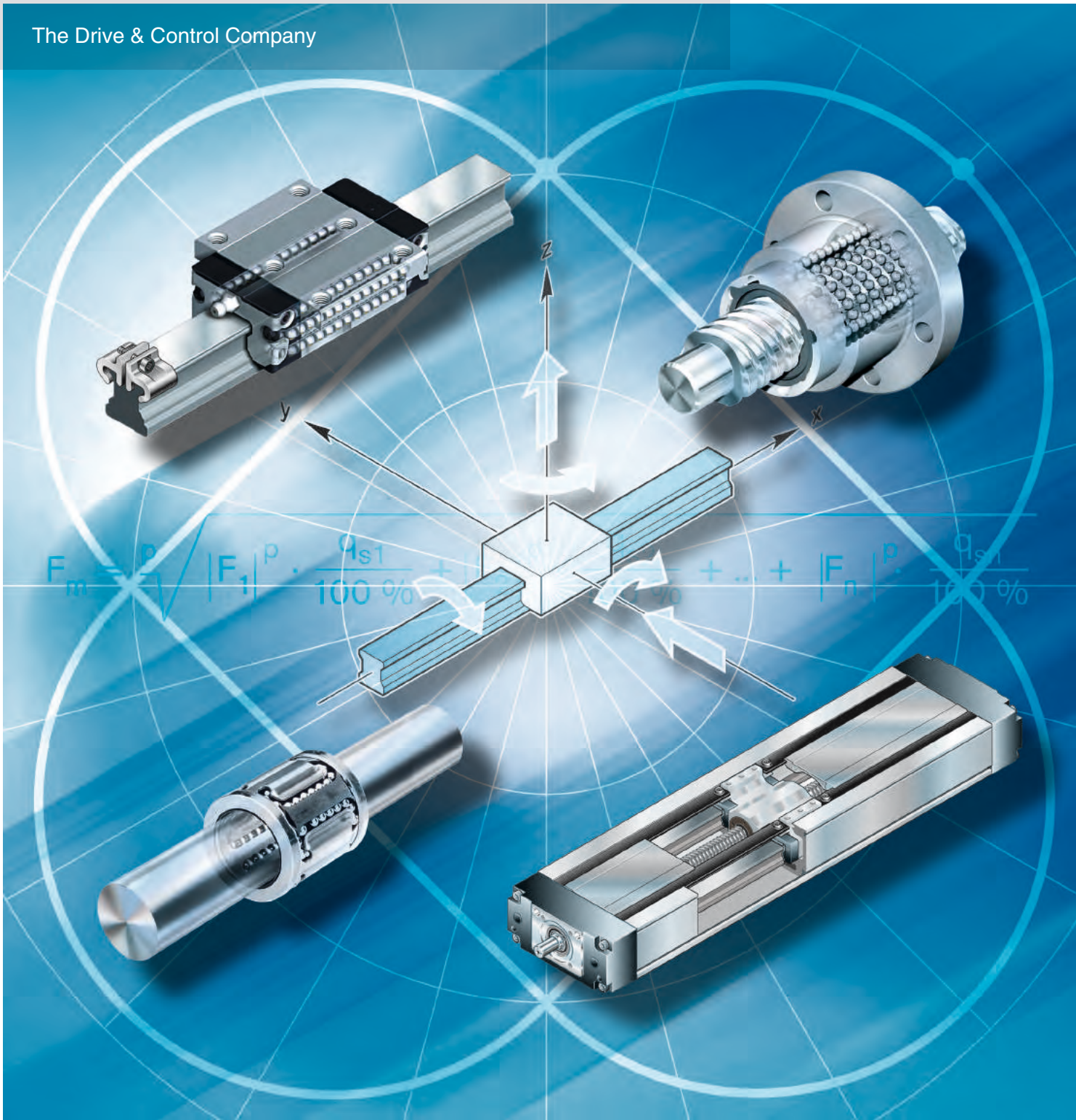
Electric Drives and Controls | Hydraulics | Linear Motion and Assembly Technologies | Pneumatics | Service

Rexroth
Bosch Group

Технология линейных перемещений

Справочное руководство

The Drive & Control Company



Технологии линейных перемещений и сборки









www.boschrexroth.com/brl

1.1 Предисловие

Надежное направление и точное позиционирование – Rexroth предлагает завершенную технологию линейных перемещений для решения данных задач, начиная с направляющих и заканчивая приводами. Компоненты технологии линейных перемещений представляют собой границу раздела между статичными и подвижными элементами станка. Они оказывают существенное влияние на характеристики станка. Технология линейных перемещений начинает действовать, когда требуются точность и высокая грузоподъемность, что в первую очередь касается машиностроения и автоматизации. Направляющие компоненты Rexroth представлены профильными рельсовыми направляющими и направляющими с шариковыми втулками. Шариковинтовые передачи являются приводными компонентами, использующимися для позиционирования. Обе данные функции включены в систему линейных перемещений. Однако предложение Rexroth не ограничивается только изделиями линейных перемещений. Будучи глобальным поставщиком оборудования для машиностроения, Rexroth предлагает все необходимые технологии, касающиеся приводов, систем управления и перемещения, начиная с механики, гидравлики, пневматики и заканчивая электроникой.

В настоящем руководстве по технологии линейных перемещений содержатся специальные знания об изделиях технологии линейных перемещений Rexroth, предоставляя пользователям возможность заглянуть внутрь мира линейных перемещений. Данное руководство выпущено не для замены каталогов продукции Rexroth, а как дополнение к ним. Что касается размеров, рабочих параметров, исполнений изделий и т.д., то их по-прежнему нужно брать из каталогов. Однако в данном руководстве вы найдете исчерпывающие рекомендации относительно характеристик системы, выбора изделий, конструкции и расчетов. Руководство предназначено для всех пользователей технологии линейных перемещений.

Руководство разделено на общую главу "Основные положения", в равной мере относящуюся ко всем изделиям Rexroth, и на дополнительные специальные главы, посвященные отдельным компонентам технологии линейных перемещений.

В главе "Основные положения" дается описание общих физических знаний в области технологии линейных перемещений. В первую очередь это касается контакта качения во всех его обычных практических проявлениях, а также общепринятых методов расчета срока службы. В руководстве рассматриваются также системные характеристики, общие для все изделий, включая предварительный натяг, жесткость, точность и трение. Последующие главы о профильных рельсовых направляющих, направляющих с шариковыми втулками, шариковинтовых приводах и системах линейных перемещений касаются соответствующих изделий Rexroth и их характеристик. Данные главы содержат дополнительные базовые знания, системные характеристики, рекомендации по выбору изделия, а также конструктивные предложения для пользователей этих изделий. Значительная часть руководства посвящена способам расчета, определения размеров и конфигурации направляющих компонентов и привода. В частности, здесь рассматривается подробный расчет прогнозируемой долговечности компонента, расчет запаса прочности статической нагрузки, определение критической частоты вращения винта и расчет размеров привода. Описываются также конструкция и функциональности индивидуальных типов, исполнений и компонентов. Поэтому читателю предлагается краткий обзор специальных характеристик каждого изделия.

Надеемся, вы с удовольствием прочтете настоящее руководство и найдете практическое применение полученным знаниям.

Bosch Rexroth AG
The Drive & Control Company
Linear Motion and Assembly Technologies

1.2 Содержание

1 Введение 1-3

1.1 Предисловие 1-3

1.2 Содержание 1-4

2 Основные положения 2-1

2.1 История развития 2-1

2.2 Технические принципы 2-3

2.2.1 Элементы станка 2-3

2.2.2 Направляющие 2-5

2.2.2.1 Классификация направляющих по типу перемещения. 2-5

2.2.2.2 Классификация линейных направляющих по типу точек контакта 2-5

2.2.2.3 Принцип работы линейных направляющих . . . 2-6

2.2.2.4 Характеристики линейных направляющих . . . 2-7

2.2.2.5 Классификация направляющих качения по типу рециркуляции элемента качения 2-7

2.2.3 Привод 2-8

2.2.3.1 Типы приводов 2-8

2.2.3.2 Винтовая пара 2-9

2.3 Контакт качения 2-10

2.3.1 Контакт качения шариков и роликов 2-10

2.3.1.1 Контактные участки в шариках и роликах . . 2-10

2.3.1.2 Согласование радиуса контакта шарика . . . 2-11

2.3.1.3 Логарифмические и цилиндрические профили роликов 2-11

2.3.1.4 Упругая деформация шариков и роликов . . . 2-12

2.3.2 Геометрия дорожки качения для шариковых элементов качения 2-13

2.3.2.1 Дугообразная форма дорожек качения. 2-13

2.3.2.2 Дифференциальное проскальзывание 2-14

2.4 Предполагаемый срок службы 2-15

2.4.1 Принципы расчета 2-15

2.4.1.1 Номинальный срок службы 2-15

2.4.1.2 Допустимые динамические и статические нагрузки. 2-16

2.4.1.3 Эквивалентная нагрузка на подшипник 2-18

2.4.1.4 Коэффициент запаса прочности статической нагрузки 2-21

2.4.2 Условия эксплуатации 2-22

2.4.2.1 Окружающие условия 2-22

2.4.2.2 Рабочие условия. 2-24

2.4.2.3 Монтажные условия. 2-25

2.4.2.4 Нормальные условия эксплуатации 2-25

2.4.3 Профили повреждений 2-26

2.5 Технология системы 2-28

2.5.1 Предварительный натяг и жесткость 2-28

2.5.2 Трение. 2-29

2.5.3 Уплотнение 2-30

2.5.4 Смазка 2-31

2.5.4.1 Принципы смазки 2-31

2.5.4.2 Смазочные материалы 2-33

2.5.4.3 Периодичность смазки 2-35

2.5.5 Точность. 2-36

2.5.5.1 Уровни точности в направляющих и приводах. 2-36

2.5.5.2 Типы точности в системах линейных перемещений 2-36

2.6 Обзор изделий 2-37

1.2 Содержание

3 Профильные рельсовые направляющие 3-1

3.1 Основные положения. 3-1

3.1.1 Технология системы 3-1

3.1.1.1 Конструкция профильных рельсовых направляющих 3-2

3.1.1.2 Несущая способность. 3-9

3.1.1.3 Предварительный натяг 3-14

3.1.1.4 Жесткость. 3-16

3.1.1.5 Точность 3-18

3.1.1.6 Точность хода. 3-21

3.1.1.7 Трение 3-24

3.1.2 Выбор изделия 3-26

3.1.2.1 Помощь в выборе изделия 3-26

3.1.2.2 Процедура выбора изделия 3-30

3.1.3 Компоновка профильных рельсовых направляющих 3-33

3.1.3.1 Количество кареток и направляющих рельсов 3-33

3.1.3.2 Монтажное положение профильной рельсовой направляющей 3-34

3.1.3.3 Установка направляющего рельса. 3-34

3.1.3.4 Установка каретки. 3-40

3.1.3.5 Конфигурация присоединяемых конструкций 3-41

3.1.3.6 Возможные варианты установки 3-47

3.1.4 Примечания к конструкции 3-50

3.1.4.1 Монтажные допуски. 3-50

3.1.4.2 Рекомендации по созданию экономичных конструкций. 3-55

3.1.5 Расчеты 3-57

3.1.5.1 Процедура ручного расчета 3-57

3.1.5.2 Определить рабочие условия 3-59

3.1.5.3 Силовые и моментные нагрузки 3-64

3.1.5.4 Комбинированная эквивалентная нагрузка на подшипник 3-71

3.1.5.5 Учет предварительного натяга. 3-74

3.1.5.6 Эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник 3-75

3.1.5.7 Предполагаемый срок службы 3-76

3.1.5.8 Эквивалентная статическая нагрузка на подшипник 3-79

3.1.5.9 Коэффициент запаса прочности статической нагрузки 3-81

3.1.5.10 Пример расчета номинального срока службы 3-81

3.1.6 Комплектация направляющих 3-94

3.1.6.1 Смазка. 3-94

3.1.6.2 Уплотнения 3-96

3.1.6.3 Антикоррозионная защита 3-98

3.1.6.4 Дополнительные функции. 3-99

3.2 Шариковые рельсовые направляющие 3-101

3.2.1 Характеристики системы 3-101

3.2.2 Конструкция 3-102

3.2.3 Инструкции по выбору изделия 3-106

3.2.3.1 Исполнения 3-106

3.2.3.2 Области применения 3-106

3.3 Миниатюрные шариковые рельсовые направляющие 3-107

3.3.1 Характеристики системы 3-107

3.3.2 Конструкция 3-108

3.3.3 Инструкции по выбору изделия 3-111

3.3.3.1 Исполнения 3-111

3.3.3.2 Области применения 3-111

3.4 Шариковые рельсовые направляющие eLINE 3-112

3.4.1 Характеристики системы 3-112

3.4.2 Конструкция 3-113

3.4.3 Инструкции по выбору изделия 3-116

3.4.3.1 Исполнения 3-116

3.4.3.2 Области применения 3-116

3.4.3.3 Упрощенные расчеты. 3-116

3.5 Роликовые рельсовые направляющие 3-117

3.5.1 Характеристики системы 3-117

3.5.2 Конструкция 3-118

3.5.3 Инструкции по выбору изделия 3-121

3.5.3.1 Исполнения 3-121

3.5.3.2 Области применения 3-121

3.6 Направляющие на кулачковых роликах 3-122

3.6.1 Характеристики системы 3-122

3.6.2 Конструкция 3-123

3.6.3 Инструкции по выбору изделия 3-125

3.6.3.1 Исполнения 3-125

3.6.3.2 Области применения 3-126

3.6.3.3 Другая процедура расчета 3-126

3.7 Встроенная измерительная система 3-127

3.7.1 Принцип работы системы линейных измерений 3-127

3.7.2 Характеристики системы 3-129

3.7.3 Конструкция 3-130

3.7.3.1 Функциональное описание компонентов . . . 3-131

3.7.3.2 Функциональное описание индуктивных датчиков 3-134

3.7.4 Электроника 3-136

3.7.5 Инструкции по выбору изделия 3-138

3.7.5.1 Точность измерительной системы 3-138

3.7.5.2 Области применения 3-138

1.2 Содержание

4 Направляющие с шариковыми втулками 4-1

4.1 Основные положения. 4-1

4.1.1 Технология системы 4-1
4.1.1.1 Конструкция шариковой втулки 4-1
4.1.1.2 Конструкция линейных устройств 4-2
4.1.1.3 Конструкция валов, концевых опор для валов и линейных опор для валов 4-3
4.1.1.4 Стандарты. 4-3
4.1.1.5 Типы и формы шариковых втулок 4-4

4.1.2 Выбор изделия 4-6
4.1.2.1 Применение шариковых втулок 4-6
4.1.2.2 Характеристики и технические данные шариковых втулок 4-7
4.1.2.3 Параметры применения. 4-8
4.1.2.4 Выбор подходящих шариковых втулок 4-8

4.1.3 Примечания к конструкции 4-10
4.1.3.1 Зависимость величины допустимой нагрузки от направления нагружения 4-10
4.1.3.2 Критерии конструкции. 4-11
4.1.3.3 Смазка. 4-14

4.1.4 Расчеты 4-16
4.1.4.1 Номинальная долговечность. 4-16
4.1.4.2 Эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник 4-19
4.1.4.3 Результирующая нагрузка 4-19
4.1.4.4 Меняющиеся нагрузки на подшипник с меняющихся направлений нагружения 4-20
4.1.4.5 Анализ крутящего момента в моментных шариковых втулках 4-21
4.1.4.6 Коэффициент безопасности статической нагрузки 4-22
4.1.4.7 Прогибание вала 4-22

4.1.5 Пример расчета. 4-23

4.2 Шариковые втулки 4-26

4.2.1 Компактные шариковые втулки и шариковые втулки eLINE 4-26

4.2.2 Шариковые втулки Супер A и B 4-27

4.2.3 Стандартные шариковые втулки 4-29

4.2.4 Сегментные шариковые втулки 4-30

4.2.5 Шариковые втулки Супер H и SH 4-31

4.2.6 Радиальные шариковые втулки 4-32

4.2.7 Моментные шариковые втулки. 4-33

4.2.8 Шариковые втулки для линейного и вращательного движения 4-34

4.3 Линейные устройства 4-35

4.4 Прецизионные стальные валы 4-37

4.5 Линейные опоры для валов 4-38

4.6 Концевые опоры для валов 4-39

5 Шариковинтовые приводы 5-1

5.1 Основные положения. 5-1

5.1.1 Технология системы 5-1
5.1.1.1 Конструкция шариковинтового узла 5-2
5.1.1.2 Грузоподъемность 5-9
5.1.1.3 Предварительный натяг 5-10
5.1.1.4 Жесткость. 5-12
5.1.1.5 Точность 5-14
5.1.1.6 Динамический тормозной момент 5-16
5.1.1.7 Характеристическая скорость и максимальная линейная скорость. 5-17
5.1.1.8 Механическая эффективность. 5-17
5.1.1.9 Смазка. 5-18

5.1.2 Выбор изделия 5-19
5.1.2.1 Указания по правильному выбору изделий. 5-19
5.1.2.2 Процедура выбора изделий 5-20
5.1.2.3 Предварительный отбор 5-20

5.1.3 Расчеты 5-21
5.1.3.1 Определение требований 5-21
5.1.3.2 Предполагаемый срок службы 5-23
5.1.3.3 Критическая частота вращения 5-27
5.1.3.4 Допустимая осевая нагрузка на винт (выгибающая нагрузка) 5-28
5.1.3.5 Концевые подшипники. 5-29
5.1.3.6 Крутящий момент на валу привода и мощность привода. 5-29
5.1.3.7 Пример расчета 5-30

5.1.4 Примечания к конструкции 5-36
5.1.4.1 Примыкающие конструкции и установочные допуски 5-36
5.1.4.2 Рекомендации по созданию экономичных конструкций 5-37
5.1.4.3 Предохранительные гайки для вертикального применения. 5-38

5.1.5 Указания по монтажу 5-39

5.2 Шариковые гайки 5-40

5.2.1 Одинарные гайки 5-40
5.2.1.1 Характеристики системы 5-40
5.2.1.2 Области применения 5-40

5.2.2 Одинарные гайки стандартной серии 5-41
5.2.2.1 Характеристики системы 5-41
5.2.2.2 Области применения 5-41

5.2.3 Одинарные гайки миниатюрной серии . . . 5-42
5.2.3.1 Характеристики системы 5-42
5.2.3.2 Области применения 5-42

5.2.4 Одинарные гайки серии eLINE. 5-43
5.2.4.1 Характеристики системы 5-43
5.2.4.2 Области применения 5-43

5.2.5 Двойные гайки 5-44
5.2.5.1 Характеристики системы 5-44
5.2.5.2 Области применения 5-44

5.3 Приводные узлы 5-45

5.3.1 Приводные узлы с приводным винтом . . . 5-45
5.3.1.1 Характеристики системы 5-45
5.3.1.2 Области применения 5-47

5.3.2 Приводные узлы с приводной гайкой 5-48
5.3.2.1. Характеристики системы 5-48
5.3.2.2 Области применения 5-49

1.2 Содержание

6 Системы линейных перемещений 6-1

6.1 Основные положения. 6-1

6.1.1 Технология системы 6-1

6.1.1.1 Базовая конструкция систем линейных перемещений. 6-3

6.1.1.2 Обозначения типов и типоразмеров 6-10

6.1.1.3 Типы направляющих 6-11

6.1.1.4 Типы приводных узлов 6-14

6.1.2 Выбор изделия 6-18

6.1.2.1 Параметры применения. 6-18

6.1.2.2 Помощь в выборе изделия 6-20

6.1.2.3 Двигатель, контроллер и система управления 6-21

6.1.2.4 Условия использования. 6-21

6.1.3 Примечания к конструкции 6-23

6.1.3.1 Общие примечания к конструкции для систем линейных перемещений. 6-23

6.1.3.2 Крепление систем линейных перемещений к монтажному основанию 6-25

6.1.4 Расчеты 6-26

6.1.4.1 Расчет внешних нагрузок и номинальной долговечности 6-26

6.1.4.2 Расчет конструкции двигателя, включая продолжительность циклов. 6-27

6.1.4.3 Прогибание 6-30

6.2 Линейные модули 6-31

6.2.1 Характеристики системы 6-31

6.2.2 Линейные модули MKK с шариковой рельсовой направляющей и шарико-винтовым приводом 6-32

6.2.3 Линейные модули MKR/MLR с шариковой рельсовой направляющей/направляющей на кулачковых роликах и зубчато-ременной передачей. 6-33

6.2.4 Линейные модули MKR/MKZ с двумя шариковыми рельсовыми направляющими и зубчато-ременной/ зубчато-реечной передачей. 6-34

6.2.5 Линейные модули MKP с шариковой рельсовой направляющей и пневматическим приводом 6-35

6.2.6 Линейные модули MKL и LKL с шариковыми рельсовыми направляющими и линейным двигателем 6-36

6.2.7 Соединительные элементы для линейных модулей. 6-37

6.3 Компактные модули 6-38

6.3.1 Характеристики системы 6-38

6.3.2 Компактные модули CKK с шариковыми рельсовыми направляющими и шарико-винтовым приводом 6-39

6.3.3 Компактные модули CKR с шариковыми рельсовыми направляющими и зубчато-ременной передачей 6-40

6.3.4 Компактные модули CKL с шариковыми рельсовыми направляющими и линейным двигателем 6-41

6.3.5 Соединительные элементы и автоматизированная система Easy-2-Combine 6-42

6.4 Прецизионные модули 6-43

6.4.1 Характеристики системы 6-43

6.5 Столы на рельсовых направляющих 6-45

6.5.1 Характеристики системы 6-45

6.5.2 Столы TKK с шариковыми рельсовыми направляющими и шариковинтовым приводом 6-46

6.5.3 Столы TKL с шариковыми рельсовыми направляющими и линейным двигателем 6-47

6.6 Линейные салазки. 6-48

6.6.1 Характеристики системы 6-48

6.7 Системы перемещения в прямоугольных координатах 6-49

6.7.1 Характеристики системы 6-49

6.7.2 Базовая конструкция СППК. 6-50

6.8 Электрические компоненты 6-51

6.8.1 Обзор 6-51

6.8.2 Двигатели. 6-52

6.8.2.1 Серводвигатели 6-53

6.8.2.2 Линейные двигатели 6-54

6.8.2.3 Трехфазные двигатели 6-55

6.8.2.4 Шаговые двигатели 6-55

6.8.3 Контроллеры и системы управления 6-56

6.8.3.1 Сервоконтроллеры 6-57

6.8.3.2 Инверторы частоты 6-58

6.8.3.3 Устройство контроля позиционирования . . . 6-58

6.8.3.4 Устройство контурного управления 6-59

6.8.3.5 Шкафы управления 6-59

6.8.4 Переключатели и датчики 6-60

6.8.4.1 Механические переключатели 6-61

6.8.4.2 Бесконтактные переключатели 6-61

6.8.4.3 Датчики Холла 6-61

6.8.4.4 Герконовые датчики 6-62

6.8.4.5 Способы установки переключателей 6-62

1.2 Содержание

7 Приложение 7-1

7.1 Bosch Rexroth AG: Компания по обеспечению приводами и системами управления 7-1

7.1.1 Стабильный мировой партнер 7-1

7.1.2 Технология линейных перемещений и сборки 7-1

7.1.2.1 Технология линейных перемещений 7-2

7.1.2.2 Технология сборки 7-4

7.2 Глоссарий 7-6

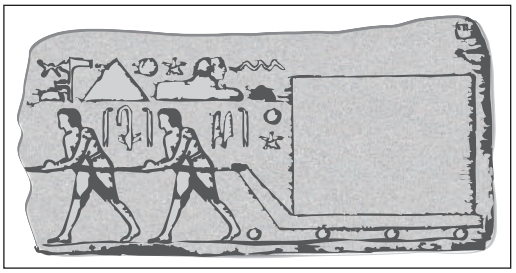
7.3 Алфавитный указатель 7-9

2 Основные положения

2.1 История развития

Линейное перемещение

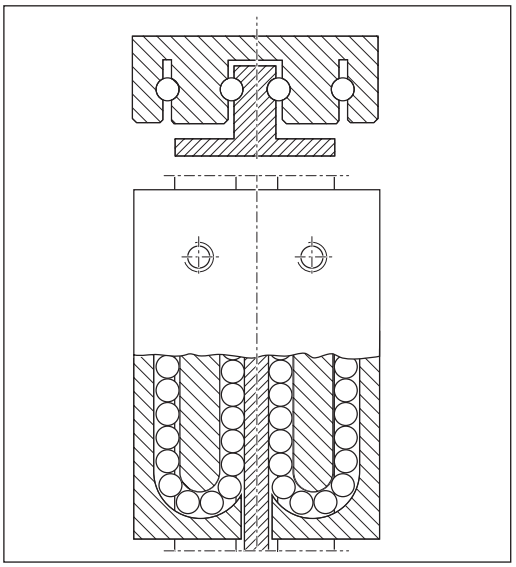
С проблемой перемещения тяжелых нагрузок столкнулись ещё египтяне во время строительства пирамид. Эту проблему они разрешили с помощью трех стволов дерева, положенных под каменные блоки. Для снижения трения в качестве смазки использовалась вода.



