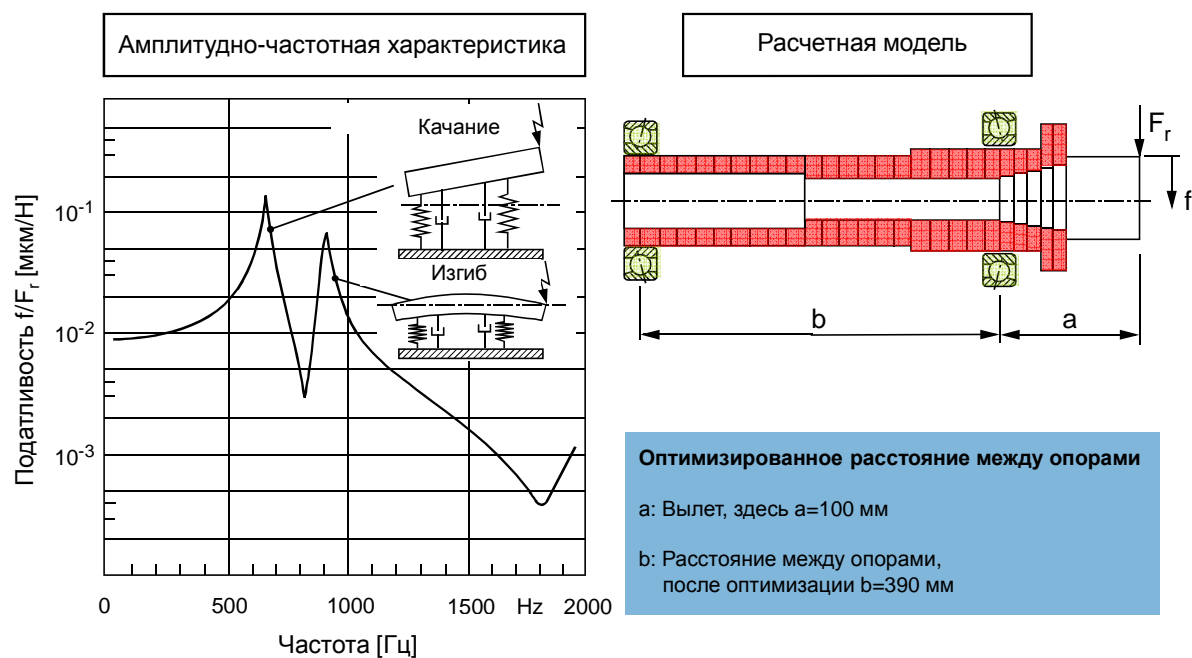


Рис. 6-23: Динамика шпиндельных узлов

Кроме поведения под действием статических нагрузок уже упомянутое программное обеспечение позволяет провести расчет собственных частот шпиндельного узла и собственных колебательных форм, как с учетом демпфирования, так и без него. При учете действия демпфирования также возможен расчет амплитудно-фазово-частотных характеристик податливости. Для этого в расчетной программе создается модель шпинделя, состоящая из элементов, имеющих характеристики массы, жесткости и демпфирования.

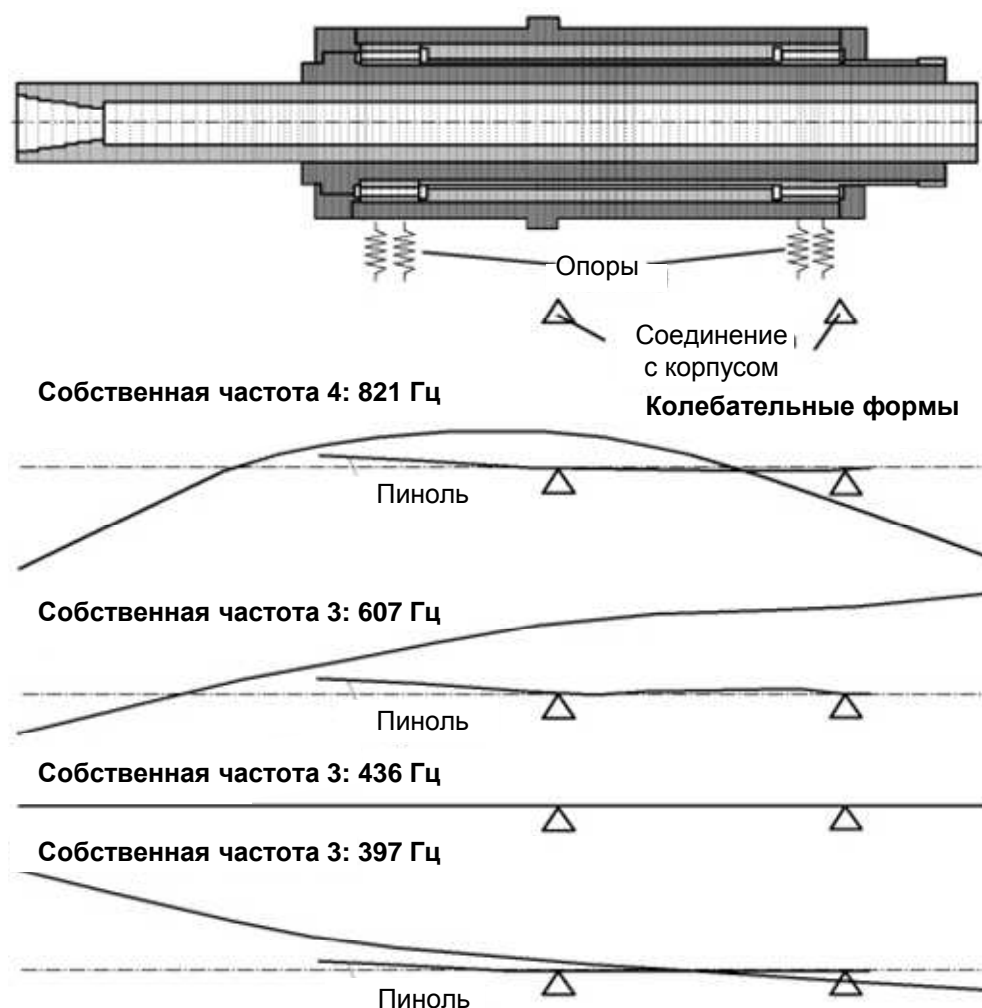


Рис. 6-24: Динамика шпиндельного узла (расчет в программе NewSpilad)