Египетская линейная направляющая

Системы профильных рельсовых направляющих качения

И сегодня этот базовый принцип по-прежнему используется в современных линейных направляющих. Однако элементы качения сейчас устанавливаются в желаемое положение не вручную, а рециркулируют в самой направляющей системе. Изменились также требования в отношении жесткости, грузоподъемности и устойчивости к перемещению. Современные области применения предъявляют более высокие требования к точности и экономичности.



Исторический вид шариковой рельсовой направляющей

Круглые направляющие

В 1957 году “Deutsche Star” подписала лицензионный договор на изготовление шариковых втулок в рамках патентов, которыми владела компания Thomson из США. Таким образом “Deutsche Star” стала ведущим производителем линейных опор в Европе.

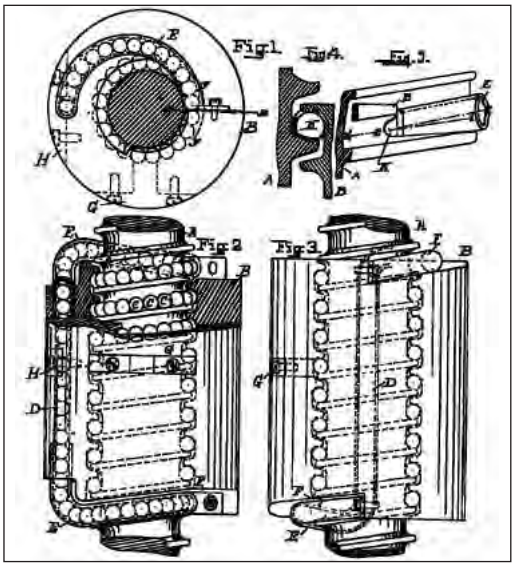


Каталог “Deutsche Star”

2.1 История развития

Шариковинтовой привод

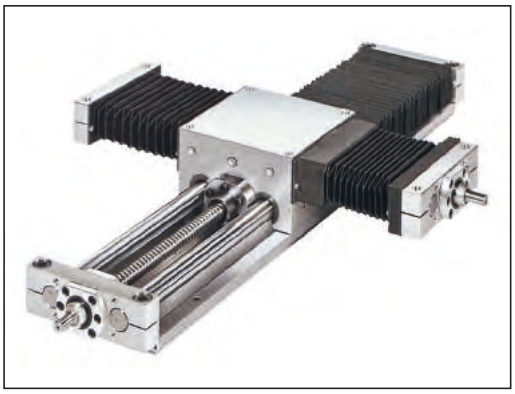
Уже в древности винтовые приводы скольжения использовались для преобразования вращательного движения в линейное. Шариковинтовой привод впервые упоминался в литературе в 19-ом веке. Он заменил трение скольжения на трение качения. Первое промышленное применение такого привода приходится на 1940-ые годы, когда General Motors начала использовать шариковинтовые приводы в системах рулевого управления в автомобилях. Вскоре появились и другие области промышленного применения.
С тех пор процессы конструирования и изготовления сделали гигантский скачок вперед. Сегодня шариковинтовые приводы находят широкое применение в разных отраслях промышленности.



Шариковинтовой привод из исторического патента

Системы линейных перемещений

Системы линейных перемещений представляют собой готовые к установке устройства, состоящие из приводов и направляющих. Это помогает пользователю быстрее произвести расчет и их сборку для соответствующих областей применения. Пользователю не нужно определять параметры отдельных узлов, так как системы линейных перемещений устанавливаются как завершенные устройства.
Первые системы линейных перемещений, изготовленные прежней компанией “Deutsche Star”, состояли из линейных втулок и валов, шариковинтового или пневматического привода.
Эти передвижные столы предлагались так же, как двухкоординатные столы X-Y. Между тем, в системы линейных перемещений внедрено много других вариантов приводов и направляющих. Сегодня заказчики могут выбрать оптимальную систему линейных перемещений из широкой номенклатуры изделий Rexroth.



Стол X-Y из номенклатуры продукции “Deutsche Star”

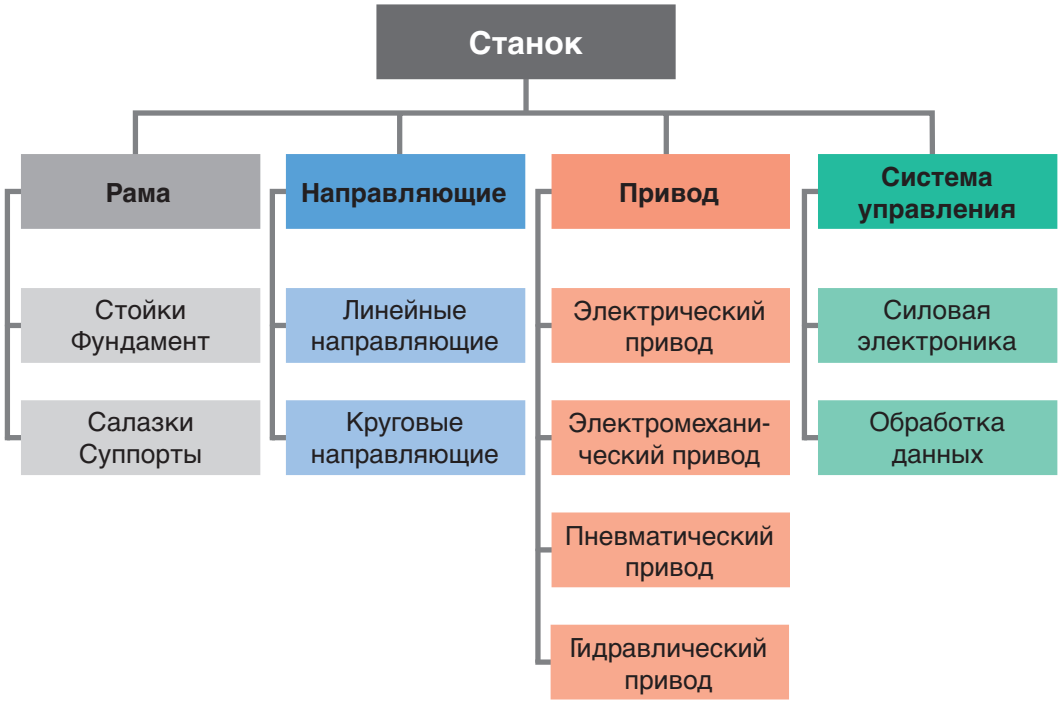
2.2 Технические принципы

2.2.1 Элементы станка

Базовая структура станка

Номенклатурный ряд продукции Rexroth предлагает широкий выбор конструктивных исполнений линейных направляющих и приводов.

Чтобы лучше понять это, нужно сначала внимательно взглянуть на базовую структуру станка и его наиболее важные узлы.



2.2 Технические принципы

2.2.1 Элементы станка

Рама

Рама станка состоит из стационарных (стойки, фундамент) и подвижных узлов (салазки, суппорты). Существуют различные конструкции, предназначенные для соответствующих областей применения (стандартное основание, портальная конструкция и т.д.). Рама предназначена для закрепления станка и передачи усилий.

Направляющие

Они отвечают за обеспечение направления и передачу усилий подвижных узлов станка. Точность станка не в последнюю очередь зависит от точности направляющей системы. В зависимости от перемещения различают линейные и круговые направляющие.

Приводы

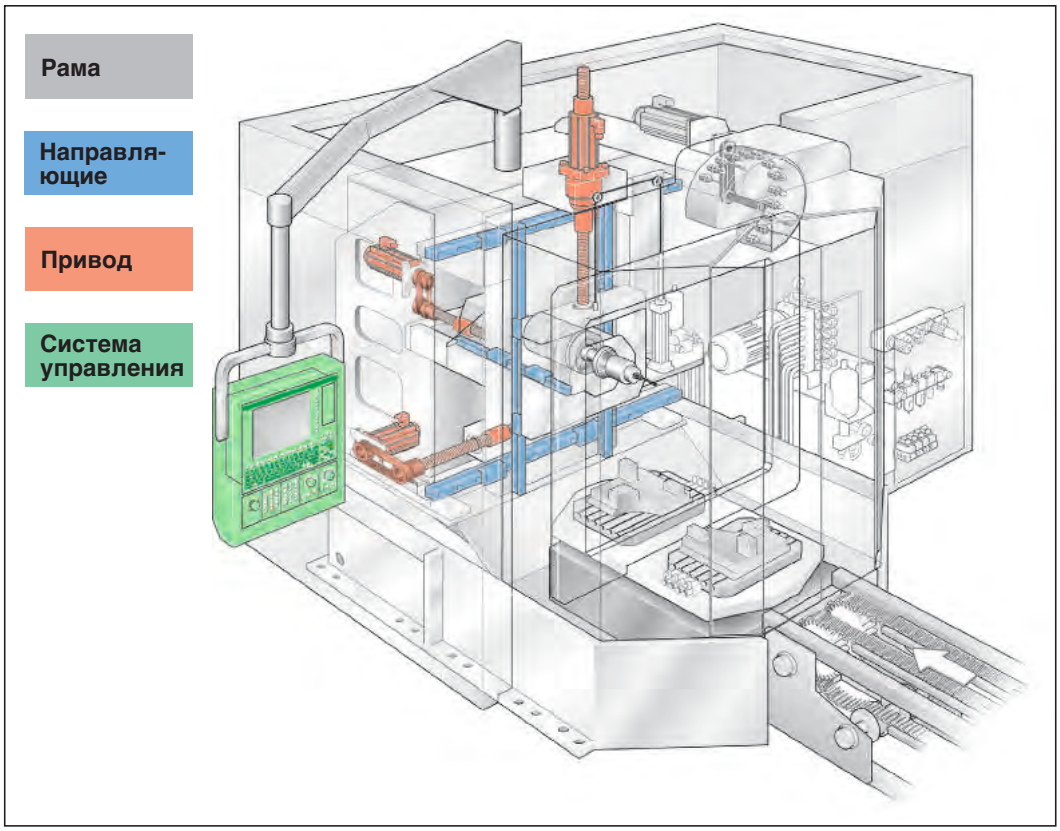
Приводы преобразуют электрическую, гидравлическую или пневматическую энергию в механическую энергию. Электромеханические приводы – это специальная форма привода с передаточными элементами (например, шариковинтовые приводы).

Различают главные приводы, осуществляющие относительные перемещения (например, между инструментом и заготовкой) и вспомогательные приводы, выполняющие позиционные перемещения (например, транспортировка заготовки или смена инструмента).

Система управления

Система управления координирует необходимые перемещения станка, т.е. ускорение и скорость подвижных частей. Силовая электроника обслуживает мощные исполнительные механизмы, а система обработки данных охватывает концевые выключатели, измерительные системы, полевые шины и защитные цепи.

Элементы станка (пример)



Станок с типовыми линейными узлами, показанными в цвете

2.2 Технические принципы

2.2.2 Направляющие

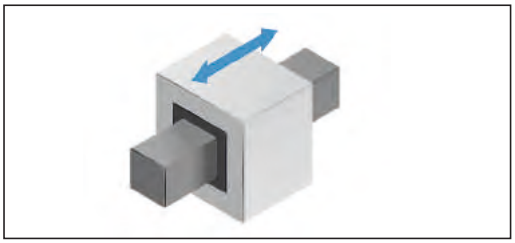
Направляющие различаются по типу перемещения, типу точек контакта и используемому принципу рециркуляции элемента качения.

2.2.2.1 Классификация направляющих по типу перемещения

Станки не могут выполнять перемещения без направляющих элементов. В зависимости от конструкции направляющей, усилия и моменты могут передаваться в определенных направлениях между подвижными и неподвижными узлами.

Линейные направляющие

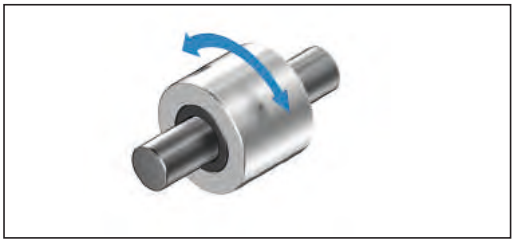
Линейное перемещение осуществляется вдоль оси. Примеры: шариковые рельсовые направляющие системы, направляющие типа “ласточкин хвост”



Линейная направляющая

Круговые направляющие

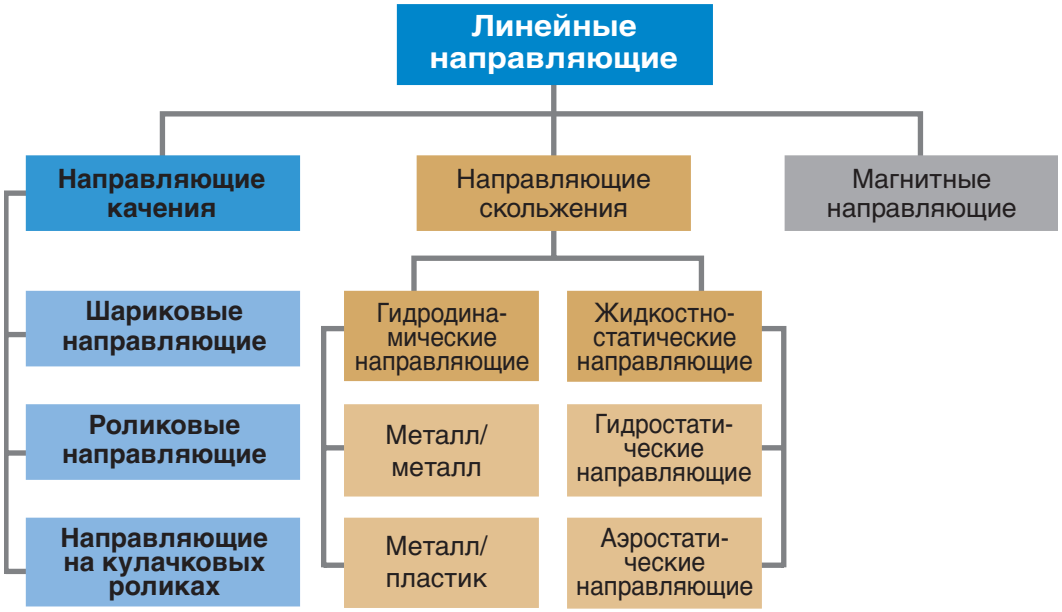
Вращательное движение осуществляется вокруг оси. Примеры: радиальные шарикоподшипники, радиальные подшипники скольжения



Круговая направляющая

2.2.2.2 Классификация линейных направляющих по типу точек контакта

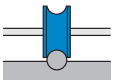
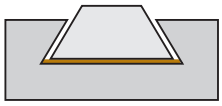
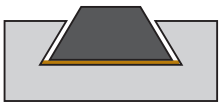
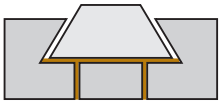
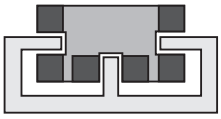
Линейные направляющие могут различаться по физическому рабочему принципу точки контакта, как показано на следующей схеме.



2.2 Технические принципы

2.2.2 Направляющие

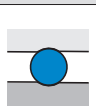
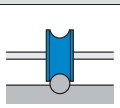
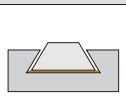
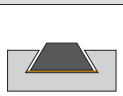
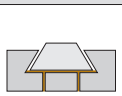
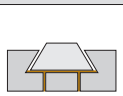
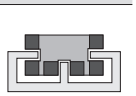
2.2.2.3 Принцип работы линейных направляющих

Линейные направляющие			Принцип работы
Направляющие качения	**Шариковая направляющая**		Между подвижными и неподвижными частями станка находятся шарики.
	Роликовая направляющая		Между подвижными и неподвижными частями станка находятся ролики.
	Направляющая на кулачковых роликах		Между подвижными и неподвижными частями станка находятся кулачковые ролики с опорой на шариковые подшипники.
Гидродинамические направляющие скольжения	**Металл/металл**		Обе части станка соприкасаются друг с другом во время простоя. В начале перемещения происходит постепенное образование смазочной пленки между подвижными и неподвижными частями станка. Смазочная пленка обеспечивает полное отделение подвижных частей от неподвижных только на высоких скоростях скольжения.
	Металл/пластик		Такой же принцип работы, как и для металл/металл. Комбинация металла/пластикового материала обеспечивает снижение трения в начале перемещения до образования полной смазочной пленки.
Жидкостно-статические направляющие скольжения	**Гидростатическая направляющая**		Насос подает смазочную жидкость к направляющей. Подвижная часть при этом поднимается. Между подвижной и неподвижной частями образуется смазочная пленка под давлением.
	Аэростатическая направляющая		Компрессор подает к направляющей сжатый воздух, который отделяет подвижную часть от неподвижной.
Магнитные направляющие			Разделение подвижной и неподвижной частей станка происходит под воздействием магнитного усилия. Подвижная часть «плавает». Поэтому направляющая является бесконтактной.

2.2 Технические принципы

2.2.2 Направляющие

2.2.2.4 Характеристики линейных направляющих

Характеристики	Направляющие качения			Гидродинамические направляющие скольжения		Жидкостностатические направляющие скольжения		Магнитная направляющая
	Шариковая направляющая	Роликовая направляющая	Направляющая на кулачковых роликах	Металл/металл	Металл/пластик	гидростатическая направляющая	аэростатическая направляющая	Магнитная подвеска
								
Грузоподъемность	+++	+++	++	+++	+++	+++	o	+++
Жесткость	++	+++	+	+++	++	+++	o	+
Точность	++	++	++	+	+	++	++	+++
Характеристики трения	++	++	++	+	+	+++	+++	+++
Скорость	+++	+++	+++	+	+	+++	+++	+++
Характеристики демпфирования	+	+	+	+++	+++	+++	+++	+++
Эксплуатационная надежность	+++	+++	+++	+++	+++	+	+	+
Стандартизация	+++	+++	+++	+	+	o	o	o
Срок службы	++	++	++	++	++	+++	+++	+++
Затраты	++	++	++	+++	+++	+	+	o

+++ Очень хорошо
++ Хорошо
+ Удовлетворительно
o Приемлемо

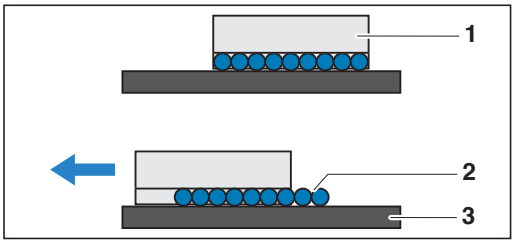
Таблица показывает, что направляющие качения имеют отличные показатели для большинства общих необходимых характеристик. При рассмотрении соотношения цена-качество становится ясно, почему в последние годы направляющие качения все больше и больше вытесняют обычные направляющие скольжения и являются сейчас стандартом для компонентов станка.

2.2.2.5 Классификация направляющих качения по типу рециркуляции элемента качения

Рециркуляция элемента качения

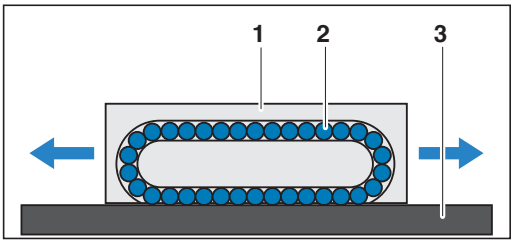
Классификация направляющих качения производится не только по типу точки контакта. Они подразделяются также на направляющие с рециркуляцией элементов качения и на направляющие без их рециркуляции.

В направляющих качения без рециркуляции элементов качения скорость перемещения элементов качения (2) наполовину ниже скорости каретки (1), и поэтому покрывает только половину расстояния. Соответственно, направляющие без рециркуляции элементов качения имеют ограниченный ход.



Направляющая качения без рециркуляции элементов качения

В направляющих с рециркуляцией элементов качения элементы качения (2) рециркулируют в каретке (1) и перемещаются вместе с подвижным блоком по отношению к направляющей (3). Ход ограничивается только длиной направляющей.



Направляющая качения с рециркуляцией элементов качения

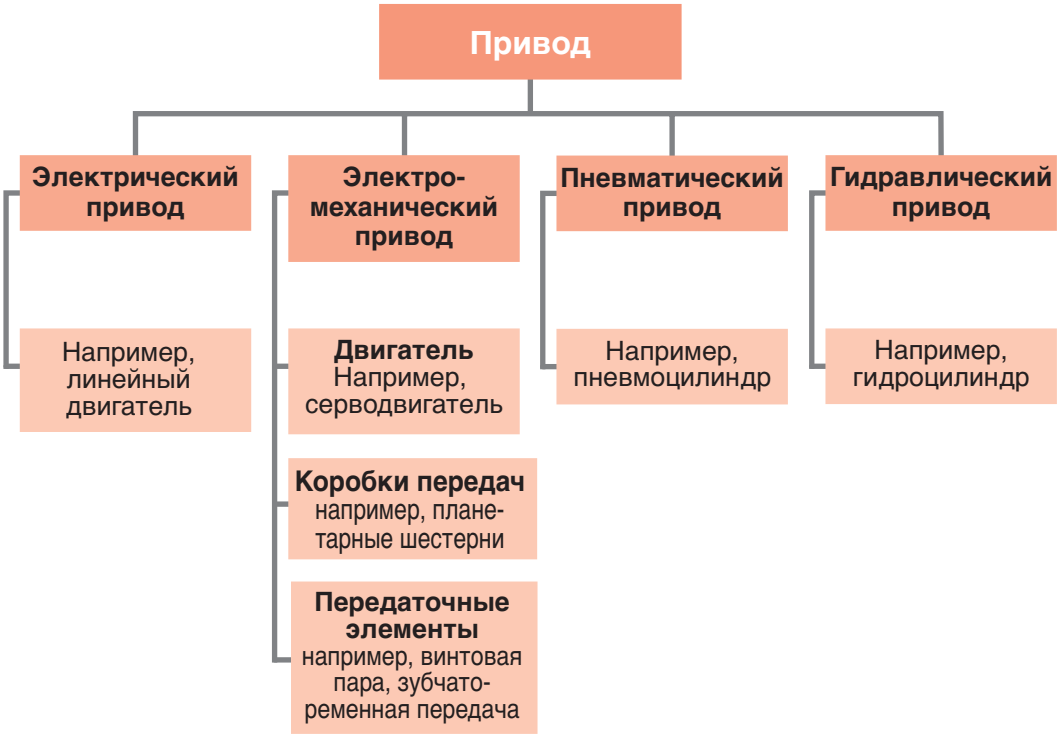
2.2 Технические принципы

2.2.3 Привод

2.2.3.1 Типы приводов

Электрические, электромеханические, пневматические или гидравлические приводы могут использоваться для главных и вспомогательных приводов.

Из числа электромеханических приводов шариковинтовой привод принадлежит к подкатегории передаточных элементов. Часто он называется механизмом подачи.



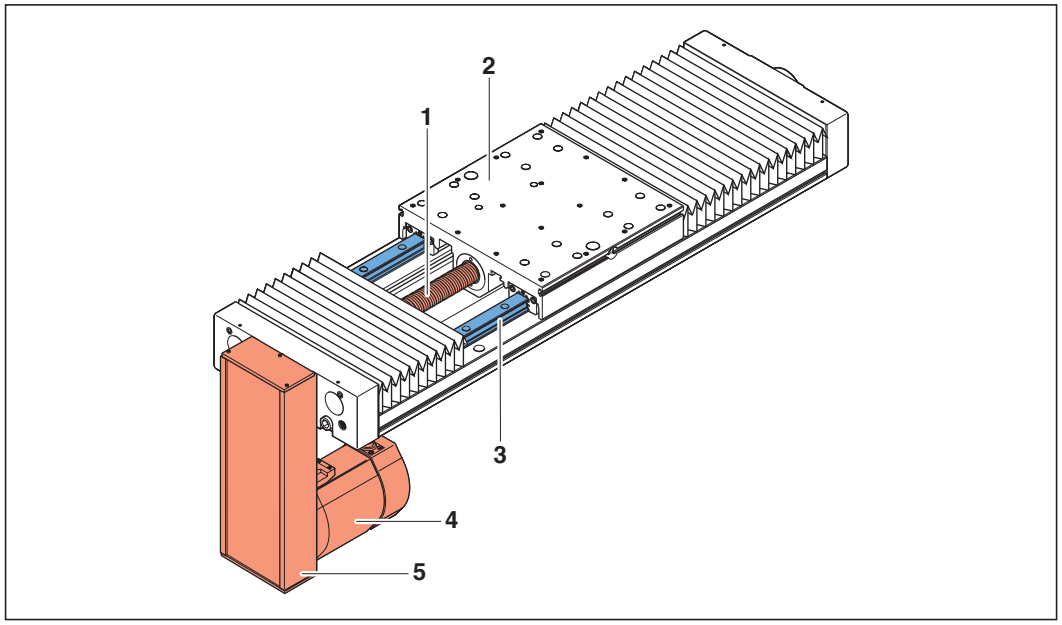
2.2 Технические принципы

2.2.3 Привод

2.2.3.2 Винтовая пара

Структурная конструкция

На следующей иллюстрации стола с шариковой направляющей TKK показана типовая структурная конструкция приводного устройства, состоящего из шариковинтового привода и рельсовых направляющих.

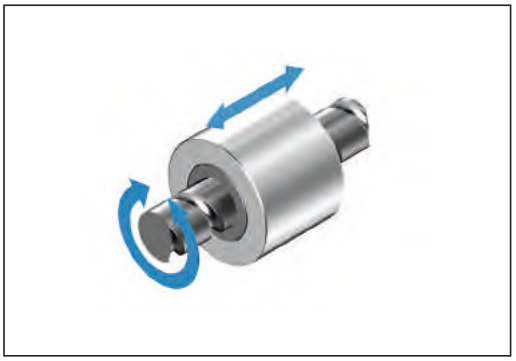


Стол с шариковой рельсовой направляющей TKK, состоящей из шариковинтового привода и рельсовых направляющих

1 Шариковинтовой привод
2 Стол
3 Направляющий рельс
4 Двигатель
5 Редуктор (здесь: боковой привод с зубчатым ремнем)

Винтовая пара

В винтовой паре вращательное перемещение происходит вокруг оси с определенным шагом винта. Здесь вращательное перемещение преобразуется в линейное и наоборот.В машиностроении винтовые пары классифицируются как приводные элементы (передаточные элементы, механизмы подачи).
Пример: шариковинтовой привод (BS), трапецеидальный привод.



Винтовая пара

DIN 69051 Часть 1 Шариковинтовой привод

DIN 69051 Часть 1 определяет шариковинтовой привод следующим образом: устройство, состоящее из шариковинтовой передачи с шариками, выступающими в качестве тел качения. Данное устройство предназначено для преобразования вращательного движения в линейное и наоборот.

2.3 Контакт качения

2.3.1 Контакт качения шариков и роликов

В технологии линейных перемещений шарики или ролики используются в качестве элементов качения. Шарики и ролики обладают разными характеристиками, так как они имеют разные геометрии.

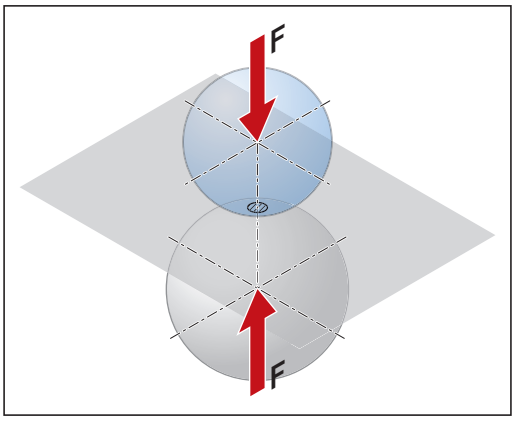
2.3.1.1 Контактные участки в шариках и роликах

Точечный контакт для шариков

Контакт качения для шариков рассматривается на базе теории Герца, которая изучает поведение двух криволинейных тел в момент их прижатия друг к другу под воздействием внешнего усилия.

Теория Герца

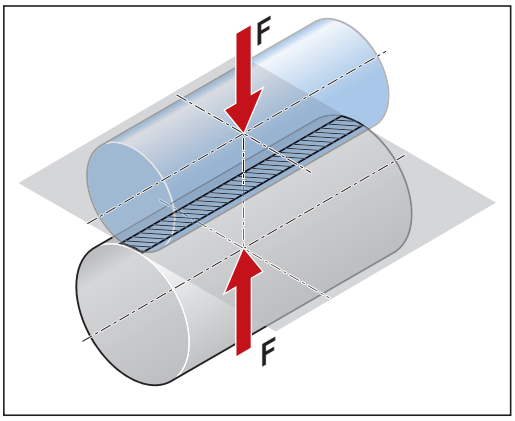
С помощью теории Герца можно рассчитать упругую деформацию, размеры области сжатия, максимальное поверхностное давление и подповерхностные напряжения для контакта качения шарика.
Простейший случай – это контакт сферы с плоскостью (идеализированный точечный контакт). В этом случае мы имеем относительно небольшую круговую площадь контакта, что вызывает очень большое поверхностное давление.
Если сравнить шарики разных диаметров, становится ясно, что при одной и той же нагрузке деформация и поверхностное давление будут иметь меньшие значения для более крупных шариков. Поэтому допустимая нагрузка повышается с увеличением диаметра шариков.



Точечный контакт для шариковых элементов качения

Линейный контакт для роликов

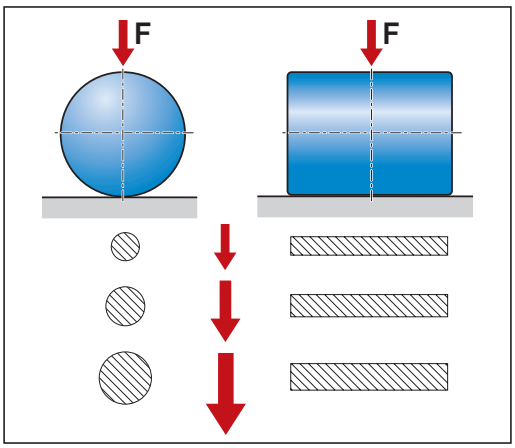
Теория Герца не касается деформации в случае линейного контакта. Если прижать два цилиндрических ролика один к одному так, чтобы их оси оказались параллельными, создается линейный контакт с удлинением полученной контактной области. При этом её форма и размер зависят только от нагрузки и длины линии контакта. Упругая деформация во время линейного контакта не зависит от диаметра ролика. При постоянном диаметре ролика допустимая нагрузка повышается с повышением длины ролика.



Линейный контакт для роликовых элементов качения

Контактная площадь

Ролики имеют большую контактную область, чем шарики. Большая контактная область позволяет роликам передавать большие усилия, что ведет к повышению жесткости. Поэтому в сравнении с шариками, меньшие размеры могут нести такую же внешнюю нагрузку.



Контактная площадь для шариков и роликов в условиях повышающейся нагрузки

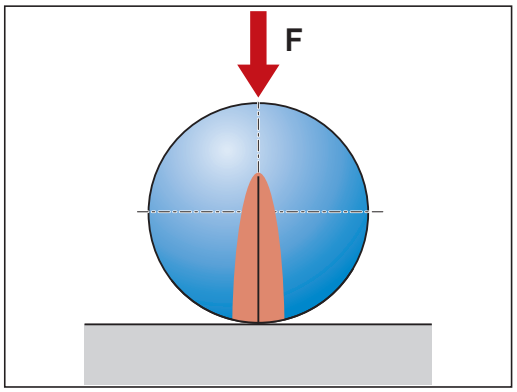
2.3 Контакт качения

2.3.1 Контакт качения шариков и роликов

2.3.1.2 Согласование радиуса контакта шарика

Дорожки качения с согласованием радиуса контакта

Для контакта качения шарика с плоскими дорожками качения высокое поверхностное давление и отсутствие направляемого перемещения имеют нежелательный эффект. Поэтому используются профильные дорожки качения, обеспечивающие согласование радиуса контакта. Это ведет к увеличению площади контакта и снижению поверхностного давления, соответственно. Благодаря этому можно достичь более высокой грузоподъемности и обеспечить направление перемещения элемента качения.



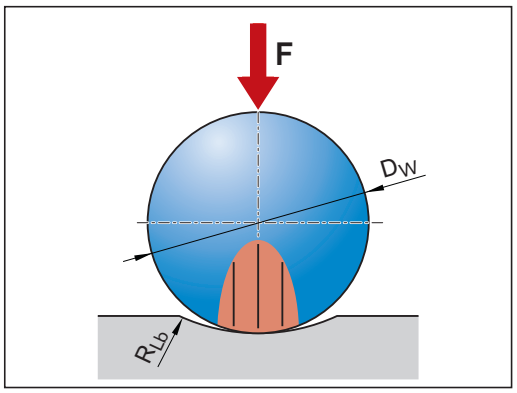
Распределение напряжения для площади контакта без согласования радиуса контакта

Определение согласования радиуса контакта

Согласование радиуса контакта – это отношение радиуса дорожки качения к диаметру шарика, выраженное в процентах.

$$\kappa = \frac{R_{Lb}}{D_W} \cdot 100\ \% \qquad (2\text{-}1)$$

κ	=	согласование радиуса контакта	(%)
R_{Lb}	=	радиус дорожки качения	(mm)
D_W	=	диаметр шарика	(mm)



Распределение напряжения для площади контакта с согласованием радиуса контакта

Шарик на дорожке качения с согласованием радиуса контакта будет деформироваться значительно меньше, чем такой же шарик на плоской дорожке качения. Также там, где имеется согласованность между шариком и дорожкой, шарик будет иметь более длительный срок службы, чем шарик с точечным контактом, благодаря большей площади контакта и результирующему распределению усилий, воздействующих на нее.

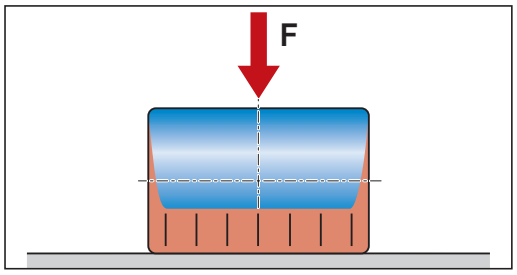
2.3.1.3 Логарифмические и цилиндрические профили роликов

Логарифмический профиль

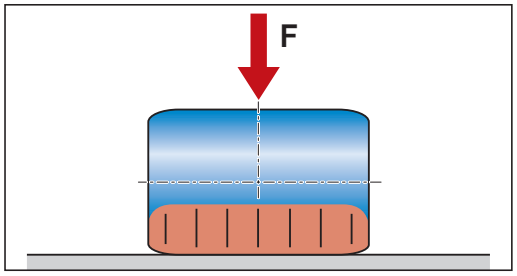
Контакт качения с роликами отличается от контакта качения с шариками. Различают также ролики с цилиндрическим профилем и ролики с логарифмическим профилем. Оба типа примерно сравнимы в смысле их упругой деформации. Однако ролики с логарифмическим профилем имеют дополнительные преимущества:

- Более равномерное распределение усилий
- Более низкие пиковые напряжения на кромках
- Соответственно меньшее кромочное давление

Это обеспечивает больший срок службы по сравнению с цилиндрическими роликами. Поэтому Rexroth использует ролики с логарифмическим профилем.



Распределение напряжений для цилиндрических профилей роликов



Распределение напряжений для логарифмических профилей роликов

2.3 Контакт качения

2.3.1 Контакт качения шариков и роликов

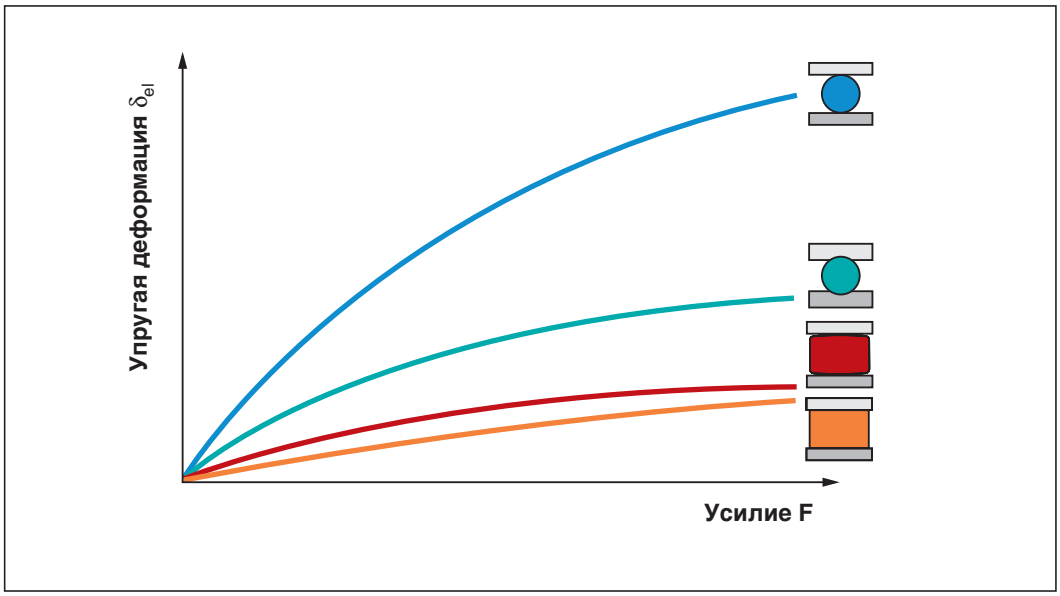
2.3.1.4 Упругая деформация шариков и роликов

Упругая деформация

Упругая деформация указывает на отсутствие остаточной деформации частей в области контакта. В зависимости от типа элемента качения, а также формы и площади контактирующих поверхностей, усилие, воздействующее на элемент качения, вызовет разную степень упругой деформации:

- Ролики деформируются меньше, чем шарики. Ролики имеют значительно большую жесткость и высокую грузоподъемность, благодаря большей площади контакта.
- Режим деформации роликов с логарифмическим профилем и роликов с цилиндрическим профилем примерно сравним.
- Шарик на дорожке качения с согласованием радиуса контакта будет деформироваться значительно меньше, чем аналогичный шарик на дорожке без согласования радиуса.

На диаграмме ниже показана упругая деформация для описанного выше контакта качения.



Примерное сравнение упругой деформации в шариках и роликах

- Шарик и дорожка качения без согласования радиуса контакта
- Шарик и дорожка качения с согласованием радиуса контакта
- Ролик с логарифмическим профилем
- Ролик с цилиндрическим профилем

Условия:

- Шарики и ролики с одинаковым диаметром
- Ролики стандартной длины

2.3 Контакт качения

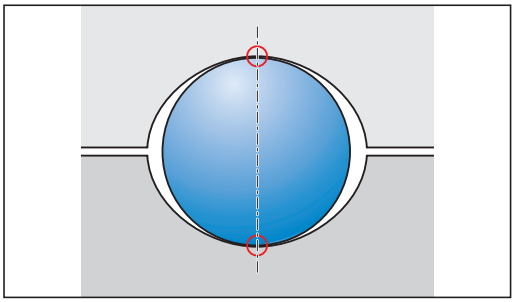
2.3.2 Геометрия дорожки качения для шариковых элементов качения

2.3.2.1 Дугообразная форма желобчатых дорожек качения

Профильные дорожки качения с согласованием радиуса контакта используются для направляющих качения с шариками. Шариковые дорожки качения двух сопряженных частей, между которыми перемещаются шарики, называются желобчатыми дорожками качения в системах качения. Обычно желобчатые дорожки качения имеют или круглый дуговой профиль, или готический дуговой профиль.

Желобчатая дорожка качения круглой дуговой формы 2-точечный контакт

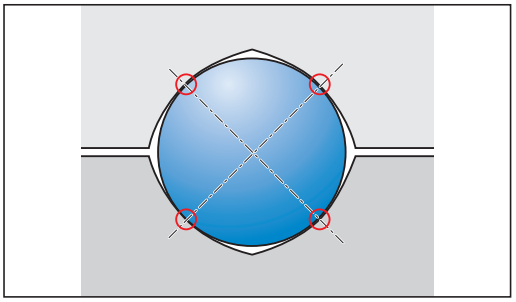
Желобчатая дорожка качения круглой дуговой формы имеет две дорожки качения с согласованием радиуса контакта. В результате между дорожками качения и элементами качения создается 2-точечный контакт.



Желобчатая дорожка качения круглой дуговой формы с 2-точечным контактом

Желобчатая дорожка качения готической дуговой формы 4-точечный контакт

В желобчатой дорожке качения готической дуговой формы готический профиль (термин происходит от стрельчатой арки, стилистического элемента в готической архитектуре) состоит из двух дорожек качения с согласованием радиуса контакта на каждую сторону. Это ведет к образованию 4-точечного контакта с элементами качения.



Желобчатая дорожка качения готической дуговой формы с 4-точечным контактом

2.3 Контакт качения

2.3.2 Геометрия дорожки качения для шариковых элементов качения

2.3.2.2 Дифференциальное проскальзывание

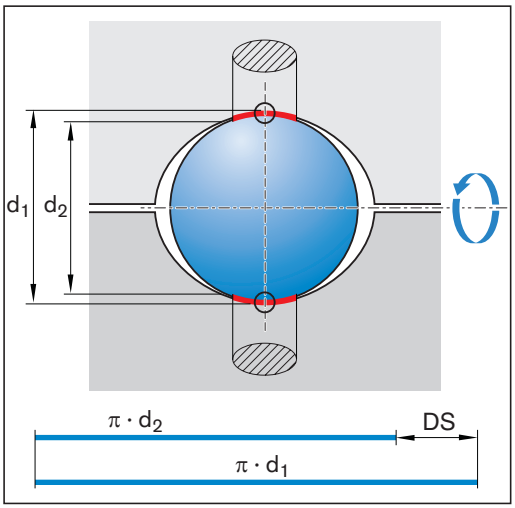
Благодаря криволинейным дорожкам качения с согласованием радиуса контакта шарик, в отличие от точечного контакта, имеет большую и аналогично криволинейную площадь контакта. Поэтому шарик вращается в диапазоне диаметров от d_1 до d_2.

Разные эффективные диаметры качения d_1 и d_2 в области контакта ведут к разным скоростям качения, вызывая частичное трение скольжения. Данное явление называется дифференциальным проскальзыванием.

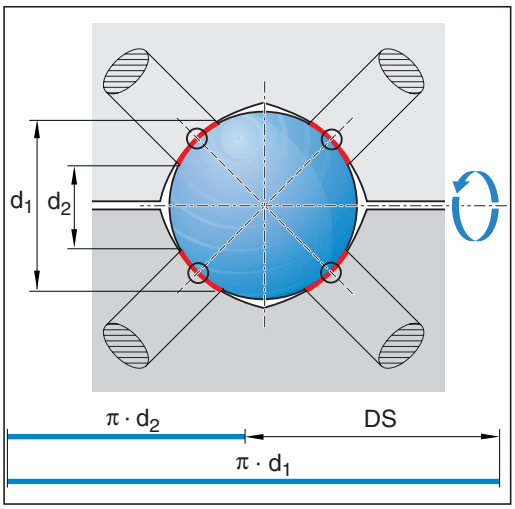
Дифференциальное проскальзывание ведет к повышению коэффициента трения и, соответственно, к более высокому сопротивлению перемещению.

Дифференциальное проскальзывание значительно выше в 4-контактной желобчатой дорожке качения готической дуговой формы, чем в 2-контактной желобчатой дорожке качения круглой дуговой формы. Поэтому 2-точечный контакт имеет более низкий коэффициент трения, чем 4-точечный контакт.

По этой причине Rexroth использует в основном системы с 2-точечным контактом. Системы с 4-точечным контактом используются, как правило, там, где требуются компактные или очень малые конструкции (например, миниатюрные шариковые рельсовые направляющие). Так как усилия распределяются по четырем площадям контакта, можно создать направляющие линейных перемещений с только двумя желобчатыми дорожками качения, благодаря чему возможен выпуск относительно недорогих систем.