На Рис. 6-24 показаны результаты расчета динамического поведения шпиндельного узла без учета демпфирования в системе. Расчет поведения демпфированной системы затруднителен, поскольку значение демпфирования подшипниковых узлов неизвестно. На рисунке показан вид деформации узла на трех собственных частотах из нижней части спектра. Первая собственная частота (397 Гц) характеризуется динамической изгибной деформацией шпинделя и колебаниями передней части шпинделя, значительно выступающего за пределы пиноли. На второй собственной частоте (436 Гц) наблюдается колебание шпинделя в осевом направлении. Деформации шпинделя при третьей собственной частоте имеют вид комбинированного качательного колебания вокруг передней опоры и подъемного колебания в опорах. Четвертая собственная частота характеризуется изгибными колебаниями. Какая из собственных частот преимущественно присутствует в спектре колебаний в процессе обработки, зависит от многих факторов, например, частоты врезания, величины сил резания, материала заготовки, геометрии режущих кромок и т.д. Для расчета абсолютного значения амплитуды податливости в точке резонанса необходимо точное значение коэффициента демпфирования в подшипниках, а также в точках контакта пиноли и корпуса. Точных и общедоступных данных по значению коэффициента демпфирования в различных конструкциях не существует. Его можно определить приблизительно, с помощью сравнения результатов эксперимента и расчета. Данные результаты действительны только для рассматриваемой системы и только в том состоянии, в котором проводились исследования и расчеты.

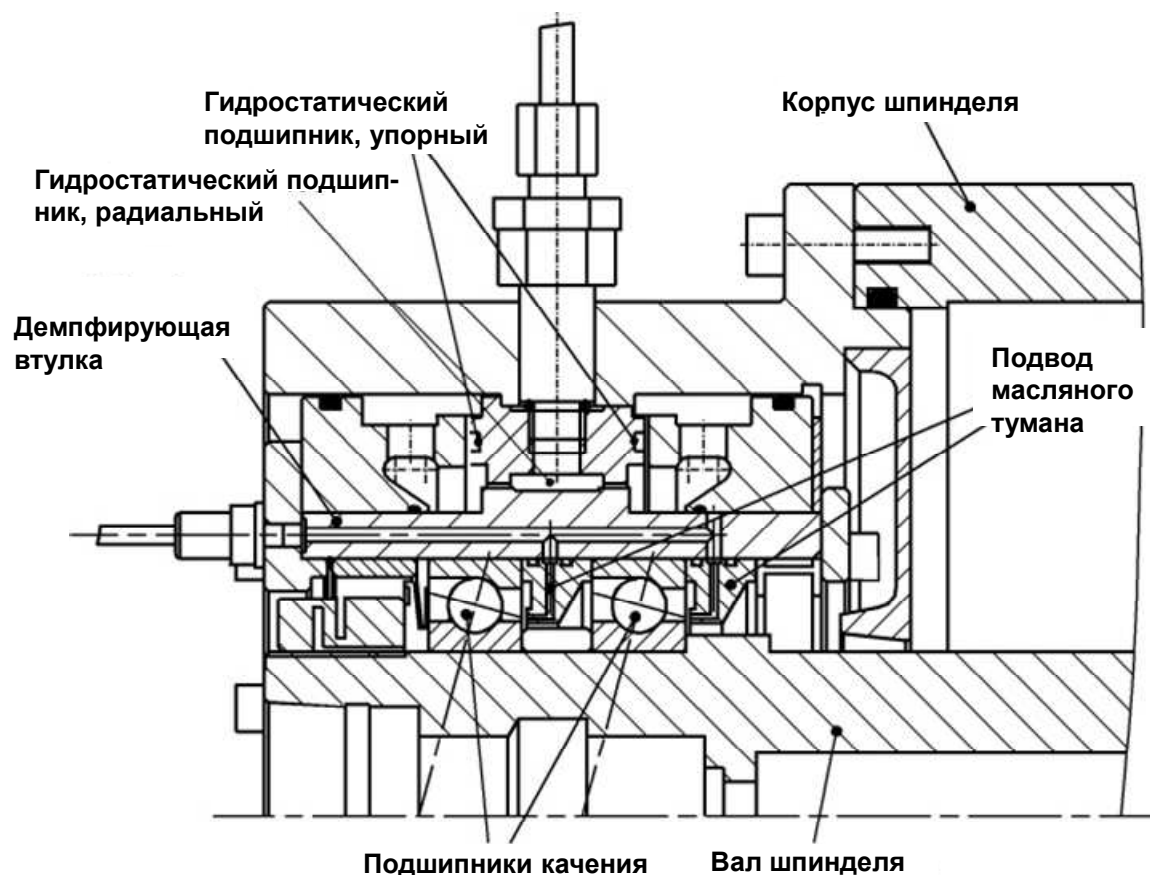
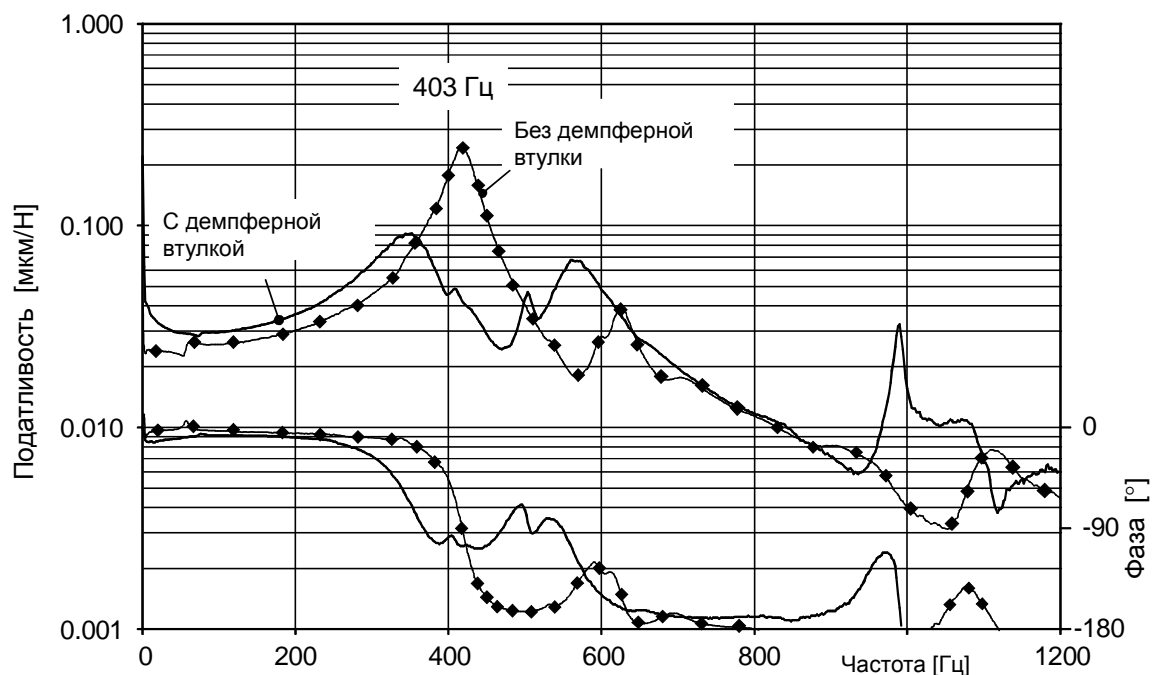