Дифференциальное проскальзывание (DS) в желобчатых дорожках качения круглой дуговой формы



Дифференциальное проскальзывание (DS) в желобчатых дорожках качения готической дуговой формы

2.4 Предполагаемый срок службы

2.4.1 Принципы расчета

2.4.1.1 Номинальный срок службы

Номинальный срок службы L

Номинальный срок службы L – это расстояние, которое компонент может пройти до появления первых признаков усталости на дорожках качения или элементах качения. Лундберг и Палмгрен разработали расчетный метод для определения долговечности подшипников качения как функции нагрузки.

Для линейных направляющих предполагаемый срок службы касается пройденного расстояния, а для шариковинтовых приводов – количества оборотов. Для обеих систем расчет предполагаемого срока службы похож на метод, представленный в DIN ISO 281 для подшипников качения. Данный метод расчета основан на теории усталости, базирующейся на гипотезе переменных касательных напряжений.

$$L = \left(\frac{C}{F}\right)^{p} \qquad (2\text{-}2)$$

p = 3
для линейных шариковых подшипников и шариковинтовых приводов
p = 10/3
для линейных роликовых подшипников

L = номинальный срок службы (100 км для линейных направляющих или 1 млн. оборотов для шариковинтовых приводов)
C = динамическая допустимая нагрузка (N)
F = нагрузка подшипника и/или сумма внешних усилий компонентов, воздействующих на подшипник (N)
p = показатель степени уравнения номинального срока службы в соответствии с типом элемента качения (–)

Данный расчетный метод основан на теории Герца, которая позволяет сделать заключение о максимальном поверхностном давлении двух криволинейных тел.
Из этого производится расчет допустимых динамических нагрузок в зависимости от поверхностных факторов.

Значения допустимых нагрузок, рассчитанные по стандарту, часто превышаются изделиями фирмы Rexroth при проведении статистически-подтвержденных испытаний на усталость, что является очевидным результатом внедрения фирменного ноу-хау.

Вероятность выработки

Вероятность выработки отдельного подшипника – это вероятность, что подшипник достигнет определенного срока службы или превысит его. Исходя из этого, вероятность выработки является процентной величиной для группы идентичных подшипников, имеющих одинаковый расчетный предполагаемый срок службы при работе в идентичных условиях.

2.4 Предполагаемый срок службы

2.4.1 Принципы расчета

Номинальный срок службы L_{10}

Под номинальным сроком службы L_{10} понимается достижимый расчетный срок службы с вероятностью выработки 90%. Это означает, что 90% достаточно большого количества идентичных подшипников достигают или превышают теоретический срок службы до появления усталости материала.

Модифицированный срок службы L_{na}

Если такая вероятность слишком низка, расчетный срок службы должен быть снижен на определенную величину, которая является коэффициентом долговечности a_1 для вероятности выработки. В результате мы получаем модифицированный срок службы L_{na}.

$$L_{na} = a_1 \cdot \left(\frac{C}{F}\right)^p \qquad (2\text{-}3)$$

p = 3
для линейных шариковых подшипников и шариковинтовых приводов
p = 10/3
для линейных роликовых подшипников

L_{na} = модифицированный срок службы (100 км для линейных направляющих или 1 млн. оборотов для шариковинтовых приводов)
a_1 = коэффициент срока службы
C = динамическая допустимая нагрузка (N)
F = нагрузка подшипника и/или сумма внешних усилий компонентов, воздействующих на подшипник (N)
p = показатель степени уравнения номинального срока службы в соответствии с типом элемента качения (–)

Вероятность выработки	(%)	90	95	96	97	98	99
a_1	(–)	1,00	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

2.4.1.2 Допустимые динамические и статические нагрузки

Стандарты

ISO 14728

DIN 69051

Допустимая динамическая нагрузка используются для расчета срока службы. Допустимая статическая нагрузка требуется для проверки запаса прочности статической нагрузки. Специфические данные можно найти в соответствующих каталогах продукции. Подробные описания метода расчета приведены в подразделах для определенных направляющих и приводов.

Методы расчета допустимых динамических и статических нагрузок определяются соответствующими национальными и международными стандартами.

- Профильные рельсовые направляющие и направляющие с шариковыми втулками согласно ISO 14728 части 1 и 2
- Шариковинтовые приводы согласно DIN 69051 часть 4

Допустимая динамическая нагрузка C

Допустимая динамическая нагрузка C представляет собой нагрузку, при которой достаточно большое число идентичных подшипников достигает своего номинального срока службы. Для шариковинтовых приводов и вращающихся подшипников качения номинальный срок службы составляет 1 млн. оборотов. Допустимая динамическая нагрузка линейных направляющих, таких как профильные рельсовые направляющие и направляющие с шариковыми втулками, базируется на номинальном сроке службы, равном перемещению 100 км.

Допустимая статическая нагрузка C_0

Допустимая статическая нагрузка C_0 понимается как нагрузка, которая вызывает остаточную деформацию элемента и дорожки качения, которая соответствует примерно 0.0001 диаметра элемента качения.

Практика показывает, что такая незначительная деформация не оказывает никакого отрицательного воздействия на плавность работы.

2.4 Предполагаемый срок службы

2.4.1 Принципы расчета

Коэффициенты преобразования для допустимых динамических нагрузок

Некоторые изготовители линейных направляющих рассчитывают допустимые динамические нагрузки, исходя из номинального срока службы 50 км вместо 100 км. Это приводит к другим и, как правило, более высоким значениям нагрузок, которые не могут сравниваться напрямую. Чтобы сравнить данные значения, требуется произвести следующие преобразования:

Коэффициент 1.26 для шариковых элементов качения

- Для шариковых элементов качения умножьте допустимую динамическую нагрузку C для 100 км на коэффициент 1.26.

Коэффициент 1.23 для роликовых элементов качения

- Для роликовых элементов качения умножьте допустимую динамическую нагрузку C для 100 км на коэффициент 1.23.

Вывод коэффициентов преобразования:

На базе 100 км	На базе 50 км
$L = \left(\frac{C_{100}}{F}\right)^p \cdot 100\ km$	$L = \left(\frac{C_{50}}{F}\right)^p \cdot 50\ km$

$$\Rightarrow \left(\frac{C_{100}}{F}\right)^p \cdot 100\ km = \left(\frac{C_{50}}{F}\right)^p \cdot 50\ km$$

$$\left(\frac{C_{50}}{C_{100}}\right)^p = \frac{100\ km}{50\ km}$$

$$C_{50} = \sqrt[p]{\frac{100\ km}{50\ km}} \cdot C_{100}$$

$$C_{50} = \sqrt[p]{2} \cdot C_{100}$$

Для шариковых элементов качения	Для роликовых элементов качения
$p = 3 \Rightarrow C_{50} = \sqrt[3]{2} \cdot C_{100}$	$p = \frac{10}{3} \Rightarrow C_{50} = \sqrt[\frac{10}{3}]{2} \cdot C_{100}$
$C_{50} = 1{,}26 \cdot C_{100}$	$C_{50} = 1{,}23 \cdot C_{100}$

L = номинальный срок службы (100 км для линейных направляющих или 1 млн. оборотов для шариковинтовых передач)

C_{50} = допустимая динамическая нагрузка для номинального срока службы 50 км (N)

C_{100} = допустимая динамическая нагрузка для номинального срока службы 100 км (N)

F = нагрузка подшипника и/или сумма внешних усилий компонентов, воздействующих на подшипник (N)

p = показатель степени уравнения номинального срока службы:
p = 3 для шариковых элементов качения
p = 10/3 для роликовых элементов качения

Непреобразуемые допустимые статические нагрузки

Допустимые статические нагрузки этих производителей также превышают нагрузки изделий Rexroth. Значения не могут быть преобразованы, так как расчеты грузоподъемности были сделаны на базе значений, отличных от тех, что указаны в стандартах.

2.4 Предполагаемый срок службы

2.4.1 Принципы расчета

2.4.1.3 Эквивалентная нагрузка на подшипник

Система линейных перемещений подвергается воздействию разных типов нагрузок во время циклических перемещений. Для упрощения расчетов срока службы, данные нагрузки сводятся в одну единственную нагрузку, известную как эквивалентная нагрузка на подшипник. Более короткая форма «эквивалентная нагрузка» может также использоваться как эквивалент.

Эквивалентная нагрузка включает два аспекта, подробно рассматриваемых в следующих параграфах:
- Эквивалентная статическая нагрузка
- Эквивалентная динамическая нагрузка

Нагрузки, сведенные в одну эквивалентную нагрузку:
- Нагрузки, действующие в разных направлениях
- Нагрузки, действующие в разные промежутки времени или стадии (фазы) перемещения

Эквивалентная статическая нагрузка

Эквивалентная статическая нагрузка должна определяться, когда нагрузки с разных направлений и моментов одновременно действуют на систему линейных перемещений, когда она находится в состоянии покоя. Формула расчета для эквивалентной нагрузки отличается в зависимости от конструкции. См. соответствующее подробное описание для отдельных изделий.

Эквивалентная динамическая нагрузка

Эквивалентная динамическая нагрузка определяется, когда происходит частое изменение нагрузок во время работы. Знакопеременными нагрузками могут быть, например, положительные и отрицательные усилия ускорения, а также усилия процесса.

Цикл

Для расчета эквивалентной динамической нагрузки, сначала необходимо установить репрезентативный цикл (поперечное сечение) с ожидаемыми нагрузками, расстояниями перемещения, скоростями и ускорениями. Данный цикл делится на фазы n, в которых нагрузки и скорости являются постоянными. В противном случае для соответствующей фазы необходимо установить среднее или эквивалентное значение.

Для линейных направляющих циклы имеют зависимость от расстояния, а для шариковинтовых приводов они имеют зависимость от времени. Цикл обычно состоит из полного цикла перемещения (вперед или обратно), который можно разделить на отдельные временные фазы.

2.4 Предполагаемый срок службы

2.4.1 Принципы расчета

Определение эквивалентной динамической нагрузки

Эквивалентная динамическая нагрузка для цикла, состоящего из разных фаз, определяется следующим образом: соответствующие индивидуальные нагрузки умножаются на пройденное расстояние (выраженное в процентной величине общего пройденного расстояния) в отдельных фазах, преобразуясь, таким образом, в эквивалентную нагрузку. При расчете с временными фазами (стадии дискретного времени) необходимо учитывать также изменение скоростей и числа оборотов.

Ниже приводится описание процедур определения циклов и расчета стадий дискретного перемещения и времени.

Эквивалентная динамическая нагрузка линейных направляющих со стадиями дискретного перемещения

Расчет эквивалентной динамической нагрузки для линейных направляющих:

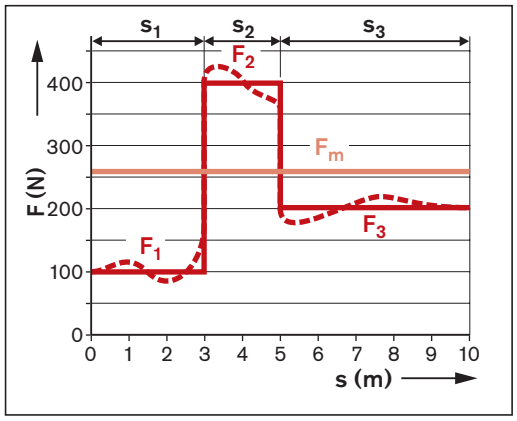
(2-4) $$F_m = \sqrt[p]{|F_1|^p \cdot \frac{q_{s1}}{100\ \%} + |F_2|^p \cdot \frac{q_{s2}}{100\ \%} + \ldots + |F_n|^p \cdot \frac{q_{sn}}{100\ \%}}$$

p = 3 для линейных шарикоподшипников
p = 10/3 для линейных роликоподшипников

F_m = эквивал. динамическая нагрузка (N)
$F_1 \ldots F_n$ = нагрузка в фазе 1, ... n (N)
$q_{s1} \ldots q_{sn}$ = стадии дискретного перемещения для фаз 1, ... n (%)

Цикл, зависимый от расстояния

Нагрузочный цикл, зависимый от расстояния (пример)



Фактическая диаграмма нагрузки
Приближенная диаграмма нагрузки
Средняя нагрузка для всего цикла (эквивалентная динамическая нагрузка F_m)

Цикл для фаз 1-3 с разными нагрузками от F_1 до F_3 (упрощенная иллюстрация без обратного перемещения)

Стадии дискретного перемещения

Определение стадий дискретного перемещения: стадии дискретного перемещения q_{sn} в процентах на фазу требуются для расчета эквивалентной динамической нагрузки на подшипник.

Поэтому весь цикл перемещения s должен быть разделен на фазы со стадиями дискретного перемещения s_n. В ходе каждой фазы действуют постоянная нагрузка F_n и постоянная скорость v_n.

Расчет стадий дискретного перемещения:

(2-5) $$q_{sn} = \frac{s_n}{s} \cdot 100\ \%$$

(2-6) $$s = s_1 + s_2 + \ldots + s_n$$

q_{sn} = стадия дискретного перемещения в фазе n (%)
$s_1 \ldots s_n$ = перемещение для фазы n (mm)
s = перемещение для всех фаз (mm)

2.4 Предполагаемый срок службы

2.4.1 Принципы расчета

Эквивалентная динамическая нагрузка шариковинтовых приводов

Расчет эквивалентной динамической нагрузки для шариковинтовых приводов

(2-7)
$$F_m = \sqrt[p]{|F_1|^p \cdot \frac{|n_1|}{n_m} \cdot \frac{q_{t1}}{100\ \%} + |F_2|^p \cdot \frac{|n_2|}{n_m} \cdot \frac{q_{t2}}{100\ \%} + \ldots + |F_n|^p \cdot \frac{|n_n|}{n_m} \cdot \frac{q_{tn}}{100\ \%}}$$

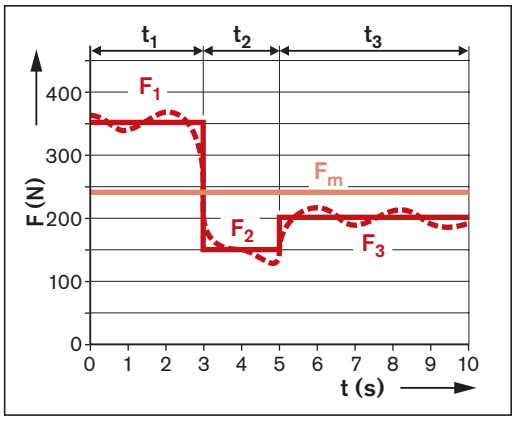
Расчет средней скорости вращения с использованием стадий дискретного времени

(2-8)
$$n_m = \frac{|n_1| \cdot q_{t1} + |n_2| \cdot q_{t2} + \ldots + |n_n| \cdot q_{tn}}{100\ \%}$$

p	=	3	для шариковинтовых приводов			
F_m	=		эквивал. динамическая нагрузка	(N)		
$F_1 \ldots F_n$	=		нагрузка в фазе 1 ... n	(N)		
$q_{t1} \ldots q_{tn}$	=		стадия дискретного времени в фазах 1 ... n	(%)		
$n_1 \ldots n_n$	=		частота вращ-я в фазе 1 ... n	(min^{-1})		
n_m	=		средняя частота вращения	(min^{-1})		

Цикл

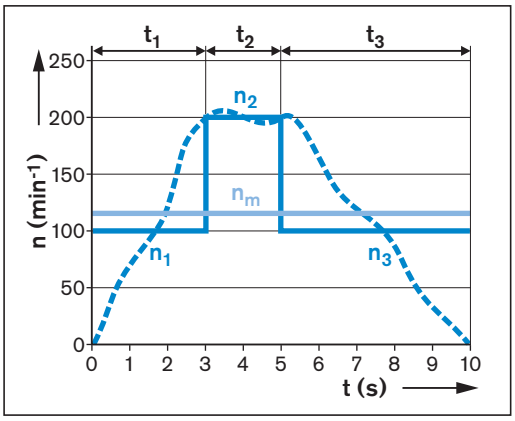
Нагрузочный цикл, зависимый от времени (пример)



Цикл для фаз 1-3 с разными нагрузками от F_1 до F_3 (упрощенная иллюстрация без обратного перемещения)

- Фактическая диаграмма нагрузки
- Приближенная диаграмма нагрузки
- Средняя нагрузка для всего цикла (эквивалентная динамическая нагрузка F_m)

Цикл частоты вращения, зависимый от времени (пример)



Цикл для фаз 1-3 с разными частотами вращения от n_1 до n_3 (упрощенная иллюстрация без обратного перемещения)

- Фактич. диаграмма частоты вращения
- Средняя частота вращения в фазах 1-3
- Средняя частота вращения для всего цикла

Стадии дискретного времени

Определение стадий дискретного времени: Стадии дискретного перемещения q_{tn} в процентах на фазу требуются для расчета эквивалентной динамической нагрузки на подшипник шариковинтовых приводов. Поэтому весь цикл перемещения t должен быть разделен на фазы со стадиями дискретного времени t_n. В ходе каждой фазы действуют постоянная нагрузка F_n и постоянная частота вращения n_n.

Расчет стадий дискретного времени

(2-9)
$$q_{tn} = \frac{t_n}{t} \cdot 100\ \%$$

(2-10)
$$t = t_1 + t_2 + \ldots + t_n$$

q_{tn}	=	стадия дискр. времени в фазе n		(%)
$t_1 \ldots t_n$	=	время для фазы n		(s)
t	=	время для всех фаз		(s)

2.4 Предполагаемый срок службы

2.4.1 Принципы расчета

2.4.1.4 Коэффициент запаса прочности статической нагрузки

Коэффициент запаса прочности статической нагрузки S_0

Коэффициент запаса прочности статической нагрузки S_o всегда требуется для того, чтобы исключить недопустимые остаточные деформации дорожек и элементов качения.

Это отношение статической грузоподъемности C_o к максимальной нагрузке $F_{0\,max}$ и определяется с помощью самой высокой амплитуды, даже очень кратковременной.

$$S_0 = \frac{C_0}{F_{0\,max}} \qquad (2\text{-}11)$$

S_0 = коэффициент запаса прочности статической нагрузки

C_0 = допустимая статическая нагрузка (N)

$F_{0\,max}$ = нагрузка (N)

Рекомендуемые значения коэффициента запаса прочности статической нагрузки в разных рабочих условиях

Условия эксплуатации	S_0
Нормальные рабочие условия	1 ... 2
При низких ударных нагрузках и вибрациях	2 ... 4
При умеренных ударных нагрузках или вибрациях	3 ... 5
При тяжелых ударных нагрузках или вибрациях	4 ... 6
При неизвестных параметрах нагрузок	6 ... 15

Нормальные рабочие условия определены в разделе 2.4.2.4.

Независимо от коэффициента запаса прочности статической нагрузки не допускается превышение максимальных допустимых нагрузок, указанных, например, для некоторых направляющих линейных перемещений.

Должны проверяться также допустимые нагрузки резьбовых соединений. Часто они оказываются более слабыми, чем сами подшипники. Линейные технологические компоненты имеют такую допустимую нагрузку, что используемые винты могут подвергаться перенапряжению.

2.4 Предполагаемый срок службы

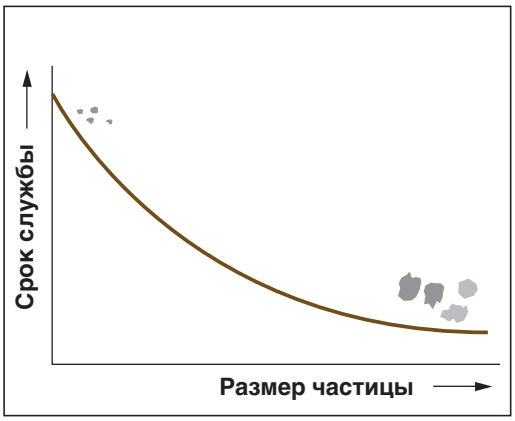
2.4.2 Условия эксплуатации

Срок службы зависит от многих факторов:



2.4.2.1 Окружающие условия

Имеются в виду такие внешние загрязнители, как опилки или стружка, которые могут попасть в изделие. Под воздействием таких загрязнителей дорожки качения и рабочие поверхности подвергаются повышенному износу, в результате чего номинальный срок службы может оказаться недостигнутым. Загрязнение крупными стружками может привести к блокировке элементов качения, что в свою очередь может вызвать повреждение дорожек качения и разрушение пластмассовых компонентов. В зависимости от степени загрязнения выбираются соответствующие уплотнения.



Зависимость срока службы от размеров загрязняющих частиц, пытающихся попасть в подшипник.

2.4 Предполагаемый срок службы

2.4.2 Условия эксплуатации

Смазочно-охлаждающие жидкости

Смазочно-охлаждающие жидкости используются в станках для охлаждения и смазки режущего инструмента и заготовки. Существуют разные типы СОЖ: водонерастворимые жидкости (масла), водорастворимые жидкости (концентраты) и жидкости, смешанные с водой (эмульсии, растворы).

Попадание СОЖ внутрь направляющей отрицательно сказывается на смазке, т.е. смазка изменяется и постепенно вымывается. Поэтому направляющая должна эксплуатироваться с соответствующей защитой.

Водные смазочно-охлаждающие жидкости могут вызвать коррозию. Практика показывает, что вода, содержащаяся в СОЖ, со временем испаряется и может конденсироваться на элементах и дорожках качения. Это может привести к коррозии соответствующих компонентов и преждевременному выходу оборудования из строя.

Превентивные меры:
- Использование нержавеющей стали
- Нанесение твердого хромового покрытия
- Усиление уплотнений направляющих
- Тщательный подбор системы смазки
- Планирование проведения очистных и смазочных работ по графику

Влажность

Попадание влаги внутрь направляющих и привода также вызывает коррозию. Превентивные меры такие же, как и для защиты оборудования от смазочно-охлаждающей жидкости.

Температура

Для всех направляющих определена допустимая рабочая температура. При этом решающим фактором является температура самих элементов, т.е. используемые пластмассовые материалы, например, могут утратить свои механические характеристики в условиях недопустимой температуры. Максимальные рабочие температуры указываются в соответствующих каталогах и в последующих разделах.

Если температура превышает верхнее ли нижнее предельное значение, в компонентах могут появиться высокие напряжения, под воздействием которых система может преждевременно выйти из строя.

Причиной повреждения могут оказаться разные коэффициенты теплового расширения стали и пластмассы. Деформация пластмассы, появление трещин и изломов в пластмассовых частях также могут привести к преждевременному выходу системы из строя.

Рассматривая фактор температуры, нельзя ограничиваться только технологическими компонентами линейных перемещений; необходимо учитывать весь станок, начиная с основания и заканчивая принадлежностями. Разные коэффициенты теплового расширения материалов, производственные допуски, а также настроечные отклонения и температурные градиенты в конструкции могут создать дополнительные нагрузки как результат деформационных напряжений.

Воздействие химических веществ

Химические вещества могут оказывать агрессивное воздействие на стальные и пластмассовые элементы направляющих и/или привода. Особой чувствительностью отличаются поверхности элементов и дорожек качения. Rexroth может предоставить более подробную информацию о совмести-

мости отдельных химических веществ с направляющими. Если воздействие химических веществ исключить нельзя, необходимо обеспечить соответствующую защиту, для чего можно проконсультироваться со специалистами Rexroth.

Электрический ток

Электричество, протекающее через подшипник качения, способствует его коррозии и ускоренному износу. Сила тока даже в пределах миллиампер может вызвать пов-

реждение контактных поверхностей качения. Такой тип повреждения подшипников качения называется рифлением.

2.4 Предполагаемый срок службы

2.4.2 Условия эксплуатации

2.4.2.2 Рабочие условия

Смазка	Недостаточная смазка ведет к повышенному износу поверхностей элементов и дорожек качения. Видимые признаки такого износа включают обесцвечивание рабочих поверхностей.	Соблюдение инструкций по смазке и рекомендаций (см. раздел 2.5.4 и каталоги изделий) поможет избежать сокращения срока службы системы.
Линейная скорость и частота вращения	Для каждого изделия установлена максимальная допустимая линейная скорость и частота вращения. Превышение данных пределов может привести к повреждению, в частности, пластмассовых частей. Более подробная информация приводится ниже в описании отдельных изделий.	Следует избегать резонанса, который может возникнуть при работе шарико-винтового привода на скорости, близкой к критической, так как это может стать причиной выхода системы из строя.
Короткий ход	Когда система выполняет короткоходовые операции, не все рециркулирующие элементы качения выходят в зону нагружения при выполнении хода. Это может вызвать преждевременную усталость материала и, соответственно, выход направляющих из строя.	Разные изделия имеют разные определения короткого хода, которые рассматриваются в соответствующих подразделах и в каталогах. Короткоходовой режим работы должен учитываться при расчете срока службы.
Вибрации	Причиной вибрации станка может быть или процесс (рабочие усилия), или привод (нарушение устойчивости и дисбаланс). Рабочими усилиями могут быть, например, силы резания станка. Нарушения устойчивости могут вызываться приводом во время регулировки двигателя при позиционировании.	Вибрация может привести к контактной коррозии, перегрузке и повышенному износу данной поверхности. Поврежденные поверхности могут значительно сократить срок службы компонентов.
Удары и перегрузки	Кратковременные пиковые нагрузки отрицательно сказываются на сроках службы направляющих. Обычно они вызываются соударениями в станке или столкновениями каретки с салазками. Это вызывает высокие напряжения в узлах станка. В последнее время данный, так называемый режим столкновений станка привлекает все больше внимания к себе при разработке новых станков.	Удары в динамическом или статическом состоянии, пиковые нагрузки которых превышают максимальные допустимые нагрузки, могут вызвать повреждение узлов станка. Перегрузка может вызвать упругую деформацию (например, вмятины на дорожках качения в результате воздействия массивных усилий на элементы качения) или разрушение.

2.4 Предполагаемый срок службы

2.4.2 Условия эксплуатации

2.4.2.3 Монтажные условия

Конструкция

Компоненты станка могут подвергаться дополнительному предварительному натяжению, если размеры смежных конструкций нарушают разрешенные допуски. Это ведет к повышению внутренней нагрузки, которая сокращает срок службы оборудования. Такая дополнительная нагрузка часто не обнаруживается из-за повышенного трения. Поэтому необходимо соблюдать конструктивные примечания и допуски, указанные в данном руководстве и соответствующих каталогах.

Монтаж

Это касается также и неправильного монтажа компонентов, который вызывает внутренние напряжения. Поэтому важно соблюдать инструкции по монтажу оборудования и указания, представленные в соответствующих каталогах. Все монтажные и сборочные работы должны проводиться с особой аккуратностью и должным вниманием к чистоте.

2.4.2.4 Нормальные условия эксплуатации

Rexroth рекомендует использовать направляющие и приводы в нормальных окружающих, рабочих и монтажных условиях.

Ниже приведены условия, которые могут рассматриваться как нормальные, не влияющие на срок службы оборудования.

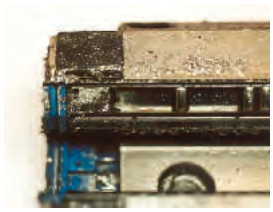
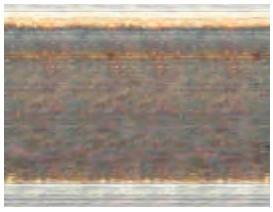
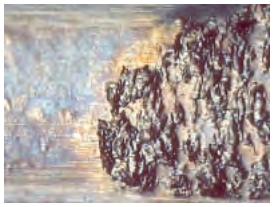
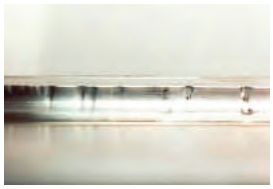
Воздействующие факторы	Нормальные условия эксплуатации
Окружающие условия	
Грязь	Чистые условия без загрязнений
Смазочно-охлаждающие жидкости	Нет воздействия смазочно-охлаждающих жидкостей
Влажность	Работа в сухих условиях
Температура	Работа при комнатной температуре
Воздействие химических веществ	Нет воздействия химических веществ
Электрический ток	Нет протекания тока через компоненты
Рабочие условия	
Смазка	Достаточная смазка
Линейная скорость и частота вращения	Нет превышения максимальных разрешенных линейных скоростей и частоты вращения
Короткий ход	Нет короткого хода
Вибрации	Нет вибраций
Удары и перегрузки	Нет ударных нагрузок
Монтажные условия	
Конструкция	Соблюдаются инструкции и конструктивные примечания
Монтаж	Установка производится согласно монтажным инструкциям

Если ваши окружающие, рабочие и монтажные условия отличаются от тех, которые указаны выше, фирма Rexroth с ее многолетним опытом работы готова предоставить вам нужные консультации.

Таблица в разделе 2.4.3 содержит иллюстрированный обзор возможных последствий, к которым могут привести различные воздействующие факторы.

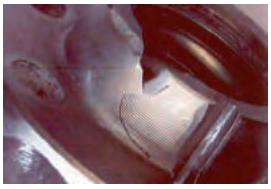
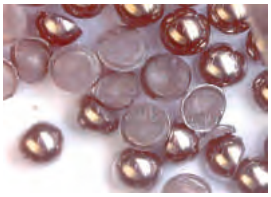
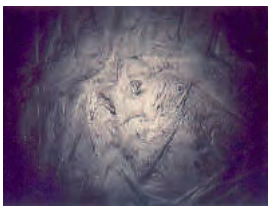
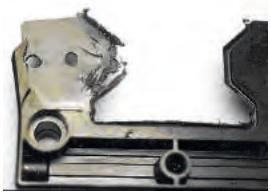
2.4 Предполагаемый срок службы

2.4.3 Профили повреждений

Тип повреждения	Фото повреждения	Возможная причина отказа	Устранение
Коррозия		▮ Неблагоприятное воздействие окружающих условий ▮ Проникновение смазочно-охлаждающей жидкости ▮ Агрессивная среда (кислоты и т.д.) ▮ Высокая влажность (соленый туман)	▮ Адаптировать к окружающим условиям ▮ Использовать коррозионно-защищенную версию ▮ Использовать соответствующие системы уплотнения ▮ Использовать защитный кожух ▮ Оптимизировать систему смазки
Блокировка элемента качения		▮ Загрязнение стружками ▮ Загрязнение пылью ▮ Недостаточная смазка ▮ Разрушение элементов качения ▮ Дефект рециркуляционной части	▮ Использовать соответствующие системы уплотнений ▮ Использовать защитный кожух ▮ Обеспечить достаточную смазку ▮ Избегать перегрузок ▮ Проверить область применения
Сильное потемнение		▮ Недостаточная смазка (высокая температура)	▮ Оптимизировать систему смазки
Питтинг Отслаивание		▮ Усталость элемента качения ▮ Конец срока службы	▮ Снизить нагрузки ▮ Использовать более мощный компонент ▮ Проверить область применения
Пластичные вмятины элементами качения		▮ Статическая перегрузка	▮ Использовать более мощный компонент ▮ Снизить нагрузки
Разрушение зоны рециркуляции (например, шариковой каретки)		▮ Слишком высокие скорости ▮ Столкновения ▮ Блокировка элементов качения, вызванная загрязнением	▮ Снизить скорости ▮ Избегать перегрузок ▮ Избегать столкновений ▮ Использовать соответствующие системы уплотнений ▮ Использовать защитный кожух

2.4 Предполагаемый срок службы

2.4.3 Профили повреждений

Тип повреждения	Фото повреждения	Возможная причина отказа	Устранение
Разрушение корпуса компонента (например, шариковинтового привода)		▮ Перегрузка ▮ Столкновения ▮ Свищеватость материала, производственный дефект	▮ Снизить нагрузки ▮ Избегать столкновений ▮ Использовать более мощный компонент
Разрушение элементов качения		▮ Перегрузка ▮ Столкновения ▮ Свищеватость материала, производственный дефект	▮ Избегать перегрузок ▮ Снизить нагрузки ▮ Использовать более мощный компонент ▮ Избегать столкновений
Накатанные следы на элементах качения (например, на шариках)		▮ Износ ▮ Усталость элемента качения ▮ Закончился срок службы	▮ Оптимизировать систему смазки ▮ Использовать более мощный компонент
Усталостные разрушения (например, шариковинтовой пары)		▮ Круговые изгибающие напряжения ▮ Вибрационные напряжения ▮ Знакопостоянные напряжения ▮ Изменяющиеся напряжения	▮ Исключить круговые изгибающие напряжения (устранить несоосность) ▮ Избегать резонансных колебаний
Разрушение торцевых крышек (например, роликовых кареток)		▮ Блокировка элементов качения из-за загрязнений ▮ Столкновения	▮ Использовать торцевые уплотнения ▮ Использовать защитные кожухи ▮ Избегать столкновений
Местный плоский участок на элементе качения (например, ролике)		▮ Пробуксовка ▮ Грязь	▮ Отрегулировать предварительный натяг согласно ожидаемым нагрузкам и ускорениям ▮ Использовать защитные кожухи и уплотнения

2.5 Технология системы

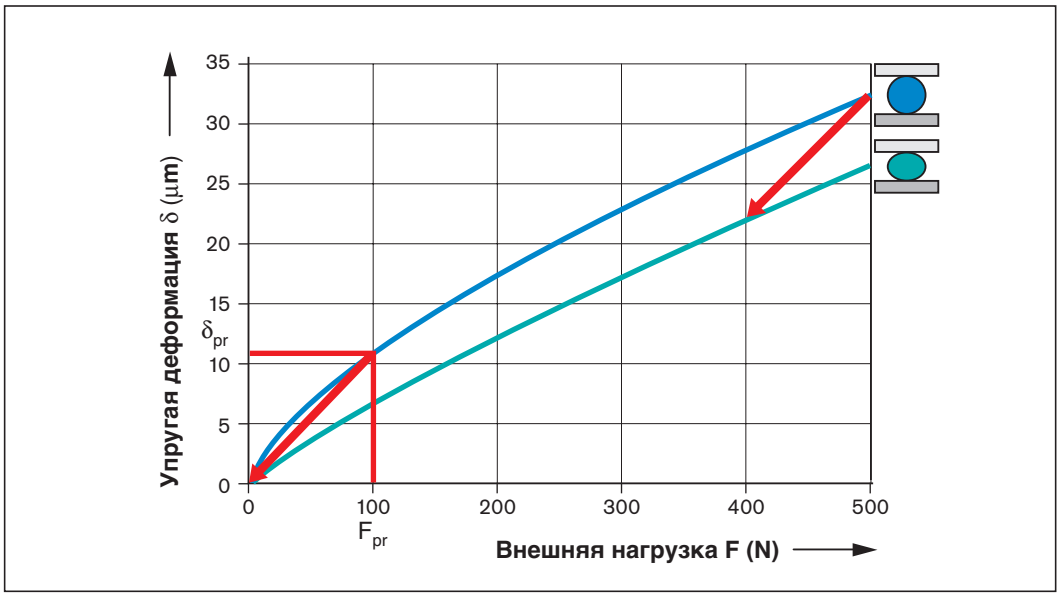
2.5.1 Предварительный натяг и жесткость

Предварительный натяг

Предварительный натяг повышает жесткость всей системы. Он упреждает упругую деформацию элементов качения под нагрузкой, тем самым снижая величину отклонения всей системы. Однако с увеличением предварительного натяга увеличивается и сопротивление перемещению. Кроме этого, предварительный натяг отрицательно сказывается на долговечности оборудования. При расчете номинального срока службы предварительный натяг должен учитываться как дополнительная нагрузка на подшипник.

Пример:
Деформация шарика между двумя плоскими пластинами с предварительной нагрузкой или без неё согласно теории Герца.
Диаметр шарика = 5 mm
Усилие предварительного натяга F_{pr} = 100 N

Кривая деформации для шарика с предварительным натягом может быть создана параллельным смещением кривой для шарика без предварительного натяга.



Влияние предварительного натяга на упругую деформацию

— Шарик без предварительного натяга
— Шарик с предварительным натягом
δ_{pr} Деформация при усилии предварительного натяга F_{pr}
F_{pr} Усилие предварительного натяга

2.5 Технология системы

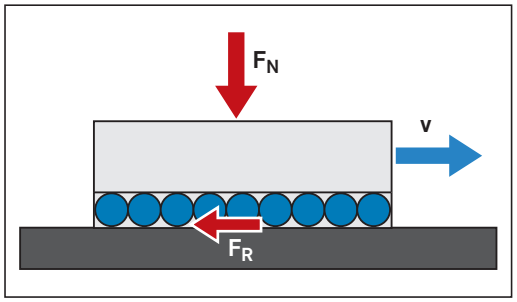
2.5.2 Трение

Сила трения

В технологии линейных перемещений значение коэффициента трения изменяется в зависимости от используемой системы. Величина трения зависит, в первую очередь, от используемых уплотнений, типа контакта качения и нагрузки. Смазка и скорость также влияют на трение.

$$F_R = \mu \cdot F_N \quad (2\text{-}12)$$

F_R = сила трения (N)
μ = коэффициент трения (–)
F_N = нормальное усилие (сила, перпендикулярная области контакта) (N)



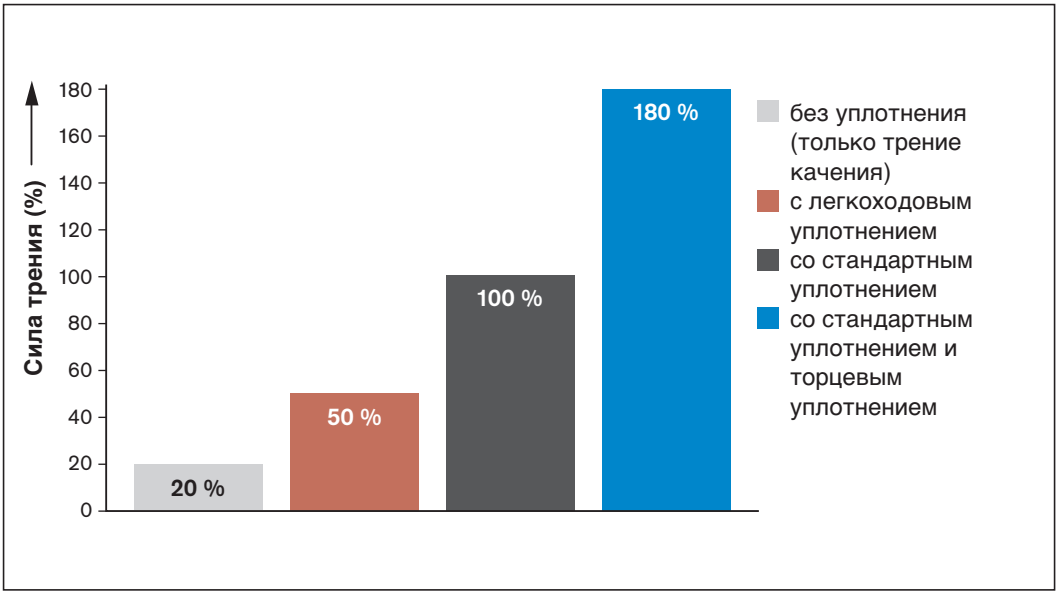
Сила трения

В таблице ниже показаны коэффициенты трения без уплотнений, т.е. значения для трения качения.

Линейный компонент	Коэффициент трения μ без уплотнения	Примечание
Направляющая с шариковой втулкой	0,001 ... 0,004	Стандартная шариковая втулка
Шариковая рельсовая направляющая	0,002 0,003	2-точечный контакт 4-точечный контакт
Роликовая рельсовая направляющая	0,0004	Линейный контакт
Шариковинтовой привод	0,004 0,010	2-точечный контакт 4-точечный контакт

Уплотнения и силы трения

Используя шариковые направляющие в качестве примера, диаграмма внизу показывает влияние разных уплотнений на силу трения. Видно, что сила трения уплотнения составляет основную часть общей величины трения.



Силы трения шариковой каретки с 2% C предварительным натягом на направляющем рельсе с монтажными пробками (пример)

2.5 Технология системы

2.5.3 Уплотнение

Функция уплотнений

Уплотнения предотвращают попадание грязи, стружек и т.д. в систему, вызывающих сокращение срока службы. В особых случаях используются специальные типы уплотнений. Ниже рассматривается механизм взаимодействия между уплотнением и смазкой.

Торцевые уплотнения

Особенность уплотнений для направляющих качения состоит в том, что грязесъемные манжеты используются для уплотнения торцов компонента в направлении перемещения. В отличие от вращающихся подшипников качения, здесь имеет место выброс смазки. Полученная смазочная пленка снижает износ уплотнений.

Боковые уплотнения

Если компоненты линейного перемещения оснащены боковыми уплотнениями, они работают точно так, как уплотнения подшипников качения, когда внутренняя часть уплотнения отделяется от (загрязненной) наружной стороны.

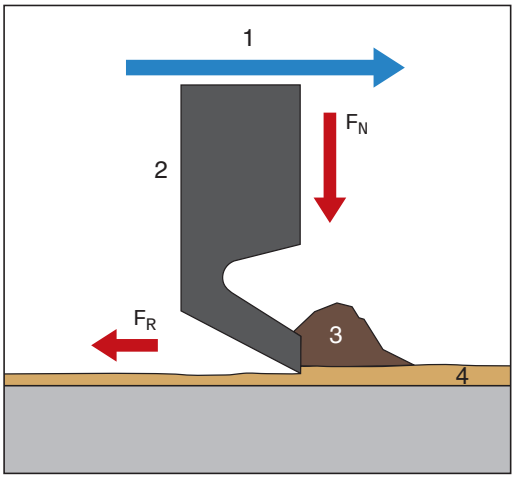
Дополнительные уплотнения

Необходимость в дополнительных уплотнениях зависит от изделия. Вспомогательные уплотнения рекомендуются для сред с мелкими загрязнениями или металлическими частицами, смазочно-охлаждающими жидкостями.

Эффективность уплотнения

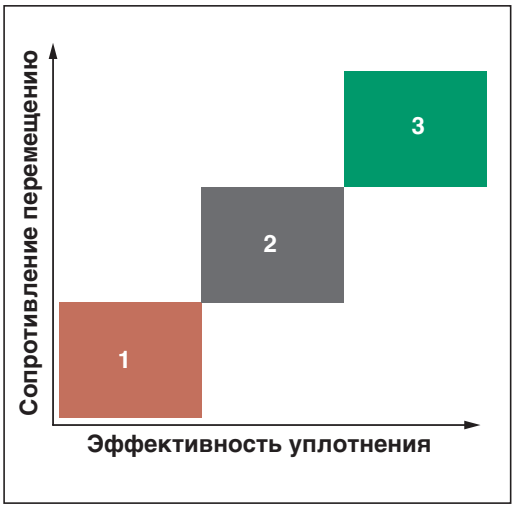
Сопротивление перемещению

Эффективность уплотнения зависит от его формы и материала.
Диаграмма напротив показывает воздействие разных вариантов уплотнений на их эффективность и сопротивление перемещению.



Грязесъемная манжета линейной направляющей

1 Направление перемещения
2 Внутренняя часть уплотнения
3 Грязь
4 Смазочное вещество
F_R Сила трения
F_N Сила предварительного натяга



Взаимосвязь между эффективностью уплотнения и сопротивлением перемещению

1 Уплотнения с очень низким трением (легкоходовые уплотнения)
2 Стандартные уплотнения
3 Уплотнения с очень хорошим уплотняющим воздействием (армированные уплотнения)

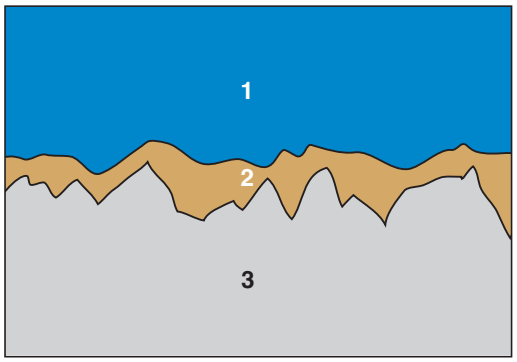
2.5 Технология системы

2.5.4 Смазка

2.5.4.1 Принципы смазки

Смазка призвана разделить элементы и дорожки качения друг от друга, минимизируя трение и износ. Смазка предотвращает также воздействие коррозии.
Кроме этого, смазка предотвращает износ уплотнений. Образующаяся смазочная пленка обеспечивает плавное перемещение уплотнительных элементов.

Факторы, определяющие срок службы подшипников линейных перемещений, включают выбранную смазку и специфические условия эксплуатации.

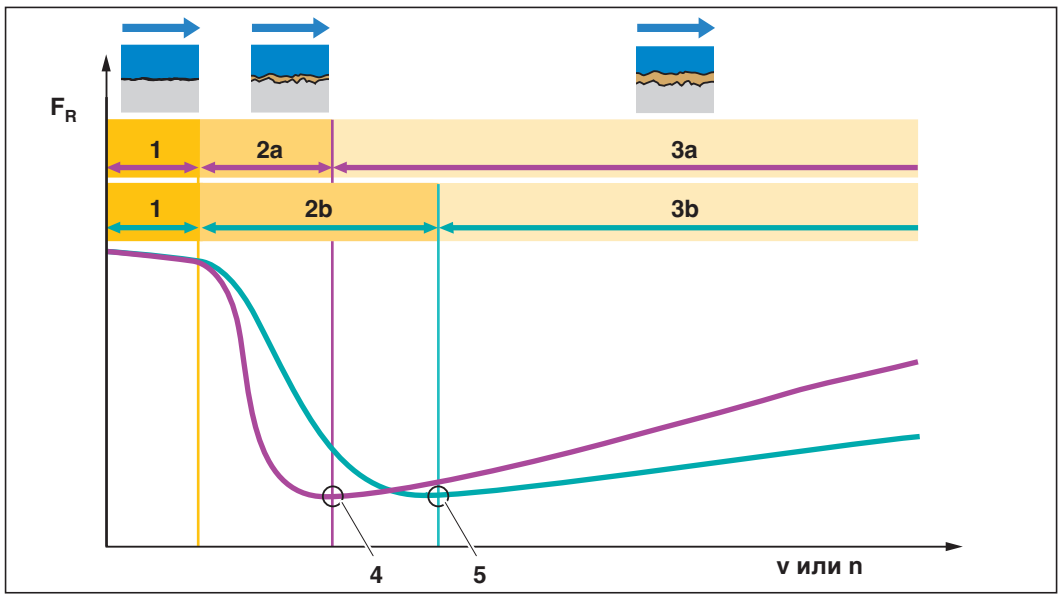


Сильно увеличенный вид области контакта

1 Элемент качения
2 Смазочное вещество
3 Дорожка качения

Кривая Штрибека

Кривая Штрибека показывает силу трения как функцию вязкости и скорости.