Рис. 6-25: Гидростатическая демпфирующая втулка в шпинделе с опорами качения

На Рис. 6-25 представлено оригинальное конструктивное решение для улучшения демпфирования в шпиндельных узлах с опорами качения. Передняя опора шпинделя установлена во втулке, расположенной в гидростатическом упорно-радиальном невращающемся подшипнике. Параметры гидростатического подшипника, например, ширина и длина стенок несущих карманов, вязкость масла выбираются из расчета требуемой жесткости и демпфирования. Представленная конструкция позволяет совместить высокую точность и допустимую частоту вращения опор качения с высоким демпфированием гидростатического подшипника.



**Рис. 6-26:** Экспериментально установленная зависимость податливости от частоты для шпинделя с гидростатической демпфирующей втулкой

На Рис. 6-26 представлена экспериментально определенная амплитудно-фазово-частотная характеристика подшипникового узла с установленной демпфирующей втулкой и без нее. Статическая жесткость системы с последовательно расположенным гидростатическим подшипником конечной жесткости несколько ниже, чем жесткость исходной системы, однако амплитуда податливости в точке резонанса при 403 Гц, в которой наблюдаются изгибные колебания, значительно ниже, чем в исходной системе.



Минимальное количество смазки	Смазка в масляном тумане	Консистентная смазка
<p><b>Преимущества:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- отсутствие разбрызгивания; создание эластичной гидродинамич.смазыв. пленки;</li> <li>- пригодность для высоких частот вращения;</li> <li>- скоростной показатель (<math>n \cdot d_m &lt; 3 \times 10^6</math>).</li> </ul> <p><b>Недостатки:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- неустойчивость смаз. пленки при быстром вращении;</li> <li>- сложность точного дозирования;</li> <li>- необходимость в дополнительном устройстве для дозирования;</li> <li>- сложность подвода смазки.</li> </ul>	<p><b>Преимущества:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- возможность охлаждения опоры;</li> <li>- гарантированное наличие смазывающей пленки;</li> <li>- технологичность конструкции;</li> <li>- экологичность;</li> <li>- допустимая частота вращения не ограничена.</li> </ul> <p><b>Недостатки:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- потери на разбрызгивание;</li> <li>- возможна необходимость в системе охлаждения масла;</li> <li>- сложность конструкции для повторного применения масла;</li> <li>- вспенивание на высоких скоростях.</li> </ul>	<p><b>Преимущества:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- отсутствие разбрызгивания;</li> <li>- создание устойчивой смазочной пленки;</li> <li>- отсутствие установки для подачи смазки;</li> <li>- простая конструкция, отсутствие каналов для подвода смазки.</li> </ul> <p><b>Недостатки:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- ограничение скоростного показателя (<math>n \cdot d_m &lt; 1,8 \times 10^6</math>);</li> <li>- необходимость замены смазки после 1000-5000 часов работы.</li> </ul>

Рис. 6-27: Сравнительный анализ различных систем смазки подшипников качения

Подача смазки к подшипникам качения может осуществляться различными способами. Самым распространенным и экономически выгодным методом является применение консистентной смазки. Для быстроходных подшипников применяется смазка в масляном тумане, реализация которой значительно сложнее и связана с высокими затратами на подвод сжатого воздуха. Смазка подшипников минимальным количеством масла применяется только в специальных случаях, так как в подшипниковый узел должна быть интегрирована система для улавливания и повторного подвода масла к подшипнику. Данная конструкция позволяет осуществить охлаждение подшипника (Рис. 6-27).