Кривая Штрибека

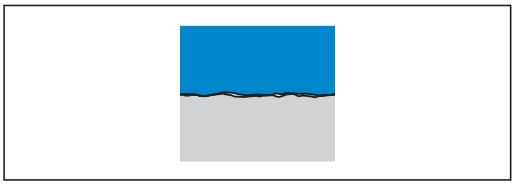
— Высокая вязкость
— Низкая вязкость
1 Граничная смазка (трение между твердыми телами)
2a Частичная смазка (смешанное трение) при высокой вязкости
2b Частичная смазка (смешанное трение) при низкой вязкости
3a Полная смазка (жидкостное трение) при высокой вязкости
3b Полная смазка (жидкостное трение) при низкой вязкости
4 Точка перехода при высокой вязкости
5 Точка перехода при низкой вязкости
F_R Коэффициент трения
v Линейная скорость
n Частота вращения

2.5 Технология системы

2.5.4 Смазка

Граничная смазка

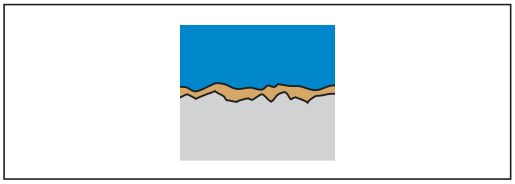
В состоянии покоя между твердыми телами имеется контакт, где превалирует трение твердого тела. При этом смазочная пленка образуется как функция скорости.



Трение твердого тела

Частичная смазка

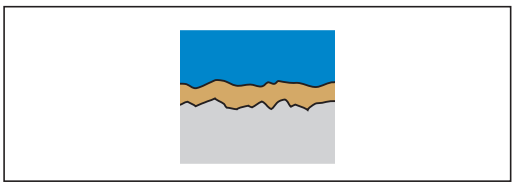
Смешанное трение образуется на фазе ускорения и замедления. При этом образуется смазочная пленка, но частичный контакт между твердыми телами по-прежнему сохраняется.



Смешанное трение

Полная смазка

Вскоре после точки перехода достигаются оптимальные условия – жидкостное трение. Внутреннее трение смазки определяет сейчас увеличивающийся коэффициент трения по мере дальнейшего повышения скорости.



Жидкостное трение

Вязкость

Вязкость – это мера внутреннего трения смазочных масел (см. также раздел 2.5.4.2). Область частичной смазки для низковязких масел больше аналогичного диапазона для высоковязких масел. Точка перехода достигается при более высокой скорости. Впоследствии кривая поднимается не так круто, так как при более низкой вязкости внутреннее трение снижается.

2.5 Технология системы

2.5.4 Смазка

2.5.4.2 Смазочные материалы

Для смазки компонентов линейных перемещений могут использоваться консистентные смазки (консистентные смазки, текучие консистентные смазки) или масло.

Не допускается использование сухих смазок или смазок, содержащих твердые частицы, в изделиях Rexroth.

Консистентные смазки

Консистентные смазки состоят из базового масла (например, базы минерального масла), загустителя (например, литиевого мыла) и различных присадок (например, противокоррозионных). Благодаря своей плотной консистенции данные смазки предотвращают попадание загрязнений в линейные направляющие и поддерживают работу уплотнений и грязесъемных элементов.

Консистентные смазки обеспечивают долгосрочную смазку, в частности, в точке контакта между смежными элементами трения и увеличивают периодичность трения, включая смазку на весть срок службы.

Текучие консистентные смазки

Текучие консистентные смазки имеют пластичную текучую консистенцию и передаются легче, чем твердые типы смазок. Поэтому текучие консистентные смазки чаще используются в системах централизованной смазки.

Вместе с классом консистенции смазки должны учитываться и геометрические характеристики системы централизованной смазки.

Консистентность классов NLGI

Консистентные смазки подразделяются на классы NLGI (Национальный институт пластичных смазочных материалов) в зависимости от своей консистенции. Они являются мерой загущенности смазки.

Классификация консистенции смазочных материалов согласно DIN 51818:

Тип	Класс NLGI	Консистенция	Рабочее проникновение (0,1 mm)	Dynalub
Текучая консистентная смазка	000	жидкая	445–475	
	00	**полужидкая**	**400–430**	**Dynalub 520**
	0	разжиженная	355–385	
Консистентная смазка	1	очень пластичная	310–340	
	2	**пластичная**	**265–295**	**Dynalub 510**
	3	эластичная	220–250	
	4	почти твердая	175–205	
	5	твердая	130–160	
	6	очень твердая	85–115	

В таблице выделены консистентные смазки фирмы Rexroth. Дополнительные спецификации см. в следующем разделе „Рекомендуемые типы консистентных смазок“.

2.5 Технология системы

2.5.4 Смазка

Рекомендуемые консистентные смазки

Для линейных направляющих и шарико-винтовых приводов Rexroth предлагает свою консистентную смазку Dynalub.

Тип смазки		Dynalub 510	Dynalub 520
Маркировка	согл. DIN 51825 согл. DIN 51826	KP2K-20	 GP00K-20
Класс NLGI	согл. DIN 51818	NLGI 2	NLGI 00

Смазочное масло

Смазочное масло распределяется более ровно, чем консистентная смазка и поэтому легче достигает точек контакта. Оно также лучше рассеивает теплоту трения. Однако нужно иметь в виду, что смазочное масло и вымывается гораздо легче, чем консистентная смазка. В зависимости от вязкости смазочное масло подразделяется на классы согласно DIN 51519.

Рекомендуемые типы смазочных масел

Смазочное масло CLP, CGLP по DIN 51517
- Вязкость ISO VG 220 по DIN 51519
- Shell Tonna S 220
- Необходимо соблюдать также и рекомендации из каталогов.

Консервационные масла

Консервационные масла для защиты от коррозии не являются смазочными маслами. Важно проверять их совместимость с используемой смазкой.

Способы заправки смазочных материалов

В зависимости от вида изделия линейных перемещений необходимый смазочный материал может заправляться с помощью ручного шприца, дозатора или системы централизованной смазки. В некоторых случаях используется воздушно-масляная смазка или смазка масляным туманом.

Совместимость

Используемые смазочные материалы должны проверяться на совместимость со встроенными пластмассовыми деталями.

Недопустимость смешивания смазочных материалов

Используемые смазочные материалы должны принадлежать к одному и тому же типу.

Особые окружающие условия

Если оборудование должно использоваться в особых окружающих условиях, могут потребоваться специальные испытания, а возможно, и использование специального смазочного материала.

В этих случаях, пожалуйста, обращайтесь за консультацией к Rexroth.

К таким условиям относятся, например:
- Чистые помещения
- Вакуум
- Пищевая промышленность
- Непосредственное воздействие СОЖ или агрессивных химических веществ
- Экстремальные температуры

2.5 Технология системы

2.5.4 Смазка

2.5.4.3 Периодичность смазки

Чтобы обеспечить безотказное функционирование компонентов линейных перемещений, необходимо соблюдать заданную периодичность смазки с использованием указанных количеств.

Специфические рекомендации приводятся в разделе “Смазка” в каталогах к соответствующему изделию.

Первая смазка

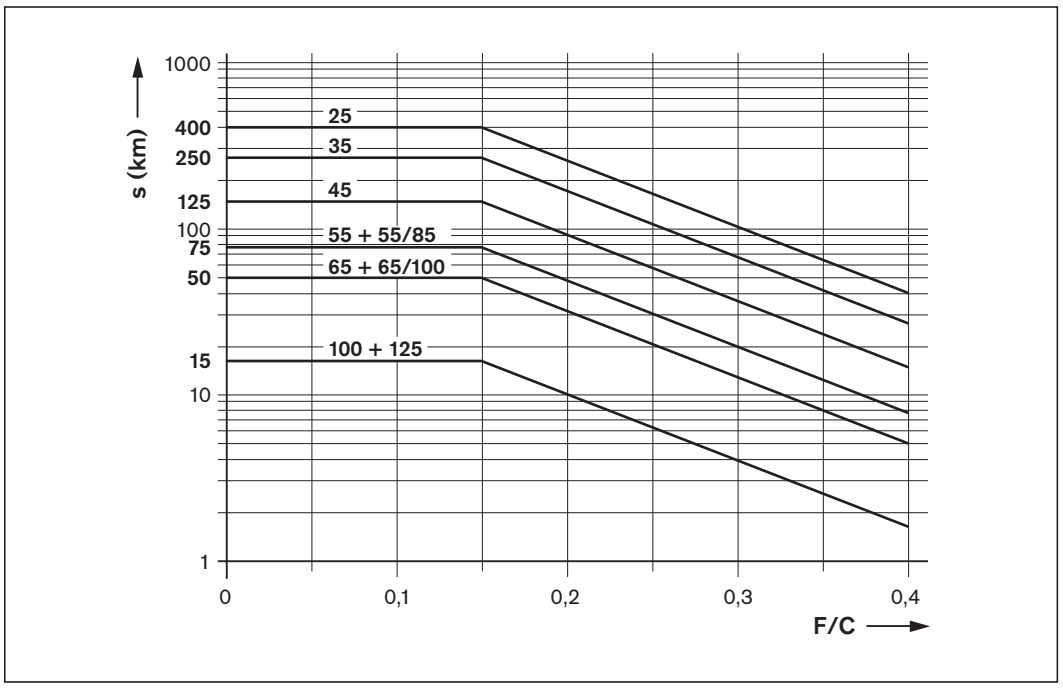
Первая (основная) смазка линейных направляющих и шариковинтовых приводов имеет особое значение. Не допускается включение компонентов линейных перемещений без начальной смазки. В каталогах к соответствующим изделиям указываются необходимые количества смазки. Если основная смазка производится на заводе перед отправкой, проведение первой смазки от пользователя не требуется.

Последующие смазки

Периодичность смазки и используемые количества смазки также указываются в каталогах. В неблагоприятных условиях, включая загрязнение, вибрационные и ударные нагрузки, использование СОЖ и т.д. смазки могут производиться чаще.

Периодичность смазки зависит также и от нагрузки, т.е. повышение нагрузок ведет к сокращению интервалов между смазками.

На данном графике показан пример периодичности смазки в соответствии с нагрузкой. Используется консистентная смазка.



Рекомендации по смазке из каталога роликовых рельсовых направляющих

s = периодичность последующих смазок, выраженная как величина пробега (km)
C = допустимая динамическая нагрузка (N)
F = эквивалентная динамическая нагрузка (N)

2.5 Технология системы

2.5.5 Точность

Геометрическая точность – это решающий критерий изготовления и выбора в технологии линейных перемещений. Требуемый уровень точности зависит от области применения. Для получения оптимального результата в первую очередь необходимо определить нужный уровень точности.

Чем выше нужный уровень точности, тем выше будут требования, предъявляемые к компонентам линейных перемещений и к конструкции в целом. Уровни точности определяются соответствующими стандартами.

2.5.5.1 Уровни точности в направляющих и приводах

Профильные рельсовые направляющие, направляющие с шариковыми втулками, шариковинтовые приводы классифицируются по классам точности или, соответственно, по классам допуска.

Классы точности

Профильные рельсовые направляющие классифицируются по классам точности. Данные классы определяются разными уровнями максимальных допусков для отклонений по высоте и ширине.

Стандартизированные в DIN 645, они затем были расширены более высокими классами точности изготовителями линейных направляющих. Более подробная информация приводится в главе 3.

Классы допуска

Шариковые втулки и валы классифицируются по классам допуска. Данные классы стандартизированы в ISO 13012 и ISO 10285. Шариковинтовые приводы также классифицируются по классам допуска.

В этом случае классы допуска определяют отклонения и вариации хода согласно DIN 69051-3. Подробная информация приводится в соответствующих каталогах.

2.5.5.2 Типы точности в системах линейных перемещений

Для систем линейных перемещений определены разные типы точности:

Абсолютная точность

Абсолютная точность-это расхождение между целевым положением и средней величиной действительного положения, полученной при подходе к целевому положению с разных направлений (многонаправленное перемещение).

Точность позиционирования

Точность позиционирования – это максимальное отклонение действительного положения согласно VDI/DGQ 3441.

Потенциальными влияющими факторами могут быть:

- Точность компонента линейного перемещения, коробки передач, двигателя и измерительной системы
- Погрешность шага шариковинтовой пары
- Люфт в системе
- Контроллер или его параметрические настройки

Повторяемость

Повторяемость показывает точность позиционирования системы линейных перемещений при многократном выходе в положение из одного и того же направления (однонаправленное перемещение). Повторяемость можно также определить как отклонение действительного положения от целевого положения.

2.6 Обзор изделий

Изделия фирмы Rexroth можно разбить на следующие группы:

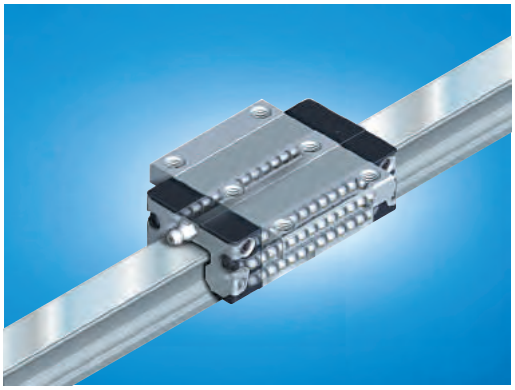
- Профильные рельсовые направляющие
- Направляющие с шариковыми втулками
- Прецизионные шариковинтовые передачи
- Системы линейных перемещений

Профильные рельсовые направляющие

В профильных рельсовых направляющих в качестве элементов качения используются шарики, ролики и кулачковые ролики. Благодаря своей высокой несущей способности и жесткости, они могут использоваться для выполнения почти всех задач, требующих точных линейных перемещений. Кроме этого, направляющие рельсы и каретки обладают встроенной взаимозаменяемостью. Эта группа включает в себя:

- Шариковые рельсовые направляющие
- Роликовые рельсовые направляющие
- Направляющие на кулачковых роликах

Подробная информация о профильных рельсовых направляющих приводится в главе 3.

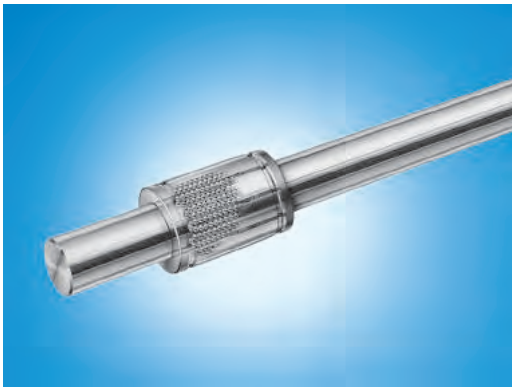


Шариковая рельсовая направляющая

Направляющие с шариковыми втулками

Направляющие с шариковыми втулками представляют собой линейные направляющие качения. Шариковые втулки перемещаются по закаленным и обработанным прецизионным стальным валам. Многочисленные типы, конструкции и размеры втулок и валов обеспечивают широкий диапазон их использования. В дополнение к шариковым втулкам закрытого типа для самоподдерживающихся валов, имеются и втулки открытого типа для высоких нагрузок и очень длинных направляющих; при этом опора вала составляет всю его длину. В сравнении с другими направляющими, шариковые втулки имеют дополнительную степень свободы в направлении вдоль окружности, компенсируя неточности в основании. Направляющие с шариковыми втулками часто называются круглыми направляющими.

Подробная информация о направляющих с шариковыми втулками приводится в главе 4.



Направляющая с шариковой втулкой

2.6 Обзор изделий

Прецизионные шариковинтовые передачи

Шариковинтовые передачи представляют собой передаточные элементы качения для преобразования вращательного перемещения в линейное. Они отличаются высокой степенью точности и высокой скоростью работы. Для обеспечения подачи, позиционирования и транспортировки имеется широкий выбор прецизионных винтов, а также одиночных и двойных гаек с предварительным натягом или регулируемым зазором.

Подробная информация о прецизионных шариковинтовых передачах приводится в главе 5.



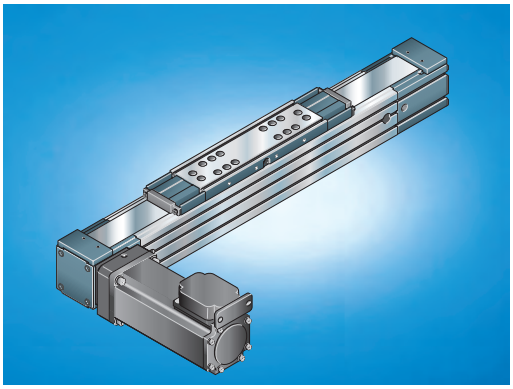
Прецизионная шариковинтовая передача

Системы линейных перемещений

Системы линейных перемещений – это готовые к монтажу системы, основу которых составляют направляющие и привод.
В наличии имеются также системы, оснащенные двигателем, контроллером, системой управления и измерения.
Использование систем линейных перемещений способствует разработке, сборке и вводу в эксплуатацию станков. Отдельные рабочие характеристики, такие как точное перемещение нагрузок или быстрый ход, могут оптимизироваться в зависимости от конкретной области применения. Такие укомплектованные системы предлагают различные решения в самом широком спектре областей применения.
Эта группа включает в себя:

- Линейные модули
- Компактные модули
- Линейные салазки

Подробная информация о системах линейных перемещений приводится в главе 6.

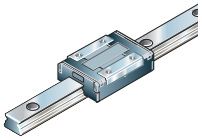
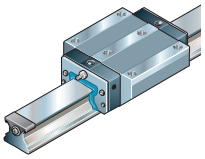
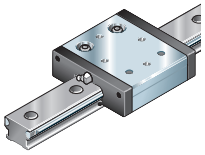


Линейный модуль

3.1 Основные положения

3.1.1 Технология системы

Профильные рельсовые направляющие – это правильный выбор для тех областей применения, в которых требуются особенно высокая точность, малое техническое обслуживание, низкие износ и трение, а также высокоточное позиционирование. Диапазон изделий Rexroth включает в себя следующие профильные рельсовые направляющие:

Название изделия		Аббревиатура	Раздел
Шариковая рельсовая направляющая		ШРН	3.2
Миниатюрная шариковая рельсовая направляющая		Мини-ШРН	3.3
Шариковая рельсовая направляющая eLINE		ШРН eLINE	3.4
Роликовая рельсовая направляющая		РРН	3.5
Направляющая на кулачковых роликах		НКР	3.6

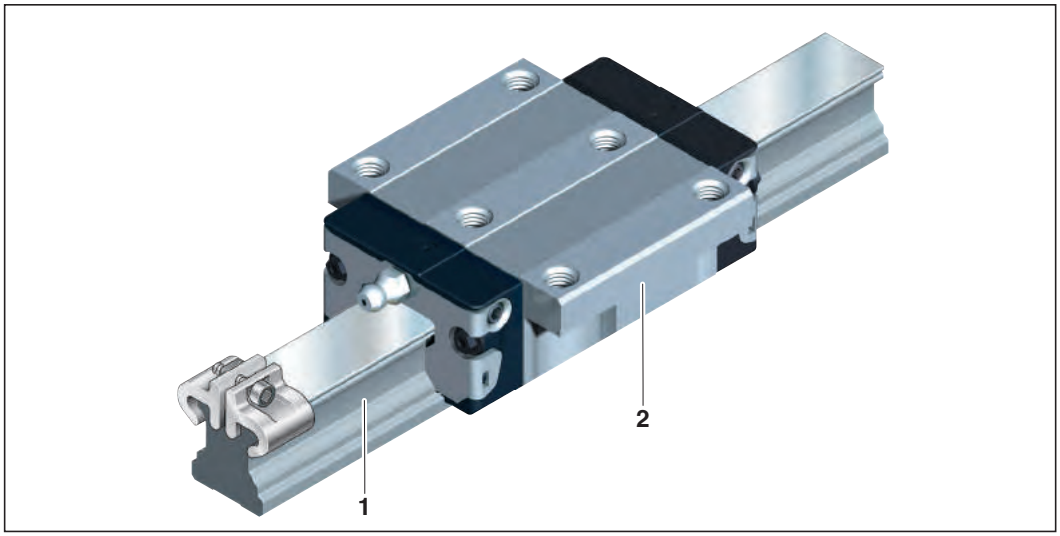
3.1 Основные положения

3.1.1 Технология системы

3.1.1.1 Конструкция профильных рельсовых направляющих

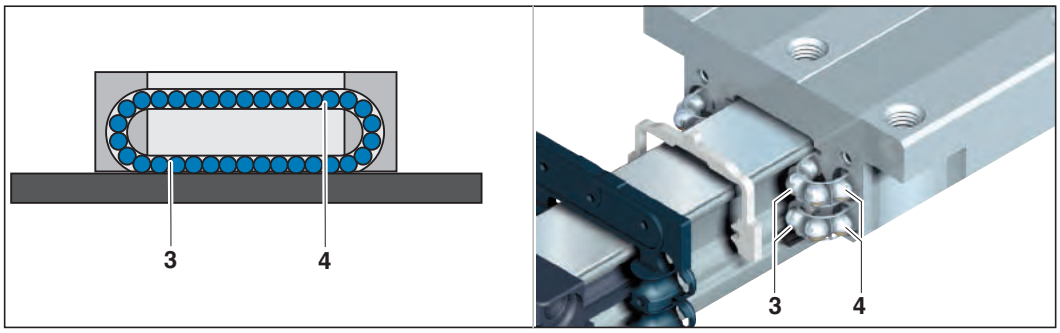
Каретка и направляющий рельс

Профильные рельсовые направляющие состоят из каретки и направляющего рельса. Каретка содержит несколько частей. В ней имеется один или несколько контуров циркуляции элементов качения, состоящих из зоны нагружения и зоны возврата. В зоне нагружения элементы качения передают нагрузку с каретки на рельс и наоборот. В зоне возврата элементы качения не подвергаются нагружению, а направляются вдоль по контуру с последующим возвратом в зону нагружения. Благодаря такой рециркуляции шариков возможно бесконечное линейное перемещение.