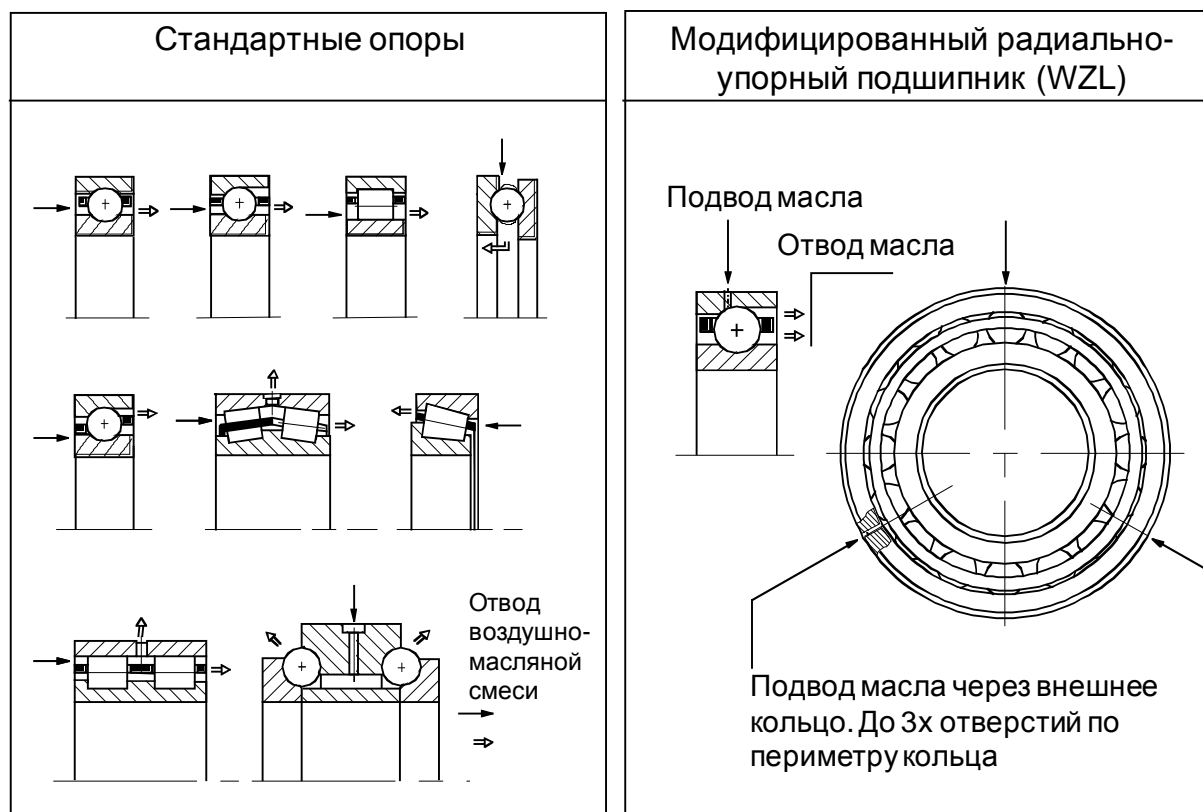
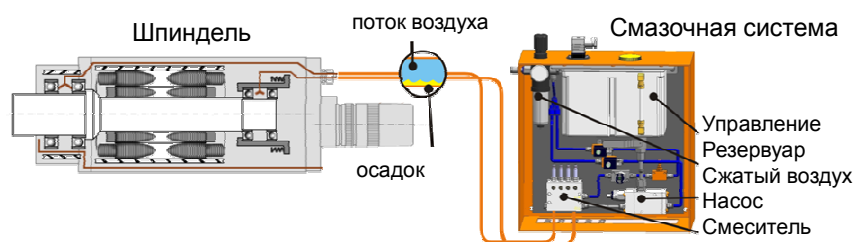


Рис. 6-28: Виды подвода смазки в опорах качения

На Рис. 6-28 показаны способы подвода масла к зоне смазки подшипника. Через отверстия во внешнем кольце подшипника (обычно от одного до трех), расположенных рядом с дорожкой качения, масло подается вместе с вдуваемым сжатым воздухом. Отверстия диаметром около 0,3 мм прошиваются твердотельным (YAG) лазером или обрабатываются электроэрозионным методом.

■ система смазки в масляном тумане



■ автоматический подвод консистентной смазки

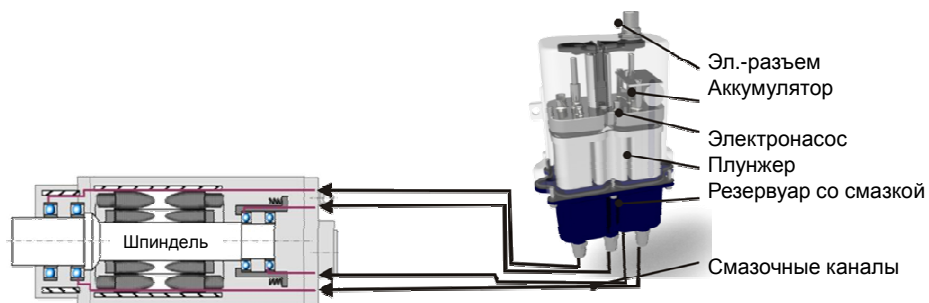
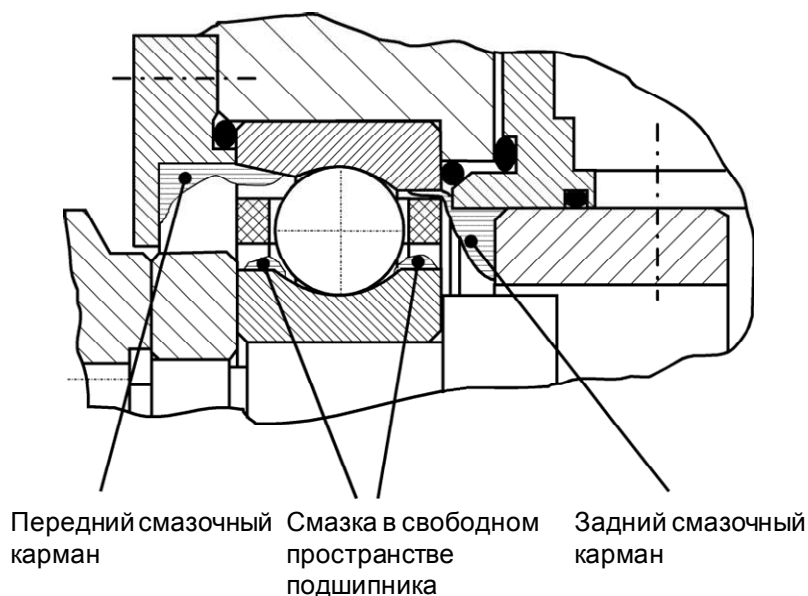


Рис. 6-29: Сравнение систем смазки в масляном тумане и консистентной

Установка для смазки подшипников в масляном тумане состоит из масляного насоса, подающего смазочную жидкость в смеситель через определенные отрезки времени. В смесителе заданное количество масла смешивается со сжатым воздухом, доставляющим смесь в рабочую зону подшипника. Применение консистентной смазки обычно рассчитывается на весь период эксплуатации подшипника. Добавление или замена смазки производится относительно редко (Рис. 6-29).