Профильная рельсовая направляющая (пример: шариковая рельсовая направляющая)

1 Направляющий рельс
2 Каретка



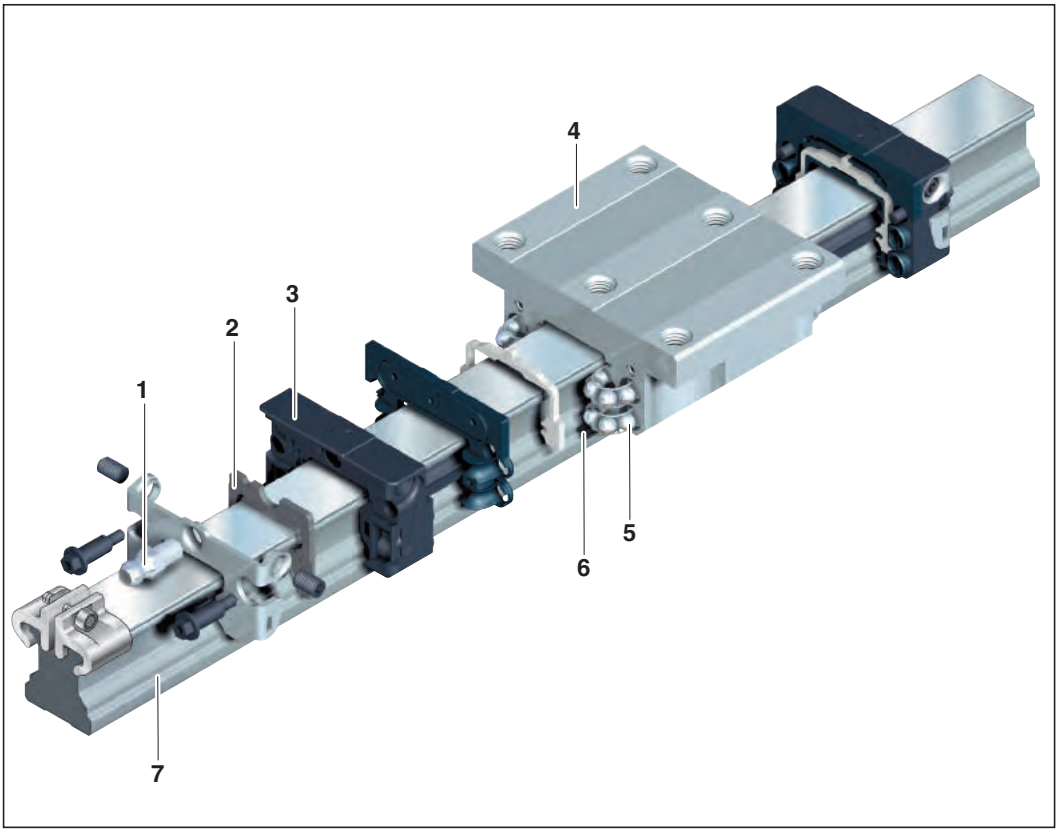
Зона нагружения элементов качения и зона возврата, представленные схематично (слева) и внедренные в шариковых рельсовых направляющих

3 Зона нагружения элементов качения
4 Зона возврата элементов качения

3.1 Основные положения

3.1.1 Технология системы

Основным компонентом каретки является корпус с закаленными дорожками качения. Элементы качения изготавливаются, как правило, из антифрикционной подшипниковой стали и имеют контакт качения с кареткой и рельсом. В торцевых крышках имеются рециркуляционные элементы, которые направляют элементы качения из зоны нагружения в зону возврата и наоборот. В торцевых крышках имеются также уплотнения. Полный уплотнительный комплект состоит из торцевой грязесъемной манжеты и боковых уплотнений, обеспечивающих всестороннюю защиту каретки от попадания в нее грязи или пыли. Чтобы обеспечить полную функциональность направляющей, каретки смазываются через смазочные отверстия в торцевых крышках. Как и каретка, направляющий рельс имеет закаленные дорожки качения.



Конструкция на примере шариковой рельсовой направляющей последнего поколения

1 Смазочное отверстие (шприц-масленка)
2 Торцевая грязесъемная манжета
3 Торцевая крышка
4 Корпус каретки
5 Элемент качения
6 Боковое уплотнение
7 Направляющий рельс

3.1 Основные положения

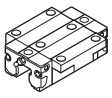
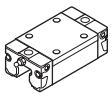
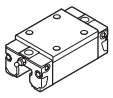
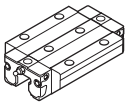
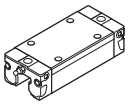
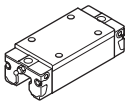
3.1.1 Технология системы

Внешняя конструкция профильных рельсовых направляющих

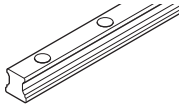
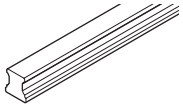
Профильные рельсовые направляющие изготавливаются в широком конструктивном диапазоне для использования в качестве элементов машин. Основные конструктивные типы и размеры указываются в стандарте DIN 645, который определяет также основные наружные присоединительные размеры.

Конструктивные типы

Конструктивные типы кареток по DIN 645-1:

	Серия 1	Серия 2	Серия 3
Конструктивный тип	Нормальная 	Узкая 	Узкая высокая 
	Нормальная длинная 	Узкая длинная 	Узкая высокая длинная 

Конструктивные типы направляющих рельсов по DIN 645-1:

	Серия 1	Серия 2
Конструктивный тип	Для монтажа сверху 	Для монтажа снизу 

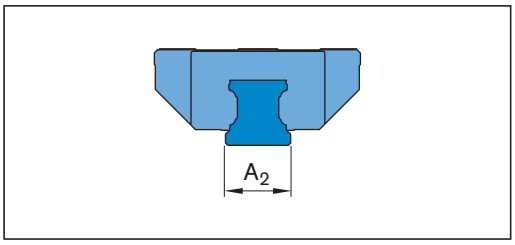
Существует также много других типов, не указанных в стандарте. Специальные области применения и новые концепции машиностроения требуют специальных направляющих для достижения максимальной производительности.

Сегодняшние конструкции кареток включают в себя широкие, короткие и низкие версии. Направляющие рельсы могут иметь призматическую форму с креплением типа «ласточкин хвост».

Типоразмеры

Типоразмер определяется шириной A_2 основания направляющего рельса, который определяет также и размеры каретки.

В маркировке широких профильных рельсовых направляющих второе число (например, 20/**40**) показывает ширину A_2 основания направляющего рельса, в то время как первое число (**20**/40) – это ссылка на стандартную систему определения типоразмеров.



Ширина основания направляющего рельса

Стандарт	**DIN 645 Часть 2**				**DIN 645 Часть 1**							
Заголовок стандарта	Подшипники качения, профильные рельсовые направляющие качения - Часть 2: размеры для серии 4				Подшипники качения, профильные рельсовые направляющие качения – Часть 1: размеры для серий 1-3							
Профильная рельсовая направляющая	Миниатюрная				Стандартная							
Типоразмер	7	9	12	15	15	20	25	30	35	45	55	65

Без стандарта							
Профильная рельсовая направляющая	Широкая					Для тяжелых нагрузок	
Типоразмер	20/40	25/70	35/90	55/85	65/100	100	125

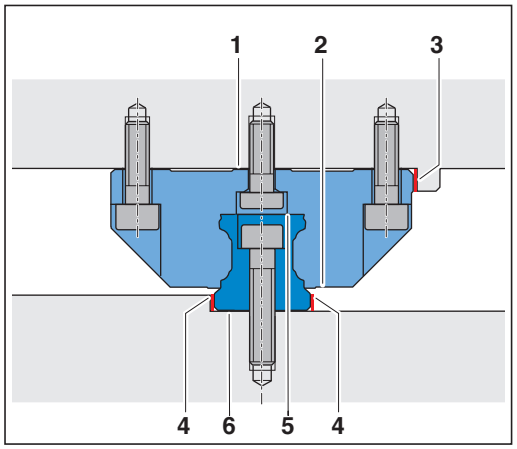
3.1 Основные положения

3.1.1 Технология системы

Базовые поверхности и кромки

Исходя из своих конструктивных особенностей, линейные направляющие имеют различные базовые поверхности и кромки для центровки и подгонки к смежным конструкциям. Основания кареток и направляющих рельсов выполняют функцию сопряженных поверхностей для установки на окружающую конструкцию. Они имеют также резьбовые или раззенкованные отверстия для крепежных болтов.

Боковые поверхности служат для передачи усилий в поперечном направлении и центровки компонентов во время установки. Они называются базовыми кромками. Направляющий рельс имеет две базовые кромки, которые могут использоваться независимо друг от друга. Каретки обычно имеют одну базовую кромку, которая должна учитываться во время монтажа. При этом некоторые типы кареток имеют две или больше базовых кромок.



Базовые поверхности и кромки

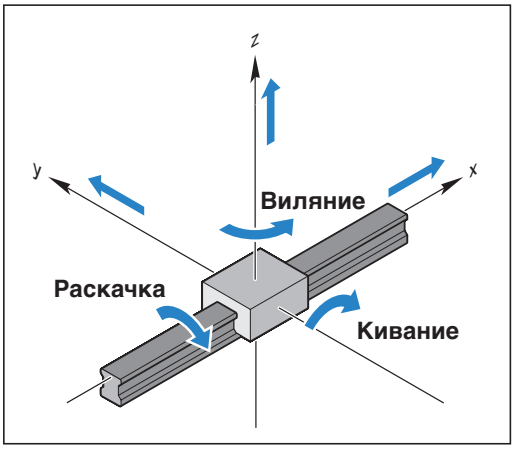
1 Основание каретки
2 Верхняя часть каретки
3 Базовая кромка на каретке
4 Две базовые кромки на рельсе
5 Верхняя плоскость направляющего рельса
6 Основание направляющего рельса

Система координат

В профильных рельсовых направляющих перемещение каретки определяется системой координат, показанной на рисунке. Эта система координат имеет 6 степеней свободы. X-ось – это направление перемещения. Во всех других направлениях перемещение возможно только как упругая деформация направляющей под нагрузкой.

Линейные степени свободы (вдоль осей):
- Направление перемещения (X-ось)
- Поперечное перемещение (Y-ось)
- Перемещение отрыва (Z-ось)
  Перемещение прижатия (Z-ось, отрицательное направление)

Вращательные степени свободы:
- Раскачка (вращение вокруг X-оси)
- Кивание (вращение вокруг Y-оси)
- Виляние (вращение вокруг Z-оси)



Направления осевых и вращательных перемещений

3.1 Основные положения

3.1.1 Технология системы

Внутренняя конструкция профильных рельсовых направляющих

Изготовители могут разрабатывать внутреннюю конструкцию профильных рельсовых направляющих по своему усмотрению. Направляющие, изготовленные разными производителями, отличаются способом достижения контакта качения. В частности, различия касаются следующих пунктов:

- Форма элемента качения (шарик/ролик)
- Размер элементов качения
- Тип контакта качения (2-х/4-х точечный)
- Согласование радиусов контакта шариков
- Количество рядов элементов качения (2/4/6)
- Расположение рядов элементов качения (X/O)
- Угол контакта

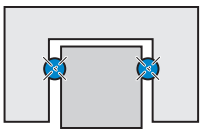
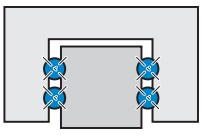
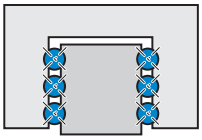
Эти различия объясняют разные допустимые нагрузки, жесткость и трение в разных системах.

Влияние формы и размера элементов качения, контакта качения и согласования радиуса контакта было рассмотрено раньше в главе 2, раздел 2.3. Поэтому в данном разделе дается описание только специфических характеристик профильных рельсовых направляющих.

Количество рядов элементов качения

Количество рядов несущих элементов качения является основной отличительной чертой в профильных рельсовых направляющих. Оно оказывает влияние на величину допускаемой нагрузки, жесткость и трение профильной рельсовой направляющей. Чем больше рядов в направляющей, тем выше будут допустимая нагрузка и жесткость. При этом данное утверждение будет верным только в том случае, когда все остальные параметры остаются постоянными, т.е. одна и та же форма и размеры элементов качения, один и тот же тип контакта качения (2-х или 4-х точечный), одно и то же согласование радиуса, расположение и угол контакта. Необходимо отметить также, что увеличение количества рядов в значительной степени усложняет конструкцию и повышает ее стоимость.

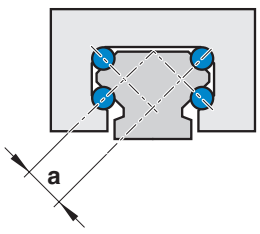
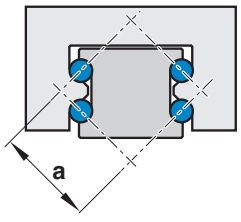
Rexroth использует в своих шариковых рельсовых направляющих только 2-х и 4-х рядные конструкции. В роликовых рельсовых направляющих используются 4 ряда. По сравнению с 6-рядными профильными рельсовыми направляющими данные системы обеспечивают более равномерное распределение нагрузки на ряды элементов качения.

2 ряда элементов качения	4 ряда элементов качения	6 рядов элементов качения
		

Сравнение X- и O-расположений

Как и в ротационных подшипниках качения, дорожки качения в профильных рельсовых направляющих могут располагаться в O- или X-образном порядке. Система с двумя такими видами расположения имеет идентичные характеристики кроме их функционирования под воздействием момента кручения. Характеристики остаются такими же в условиях растягивающих и сжимающих нагрузок, а также под воздействием боковых нагрузок или продольных моментов.

Благодаря большему плечу рычага (a), O-образное расположение может выдерживать воздействие более высоких крутящих усилий в сравнении с X-образным расположением. Поэтому в системах одинакового размера O-образное расположение обеспечивает более высокую жесткость при кручении. Четырехрядные шариковые и роликовые рельсовые направляющие фирмы Rexroth имеют O-образное расположение.

X-расположение	O-расположение
	

3.1 Основные положения

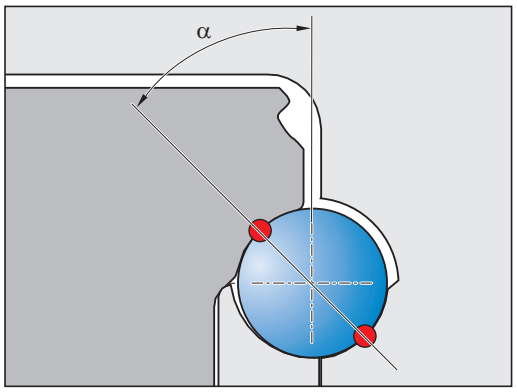
3.1.1 Технология системы

Угол контакта

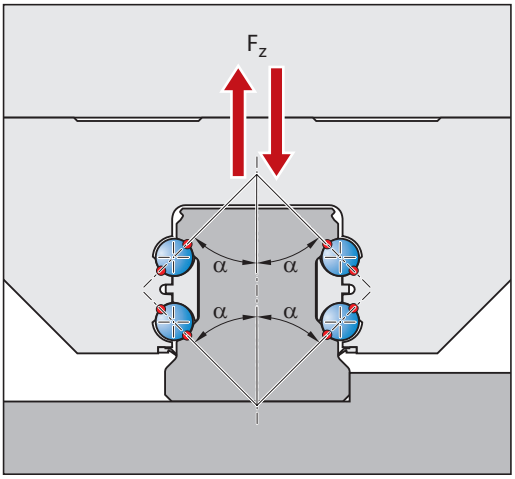
Профильные рельсовые направляющие должны быть в состоянии принимать нагрузки со всех направлений. Поэтому дорожки качения или точки контакта расположены под углом. Это соответствует номинальному углу контакта согласно стандарту ISO 14728, определенному для угла контакта между партнерами качения в профильных рельсовых направляющих.

ISO 14728 определяет номинальный угол контакта следующим образом:
“Угол между направлением нагрузки на линейную опору качения и номинальной линией воздействия результирующих усилий, переданных элементом дорожки качения элементу качения”.

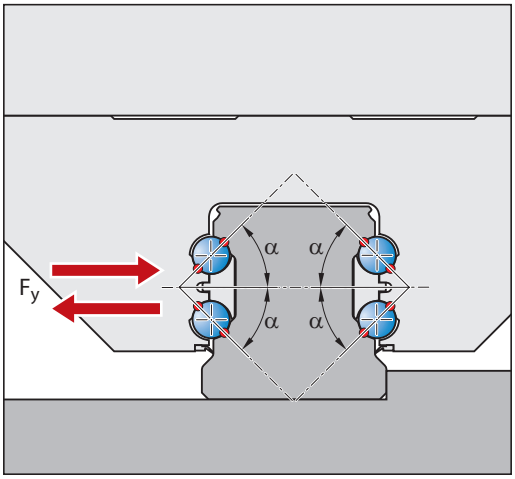
Поэтому угол контакта зависит от направления нагрузки. Он всегда указывается для нагрузок в главных направлениях (Y-ось, Z-ось). Во всех профильных рельсовых направляющих Rexroth угол контакта составляет 45°.



Номинальный угол контакта α



Угол контакта α под воздействием отрывающих или прижимающих нагрузок



Угол контакта α под воздействием боковых нагрузок

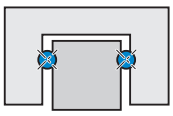
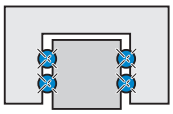
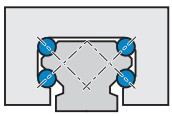
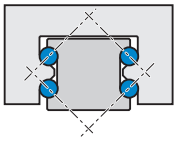
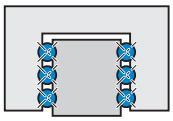
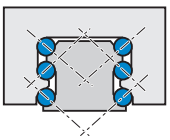
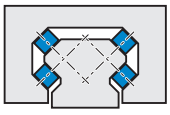
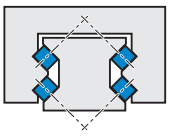
3 Профильные рельсовые направляющие

3.1 Основные положения

3.1.1 Технология системы

Число и расположение рядов элементов качения

Профильные рельсовые направляющие качения могут классифицироваться, исходя из следующего конструкционного критерия.

Профильная рельсовая направляющая	Число рядов элементов качения	Схематичное представление	Тип контакта	Расположение дорожек качения	Программа Rexroth
Шариковые рельсовые направляющие (ШРН)	2 ряда		4-точечный контакт		▮ Миниатюрные шариковые рельсовые направляющие ▮ Шариковые рельсовые направляющие eLIne
	4 ряда		4-точечный контакт		
	4 ряда		2- точечный контакт	X-расположение	
	4 ряда		2- точечный контакт	O- расположение	▮ Шариковые рельсовые направляющие
	6 рядов		4-точечный контакт		
	6 рядов		2- точечный контакт	Комбинированное X-O расположение	
Роликовые рельсовые направляющие (РРН)	4 ряда		Линейный контакт	X- расположение	
	4 ряда		Линейный контакт	O- расположение	▮ Роликовые рельсовые направляющие

3.1 Основные положения

3.1.1 Технология системы

3.1.1.2 Несущая способность

Несущая способность

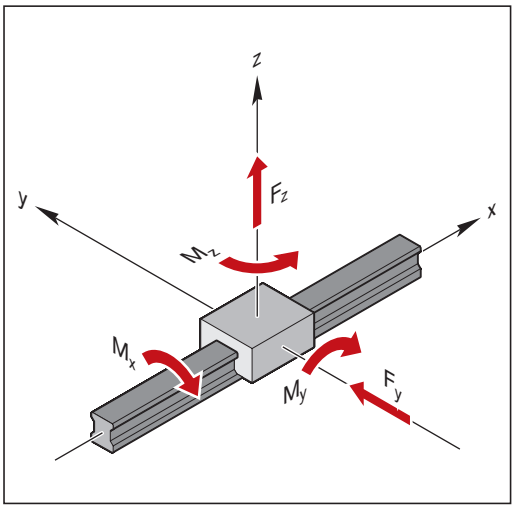
В 2-рядных и 4-рядных шариковых и роликовых направляющих дорожки качения располагаются под углом контакта 45° относительно главных направлений нагрузки. Это обеспечивает высокую несущую способность всей системы на основных четырех плоскостях нагружения. Каретки могут подвергаться действию сил и моментов нагрузки.

Силы на четырех основных плоскостях приложения нагрузки:

- Отрывающая F_z (положительное Z-направление)
- Прижимающая $-F_z$ (отрицательное Z- направление)
- Боковая нагрузка F_y (положительное Y- направление)
- Боковая нагрузка $-F_y$ (отрицательное Y- направление)

Моментные нагрузки:

- Момент M_x вокруг оси X
- Момент M_y вокруг оси Y
- Момент M_z вокруг оси Z



Основные направления нагрузки

Допустимые нагрузки

Несущая способность профильных рельсовых направляющих определяется допустимыми статическими C_0 и динамическими нагрузками C. Эти показатели допустимых нагрузок являются ключевыми характеристиками, показывающими рабочие возможности системы. Rexroth подтверждает допустимые динамические нагрузки для всех своих изделий испытаниями на усталость. Профильные рельсовые направляющие этой фирмы имеют одинаковые допустимые нагрузки на всех основных плоскостях нагружения. Методы расчета допустимых нагрузок указаны в стандарте ISO 14728.

Определение допустимой динамической нагрузки C

Радиальная нагрузка постоянной величины и направления, которую линейная опора качения теоретически может выдержать в течение номинального срока службы, составляющего 100 км пройденного расстояния (согласно ISO 14728-1).

Определение допустимой статической нагрузки C_0

Статическая нагрузка в направлении нагружения, вызывающая общую деформацию, равную примерно 0.0001 диаметра элемента качения в центре наиболее нагруженного контакта между элементом качения и дорожкой качения (согласно ISO 14728-2).

Согласно ISO 14728-2 это соответствует расчетному напряжению в точке контакта, равному:

- от 4200 до 4600 MPa для шариковых рельсовых направляющих
- 4000 MPa для роликовых рельсовых направляющих.

Моменты динамической нагрузки M_t, M_L и моменты статической нагрузки M_{t0}, M_{L0}

Моменты динамических M_t и M_L и статических M_{t0} и M_{L0} нагрузок рассчитываются исходя из допустимых нагрузок, геометрии, количества рядов элементов качения, количества несущих элементов качения и угла контакта. Они являются ключевыми факторами при воздействии на каретки нагрузок моментов кручения и продольных моментов.

3.1 Основные положения

3.1.1 Технология системы

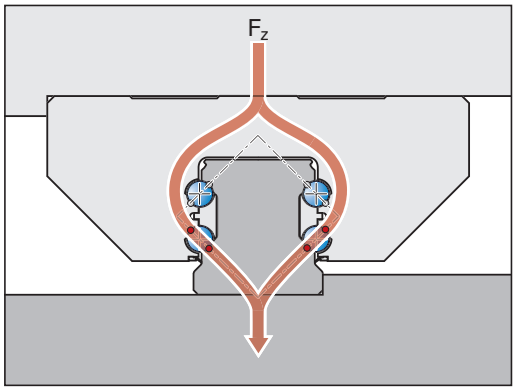
Направление нагрузки

Обычно каретки подвергаются нагружению в четырех основных плоскостях приложения нагрузки. При этом нагрузка может воздействовать на них и под любыми другими углами между этими плоскостями. Однако в этом случае несущая способность элементов снижается. Чтобы понять причину такого снижения, рассмотрим воздействие потока сил внутри каретки.