**Количество консистентной смазки:**

В свободном пространстве подшипника:  
до 30% объема смазочного кармана

В смазочном кармане:  
до 50% объема смазочного кармана

**Рис. 6-30: Смазочные карманы**

Система консистентной смазки организуется полостями, расположенными на обеих сторонах подшипника. Их функцией является хранение и подача смазки к поверхностям качения. Смазочные карманы могут быть заполнены не более чем на половину, чтобы вместить смазку, вытесняемую из подшипника в первые часы работы. Внешний диаметр кармана должен соответствовать внутреннему диаметру внешнего кольца. Таким образом, возможна непрерывная подача смазки из камеры к зоне контакта тел качения с кольцами подшипника (Рис. 6-30).

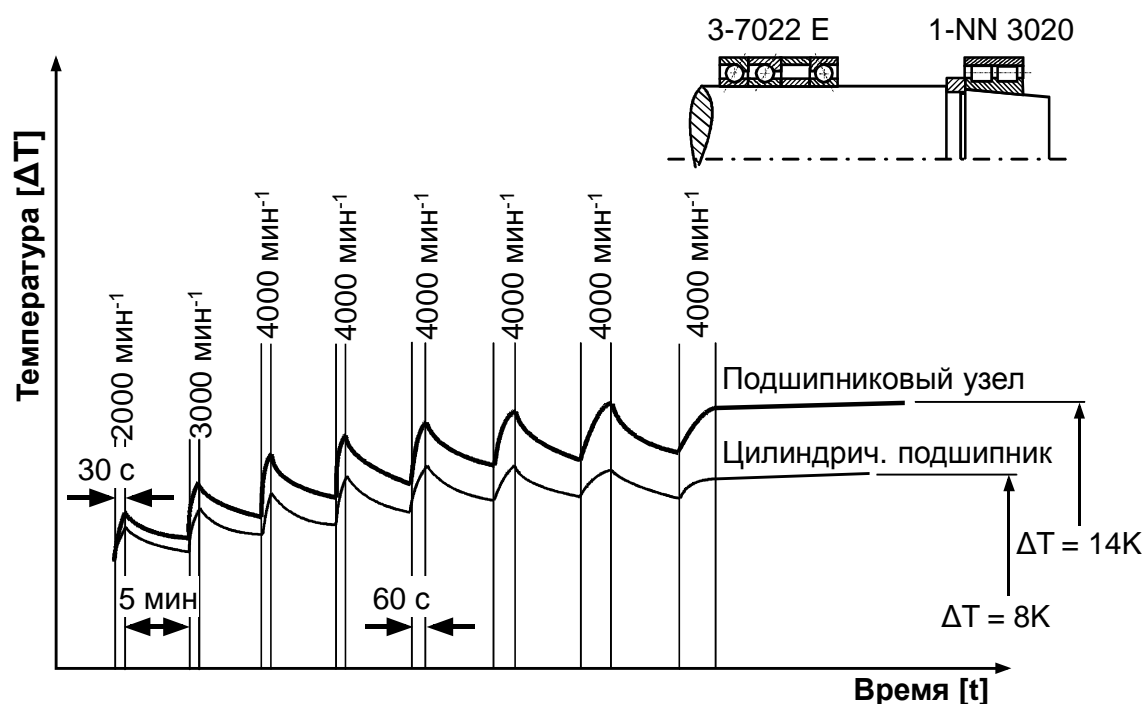
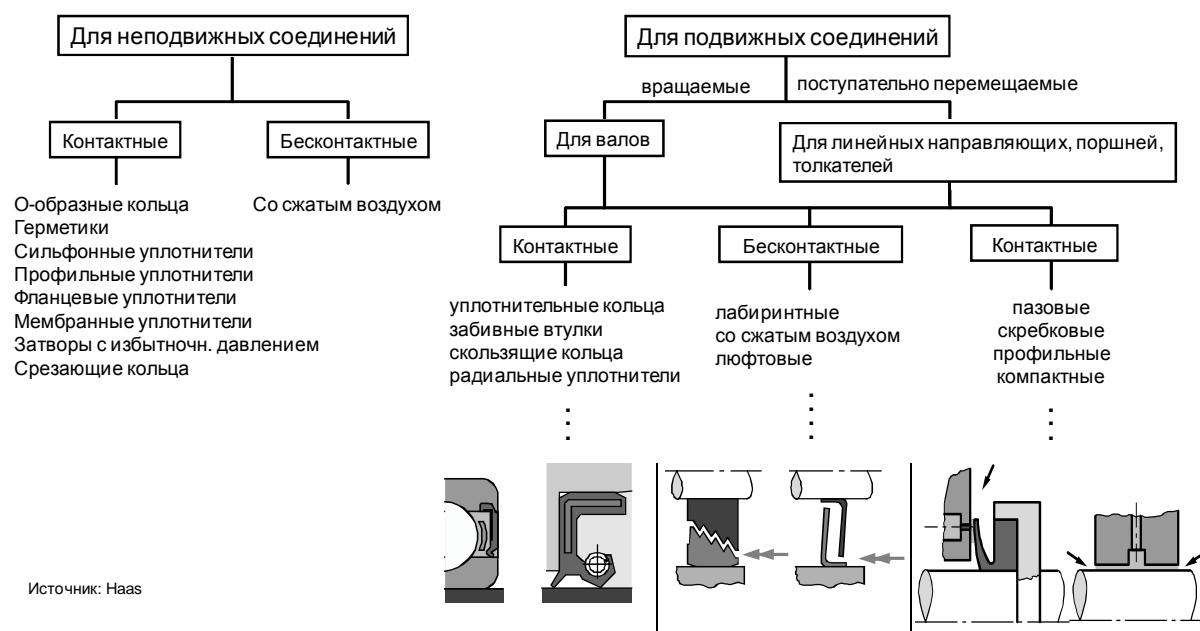


Рис. 6-31: Программа обкатки новых опор шпинделя с диаметром 110 мм

Перед вводом новых подшипников с консистентной смазкой в эксплуатацию необходимо провести их обкатку для требуемого распределения смазки. Для этого шпиндель выводится на половину допустимой скорости вращения на короткое время и затем останавливается (Рис. 6-31). Выделяемое при этом тепло распределяется между валом шпинделя и корпусом. Таким образом, предотвращается температурная перегрузка подшипника. Цикл повторяется через определенное время, необходимое для распределения тепла. Во время обкатки скорость шпинделя постепенно повышается. Цикл запуска и остановки шпинделя повторяется многократно, до тех пор, пока вся смазка в подшипнике не распределится равномерно. Долговечность подшипников с консистентной смазкой зависит от параметров эксплуатации, например, частоты вращения, величины нагрузки, а также точности изготовления подшипника, вала шпинделя, корпуса и прилегающих деталей, а также качества уплотнений.

- 1**    **Линейные направляющие**
- 2**    **Шариковинтовые передачи**
- 3**    **Шпиндельные узлы. Подшипники**
- 4**    **Уплотнения и защитные устройства**
- 5**    **Заключение**

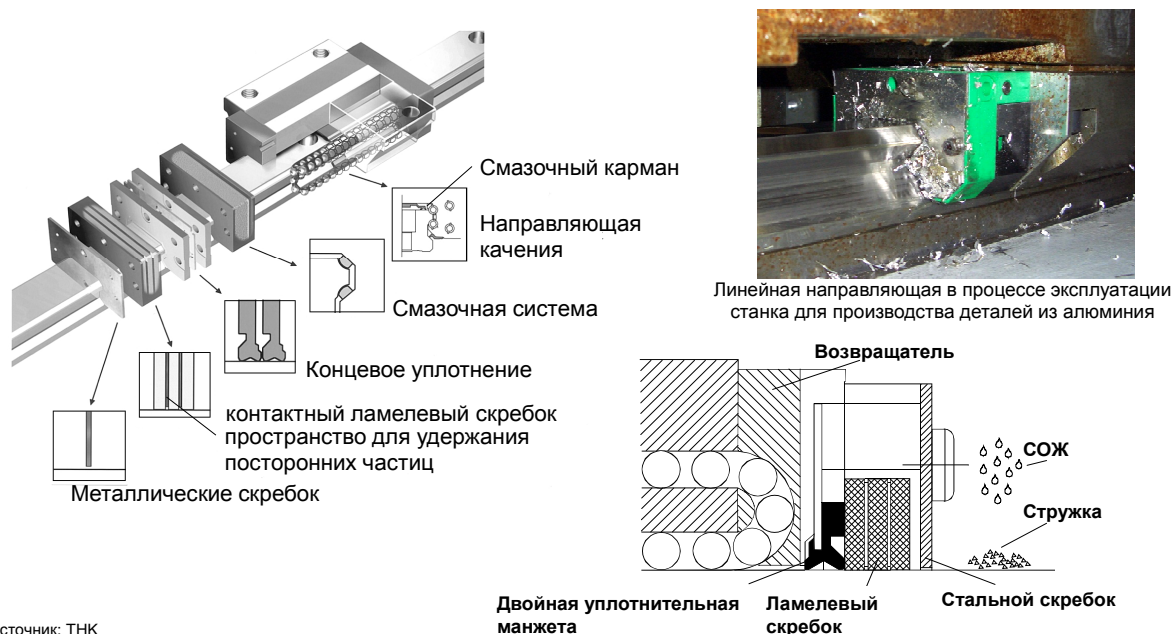


**Рис. 6-32: Классификация уплотнений**

По типам разделяют уплотнения для неподвижных и подвижных соединений. Далее, на уплотнения контактные и бесконтактные.

Контактные уплотнения реализуются заполнением свободного пространства между двумя элементами соединения вспомогательным материалом. При установке данный материал сжимается с таким усилием, чтобы зазоры между ним и прилегающими поверхностями, а также поры самого материала уменьшились до размеров, делающих зону уплотнения непроницаемой. Бесконтактные уплотнители функционируют на основе физических термо- и гидродинамических эффектов. Уплотнение является бесконтактным, если оба компонента, которые необходимо уплотнить, в подвижном и неподвижном состоянии и без использования дополнительной энергии отстоят друг от друга на величину рабочего зазора.

Контактные уплотнения подвижных компонентов выполняются, как правило, в форме подвижного непроницаемого уплотнителя, прижимаемого рабочим усилием к уплотняемой поверхности таким образом, что в статичном состоянии выполняется вышеназванное требование. Когда уплотнитель перемещается с достаточной скоростью, в зазоре между перемещаемыми компонентами образуется динамическая уплотняющая область. Данный уплотняющий зазор образуется благодаря инертности и упругой вязкости уплотнителя, а также действию динамической микроупругости и гидродинамических эффектов в зазоре между уплотняемыми компонентами (Рис. 6-32).



Источник: ТНК

**Рис. 6-33: Уплотнения для рельсовых направляющих модульного типа**

Важным элементом системы направляющих, непосредственно влияющим на их долговечность, является скребок для удаления стружки с направляющих. Существует множество конструктивных исполнений данного элемента. Обычно в качестве скребка применяется эластомерная уплотнительная пластина, удерживаемая в специальной оправке и соединенная с подвижным компонентом. На Рис. 6-33 представлена распространенная конструкция стружко- и грязесъемного скребка. Полимерное покрытие наносится на металлическую планку адгезионным способом или с помощью вулканизации. Также может применяться механическое соединение металлической и полимерной детали. Контакт между скребком и поверхностью направляющих осуществляется по одной или двум кромкам. При применении рельсовых направляющих качения, конструкции стружкосъемного скребка следует уделить особое внимание, поскольку выход данных систем направляющих из строя часто связан с проникновением загрязняющих частиц в танкетки направляющих. В системах с консистентной смазкой, применяемых для снижения расходов на центральную систему подвода смазки, удаление частиц из башмаков направляющих практически невозможно. Для таких систем необходимы специальные системы защиты направляющих и тел качения от попадания посторонних частиц. Повышенные требования выдвигаются к данным системам особенно при проведении современных видов обработки, таких как сухое точение и фрезерование, при которых мельчайшие частицы стружки могут попасть внутрь танкетки направляющих.

Кроме эластомерных стружкосъемных скребков с уплотнительными манжетами по вертикальным и горизонтальным сторонам направляющей, применяются многоступенчатые системы, например, двойные уплотнительные манжеты, ламелевые стружко- и грязесъемники, а также продольные уплотнительные пластины, устанавливаемые на направляющие или интегрируемые в танкетки направляющих.

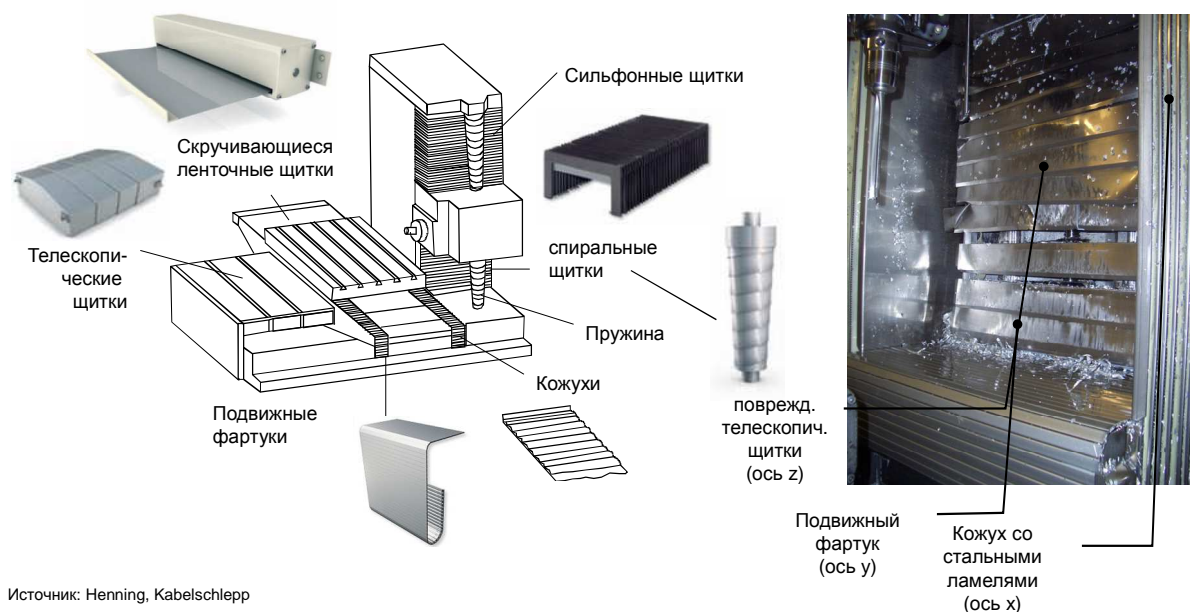
Многокомпонентные системы могут улавливать и удерживать частицы грязи в полостях между уплотнительными манжетами и, таким образом, предотвращать их попадание в зону расположения тел качения в танкетке направляющей. На Рис. 6-33 показана четырехрядная рельсовая шариковая направляющая с двойной стружко- и грязесъемной манжетой по боковым сторонам рельса и дополнительными поперечными уплотнительными планками, служащими для предотвращения попадания лежащих на направляющих загрязняющих частиц и стружки к телам качения.

Для высокой долговечности полимерных уплотнителей, поверхности трения направляющей должны иметь как можно меньшую шероховатость и достаточное количество смазки. Одной из последних разработок в этой области являются



контактные скребки с ламелями, изготовленными из пропитанного маслом синтетического каучука. Кроме того, существуют конструкции, снабженные металлическим скребком на наружной поверхности танкетки направляющей, который служит для удаления стружки относительно большого размера или сильно нагретой, и предохраняет детали из эластомеров от повреждений грубыми частицами загрязнения. Современные станки должны иметь достаточно длительные интервалы техобслуживания. Для этого смазка важнейших компонентов станка, таких как главный шпиндель, направляющие и подшипники качения, должна осуществляться в течение всего периода эксплуатации. Смена и пополнение смазки в узлах должны производиться, как правило, не ранее, чем через пять лет эксплуатации. При применении рельсовых направляющих качения это осуществляется с помощью конструктивно предусмотренных смазочных карманов, а также дополнительных систем подачи смазки. На Рис. 6-33 показана танкетка направляющей с интегрированным резервуаром смазки (справа вверх), расположенным непосредственно рядом с поверхностью направляющей, а также с системой централизованной подачи смазки (внизу). Еще одной конструктивной возможностью увеличения интервала технического обслуживания является применение сепараторов из синтетического материала, удерживающего смазку. В танкетке направляющей применяется цепной сепаратор для шариков, удерживающий в своих полостях смазочное вещество. Данная схема позволяет в процессе эксплуатации подачу смазки непосредственно к телам вращения. Отсутствие сухого трения снижает износ и уровень шума при эксплуатации направляющих.

Для защиты направляющих, а также компонентов привода (зубчатых реек, зубчатых ремней, ходовых винтов) применяются различные защитные элементы. На Рис. 6-34 показаны примеры защитных элементов, используемых для различных целей. Телескопические щитки представляют собой самый распространенный конструктивный вариант защитных элементов. Принципиальная схема конструкции представлена на Рис. 6-34. Для предотвращения ударных нагрузок в процессе перемещения компонентов при переходе от сегмента к сегменту применяются специальные поводки, осуществляющие равномерное одновременное перемещение всех сегментов. Поводки предотвращают блокирование отдельных сегментов, благодаря чему телескопические щитки отличаются низким уровнем шума. Кроме того, они позволяют избежать ударных воздействий на структуру станка, что, особенно при высокой скорости подачи, положительно влияет на виброустойчивость станков и качество обработки. Данный вид защитных компонентов отличается высокой прочностью. В зависимости от конструкции, допустимо хождение обслуживающего персонала по таким защитным кожухам. За счет интегрированных скребков достигается удовлетворительная изоляция направляющих. Опора и задание направления движения отдельных сегментов осуществляется с помощью направляющих скольжения и опорных роликов. Для высокودинамичных станков существуют исполнения телескопических щитков, допускающих ускорения до 2,5 g и скорости до 200 м/мин. Основным недостатком телескопических щитков является их сравнительно большой вес. Силы трения и инерции поглощают значительную часть мощности привода. Для снижения потерь в данных системах все большее применение находят новые композиционные материалы. Также применяются модульные конструкции, в которых рама изготавливается из алюминиевого профиля, телескопические сегменты – из различных материалов (сталь, алюминий, армированные полимеры), позволяющие снизить вес конструкции до 70%.



Источник: Henning, Kableschlepp

**Рис. 6-34: Защита от стружки в металлорежущих станках**

Мягкие кожухи находят основное применение в станках для высокоскоростной обработки, поскольку обладают малым весом. Они состоят из многослойной синтетической ткани с поливинилхлоридными удерживающими стержнями, складывающимися при движении «в гармошку», и крепежного фланца.

Скручивающиеся ленточные щитки характеризуются высокой компактностью. Конструкция данной системы обуславливает ее небольшой вес и приспособленность к использованию в станках с высокой скоростью движений подачи. Скручивающиеся ленточные щитки доступны в различных конструктивных исполнениях – с кожухами из синтетического материала или нержавеющей листовой стали. Ленты из пружинной стали хорошо подходят для восприятия повышенных механических нагрузок. Для повышения стабильности с обратной стороны лент предусмотрены стальные или алюминиевые поперечины, придающие конструкции жесткость. В зависимости от размеров кожуха, при осуществлении движения подачи, защитная лента может наматываться при помощи отдельного привода или пружины на барабан, установленный в конце направляющих. Для защиты ходовых винтов, валов и колонн применяются спиральные телескопические щитки. В дополнение к защите от повреждений и проникновения грязи, применение данных систем снижает риск возникновения несчастных случаев. Такие защитные щитки изготавливаются из листовой пружинной стали. Установка может осуществляться без демонтажа защищаемой детали путем обертывания ее щитком. При больших значениях перемещения по осям могут применяться сдвоенные пружинные щитки.

- 1**    **Линейные направляющие**
- 2**    **Шариковинтовые передачи**
- 3**    **Шпиндельные узлы. Подшипники**
- 4**    **Уплотнения и защитные устройства**
- 5**    **Заключение**













































	Опоры качения	Гидродин. опоры	Гидростат. опоры	Аэрост. опоры	Эл.-маг. опоры	
Скоростной показатель $n \cdot dm$						 Полностью соответствует
Высокая долговечность						 Соответствует
Высокая точность хода						 Частично соответствует
Высокое демпфирование						 Не соответствует
Высокая жесткость						1) Зависит от системы смазки и типа подшипника
Простота смазки						2) Долговечность не ограничена при безаварийной работе
Низкое трение						3) Частично соответствует при масляной смазке
Низкая себестоимость						4) Сложное управление магнитными силами

Рис. 6-35: Сравнение различных видов опор

На Рис. 6-35 представлены основные характеристики подшипников качения, а также гидродинамических, гидростатических, аэростатических и электромагнитных подшипников и направляющих.

К преимуществам опор качения относятся:

- возможность замены благодаря стандартизированным размерам и характеристикам;
- низкая себестоимость;
- способность воспринимать перегрузки;
- высокий уровень стандартизации;
- малая монтажная ширина;
- высокая несущая способность, даже в положении покоя;
- допустимо изменение величины нагрузки и частоты вращения в процессе эксплуатации;
- низкий коэффициент трения благодаря движению обката ( $\mu = 0,0015$ ) при низких частотах вращения;
- низкие потери мощности и температурные нагрузки в подшипниках с консистентной смазкой и смазкой в масляном тумане;
- большие интервалы техобслуживания при корректном проектировании;
- высокая точность перемещения и жесткость благодаря предварительному натягу;

К недостаткам относятся:

- низкое демпфирование;
- затруднительный подвод смазки и охлаждающей жидкости при высоких частотах вращения;
- снижение несущей способности на высоких частотах вращения;
- ограниченная долговечность при высоких нагрузках;
- в упорных, радиально-упорных и конических роликовых подшипниках необходимо учитывать гироскопические моменты и центробежные силы;
- вибронегруженность и шумность.

### Заключение

- Поступательные перемещения компонентов станка могут осуществляться посредством различных направляющих качения. В качестве тел качения могут применяться шарики или ролики.
- Привод движений подачи может осуществляться, например, с помощью шариковинтовой передачи. В данных узлах шарики разделяют ходовой винт и ходовую гайку, перемещаясь по спиральным дорожкам качения.
- В качестве опор шпинделей могут применяться подшипники качения. Различают конструктивные исполнения шпинделей с жесткой, плавающей и эластичной установкой подшипников.
- Смазка подшипников качения часто осуществляется путем применения консистентной смазки. В конструкции высокоскоростных шпинделей используются системы смазки в масляном тумане.
- Для защиты зоны контакта тел качения и направляющих поверхностей от попадания стружки и грязи, необходимо применение уплотнений и защитных систем. В конструкции шпинделей применяются бесконтактные уплотнения. Для направляющих и ходовых винтов используются контактные конструкции уплотнений.