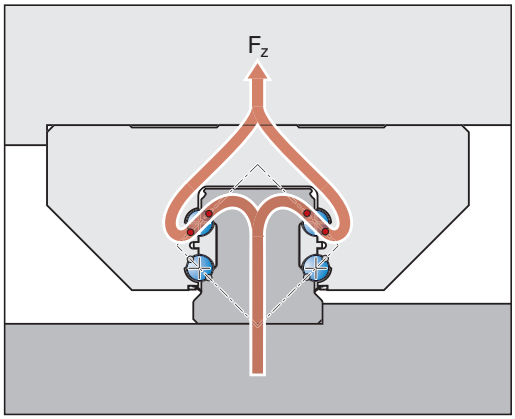
Силовой поток в каретке

Силовой поток внутри каретки для основных направлений нагружения

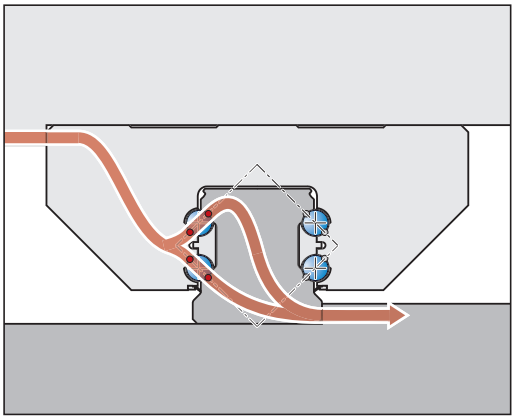
Под воздействием прижимающих, отрывающих и боковых нагрузок сила передается через два ряда элементов качения или через две дорожки качения.



Силовой поток под воздействием прижимающей нагрузки F_z



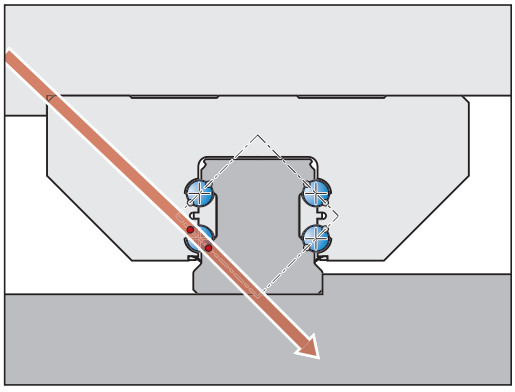
Силовой поток под воздействием отрывающей нагрузки F_z



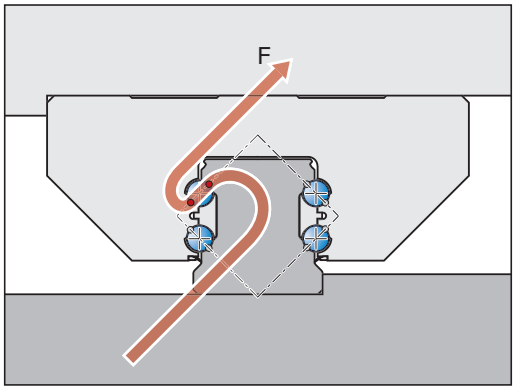
Силовой поток под воздействием боковой нагрузки F_y

Силовой поток внутри каретки для нагрузки, действующей под углом 45°

Нагрузка, действующая под углом 45° – это наиболее нежелательное направление нагружения в профильных рельсовых направляющих с углом контакта дорожки качения, равным 45°. В этом случае нагрузка воспринимается только одним рядом элементов качения или одной дорожкой качения.



Прижимающая нагрузка под углом 45°



Отрывающая нагрузка под углом 45°

3.1 Основные положения

3.1.1 Технология системы

Комбинированная эквивалентная нагрузка на подшипник

Поскольку базовые кромки и монтажные поверхности могут передавать только вертикальные и горизонтальные силы, наиболее неблагоприятная ситуация появляется тогда, когда нагрузки, действующие в вертикальном и горизонтальном направлении, имеют одинаковую величину.

В математическом выражении результирующая общая нагрузка $\vec{F}_{res}$ выводится сложением вертикального вектора силы $\vec{F}_z$ и горизонтального вектора силы $\vec{F}_y$:

$$\vec{F}_{res} = \vec{F}_y + \vec{F}_z$$

Несущая способность профильных рельсовых направляющих зависит от направления нагрузки. Поэтому для расчета номинального срока службы, используемым коэффициентом описания нагрузки является не результирующая нагрузка $\vec{F}_{res}$, а комбинированная эквивалентная нагрузка, действующая на подшипник F_{comb}. Она выводится сложением абсолютных значений вертикальной силы $|F_z|$ и горизонтальной силы $|F_y|$, действующих на каретку.

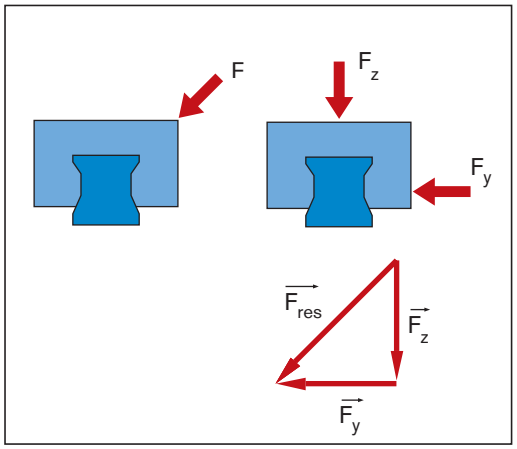
$$F_{comb} = |F_y| + |F_z| \qquad (3\text{-}1)$$

Если отдельная нагрузка или нагрузка в виде нескольких сил воздействует в любом направлении, отличном от главных направлений нагрузки, тогда расчетная комбинированная нагрузка на подшипник F_{comb} будет превышать результирующую общую нагрузку $|\vec{F}_{res}|$, выведенную сложением векторов сил.

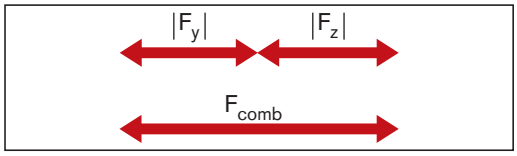
$$F_{comb} > |\vec{F}_{res}|$$

Расчет комбинированной эквивалентной нагрузки на подшипник допускает снижение несущей способности профильных рельсовых направляющих, если нагрузка будет прилагаться под каким-либо углом, а не в одном из главных направлений нагрузки. Т.е. при одной и той же величине несущей способности срок службы будет соответственно сокращаться из-за воздействия более высокой нагрузки на подшипник.

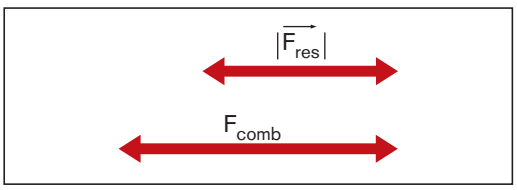
Конструкция профильных рельсовых направляющих фирмы Rexroth допускает упрощенную форму расчета комбинированной эквивалентной нагрузки на подшипник F_{comb} с помощью формулы (3-1).



Наиболее неблагоприятный случай: нагрузка, действующая под углом 45°, или горизонтальные и вертикальные нагрузки одинаковой величины



Определение F_{comb}



Сравнение $|\vec{F}_{res}|$ и F_{comb} для наиболее неблагоприятного случая $|F_y| = |F_z|$

3.1 Основные положения

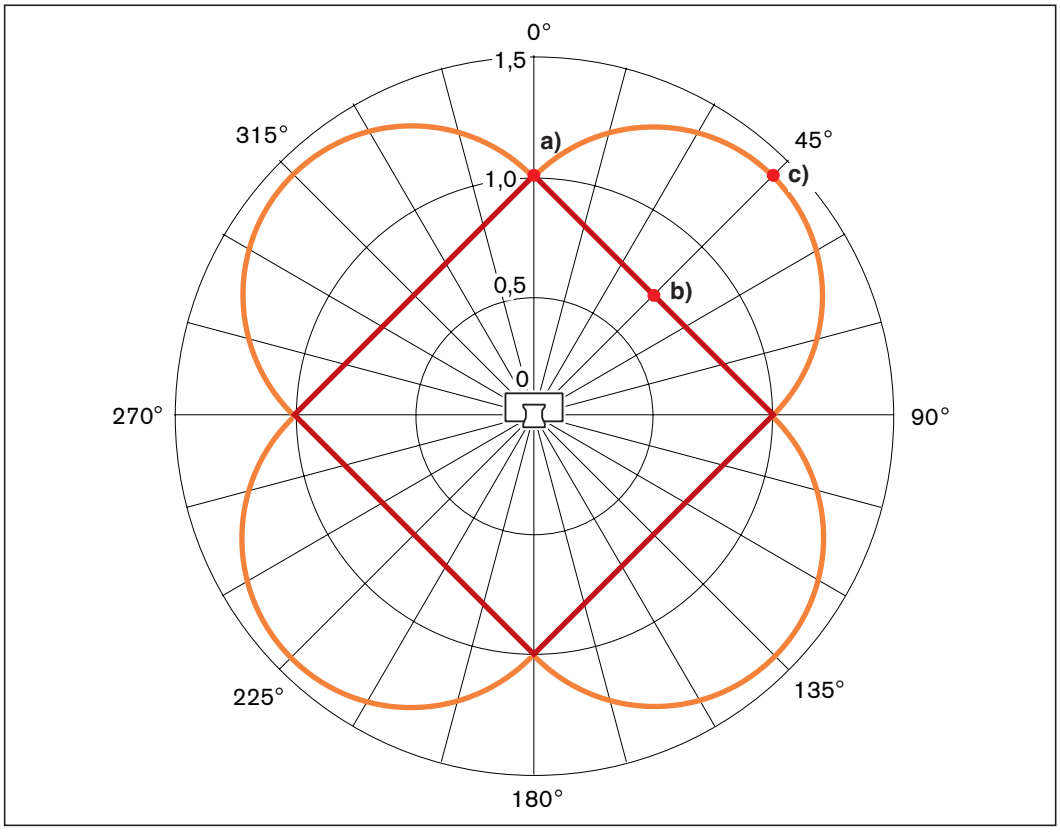
3.1.1 Технология системы

Зависимость номинального срока службы от направления нагрузки

На диаграмме ниже показано направление нагружения относительно нагрузки или несущей способности, отражая условия, в которых будет достигнут один и тот же номинальный срок службы. Значения выводятся из формул, упомянутых выше, для расчета нагрузки на подшипник, а также зависимости между несущей способностью и нагрузкой.

$$L \sim \left(\frac{C}{F}\right) \qquad (3\text{-}2)$$

L = номинальный срок службы (km)
C = несущая способность (N)
F = нагрузка (N)



Нагрузки и несущая способность для одинакового срока службы при воздействии нагрузки в разных направлениях

— Нагрузка
— Несущая способность

Примечания к диаграмме

a) Во всех 4 главных направлениях нагрузки величина составляет 1, т.е. полный номинальный срок службы будет достигнут при нагрузках и несущей способности, равных 100%.

b) Для достижения такого срока службы, как и в одном из 4 главных направлений нагрузки, нагрузка, действующая под углом 45°, не должна превышать 0.707 нагрузки, действующей в одном из 4 главных направлений нагрузки.

c) Альтернативно, для достижения такого срока службы, как и в одном из 4 главных направлений нагрузки, несущая способность для нагрузки, действующей под углом 45°, должна в 1.414 раз превышать несущую способность в главных направлениях нагрузки. На практике это означает, что для повышения несущей способности системы необходимо использовать направляющие большего размера или установить дополнительные каретки.

3.1 Основные положения

3.1.1 Технология системы

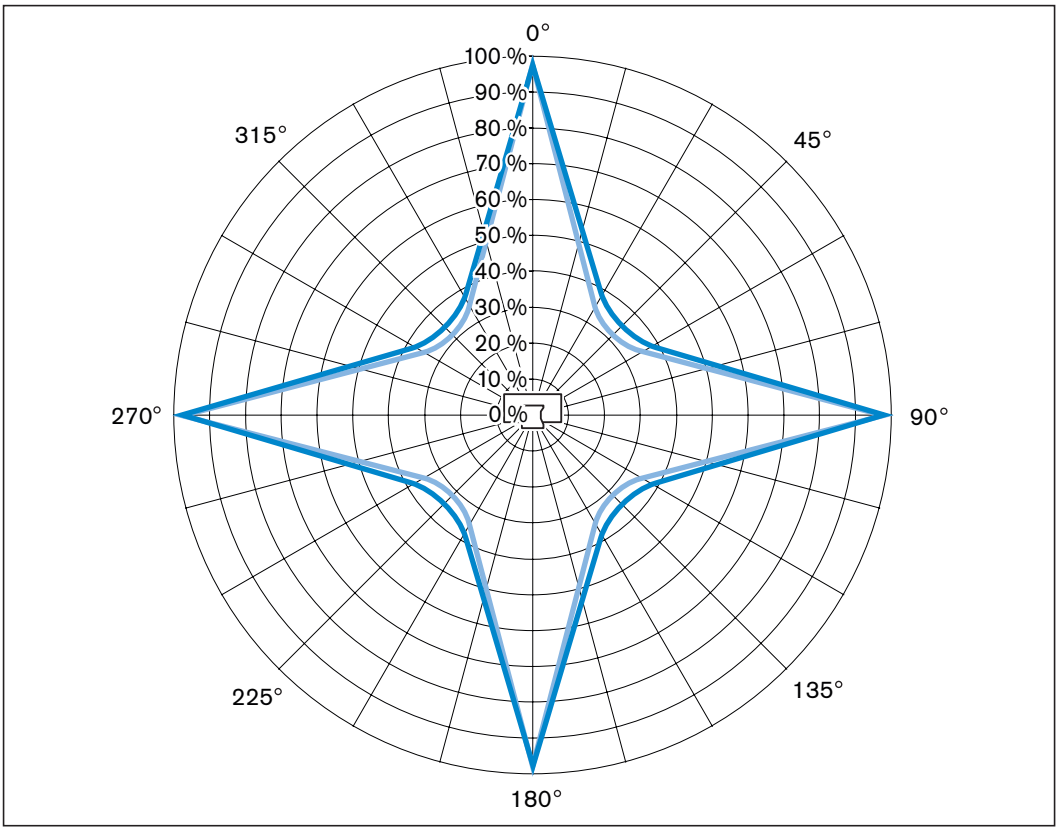
Чтобы увеличить срок службы направляющих, они должны устанавливаться в положение, соответствующее действительному направлению нагрузки. В противном случае срок службы может быть резко сокращен.

Так как отношение несущей способности к нагрузке учитывается при расчете номинального срока службы показателем степени p, предполагаемый пробег будет сильно сокращен при нагружении под углом 45°.

(3-3) $$L = \left(\frac{C}{F}\right)^{p} \cdot 10^{5}\ m$$

p = 3 для шариковых рельсовых направляющих

p = 10/3 для роликовых рельсовых направляющих



Зависимость срока службы от направления нагрузки (в %)

— Шариковая рельсовая направляющая
— Роликовая рельсовая направляющая

Пример:
Для нагрузки, действующей под углом 45°, срок службы шариковых рельсовых направляющих составляет только 35% от срока службы для нагрузки, действующей в любом главном направлении нагружения. Срок службы роликовых рельсовых направляющих может быть еще меньше, снижаясь до 32%.

3.1 Основные положения

3.1.1 Технология системы

3.1.1.3 Предварительный натяг

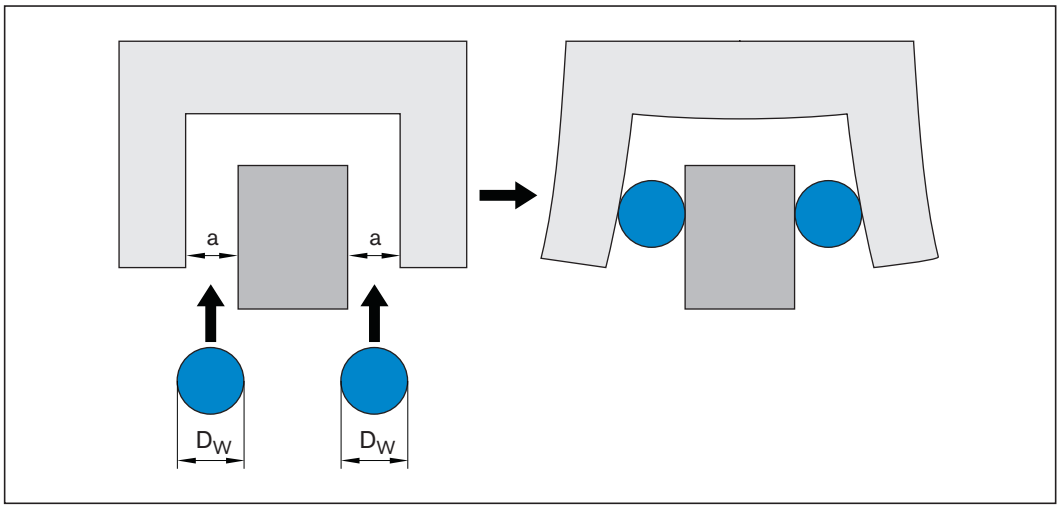
Определение предварительного натяга

Для повышения общей жесткости профильных рельсовых направляющих каретки могут устанавливаться с предварительным натягом. Предварительный натяг упреждает воздействие упругой деформации.
Он достигается посредством расширения корпуса каретки за счет использования элементов качения (диаметр D_W) с определенным припуском d_{OS}.

Выбранная величина припуска определяет степень предварительного натяга. Под воздействием предварительного натяга боковые стороны корпуса каретки выступают наружу. В зависимости от типа линейных направляющих возможны варианты с разной степенью предварительного натяга или вообще без предварительного натяга (т.е.с зазором).

$$D_W = a + d_{OS}$$

D_W	=	диаметр элемента качения	(mm)
a	=	расстояние между дорожками качения	(mm)
d_{OS}	=	величина припуска	(mm)



Предварительный натяг за счет использования элементов качения с припуском

3.1 Основные положения

3.1.1 Технология системы

Классы предварительного натяга

Величина предварительного натяга определяется относительно допустимой динамической нагрузки C. В зависимости от конструкции каретки могут иметь 4 класса предварительного натяга (CO, C1, C2, C3). Чем выше предварительный натяг, тем выше жесткость каретки.

Выбор класса предварительного натяга

Класс предв. натяга Код	Исполнение	Коэффициент класса предварительного натяга X_{pr} (–)	Область применения
C0	Без предварительного натяга (с зазором)	0	Для плавно работающих направляющих с наименьшим трением и минимальным воздействием внешних факторов.
C1	Легкий предварительный натяг 0,02 C (2 % от C) Для роликовых рельсовых направляющих (PPH): 0,03 C (3 % от C)	0,02 0,03 (PPH)	Для беззазорных направляющих с низкими внешними нагрузками и невысокими требованиями к общей жесткости.
C2	Средний предварительный натяг 0,08 C (8 % от C)	0,08	Для точных направляющих с высокими внешними нагрузками и высокими требованиями к общей жесткости; рекомендуется также для однорельсовых систем. Значительные мгновенные нагрузки могут поглощаться без существенной упругой деформации.
C3	Высокий предварительный натяг 0,13 C (13 % от C)	0,13	Для очень жестких направляющих, использующихся, например, в прецизионных станках или формовочных/отливных машинах. Значительные нагрузки и моменты могут поглощаться с минимальной упругой деформацией.

Сила предварительного натяга для данного класса может рассчитываться с помощью соответствующего коэффициента класса предварительного натяга X_{pr}. Эта внутренняя нагрузка каретки должна учитываться при расчете срока службы.

(3-4) $$F_{pr} = X_{pr} \cdot C$$

F_{pr} = сила предварительного натяга каретки (N)
X_{pr} = коэффициент класса предварительного натяга (–)
C = допустимая динамическая нагрузка каретки (N)

Пример для каретки 25 типоразмера с несущей способностью C, равной 22.800 N, и классом предварительного натяга C2:

$F_{pr} = X_{pr} \cdot C = 0{,}08 \cdot 22800\ N = 1824\ N$

3.1 Основные положения

3.1.1 Технология системы

3.1.1.4 Жесткость

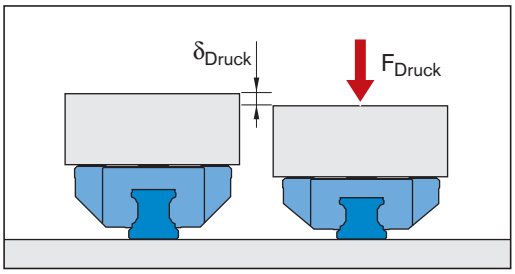
Определение жесткости

Жесткость каретки определяется взаимосвязью между внешней нагрузкой и результирующей упругой деформацией в направлении нагрузки.

Жесткость является важным критерием выбора рельсовых направляющих. Профильные рельсовые направляющие имеют два разных уровня жесткости (см. выбор критерия, раздел 3.1.2) в зависимости от типа и конструкции. Жесткость каретки зависит от выбранного класса предварительного натяга. Чем выше предварительный натяг системы, тем выше жесткость. Уровни жесткости кареток показаны на диаграммах в виде кривых (см. пример на следующей странице).

Прижимающая нагрузка

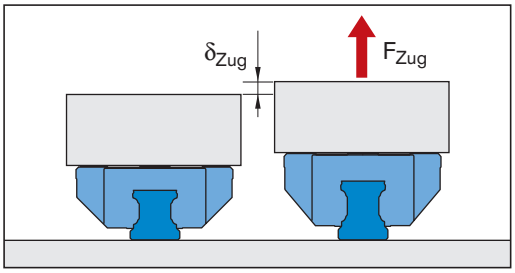
(3-5) $$c_{Druck} = \frac{F_{Druck}}{\delta_{Druck}}$$



Прижимающая нагрузка

Отрывающая нагрузка

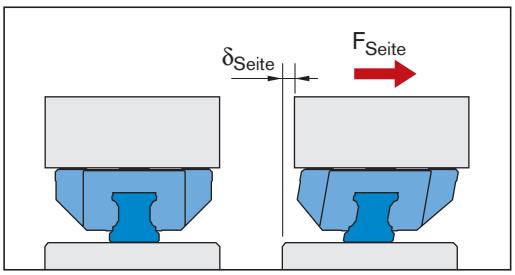
(3-6) $$c_{Zug} = \frac{F_{Zug}}{\delta_{Zug}}$$



Отрывающая нагрузка

Боковая нагрузка

(3-7) $$c_{Seite} = \frac{F_{Seite}}{\delta_{Seite}}$$



Боковая нагрузка

F = нагрузка от воздействия силы (N)
δ = упругая деформация в направлении нагрузки (µm)
c = жесткость в направлении нагрузки (N/µm)

3.1 Основные положения

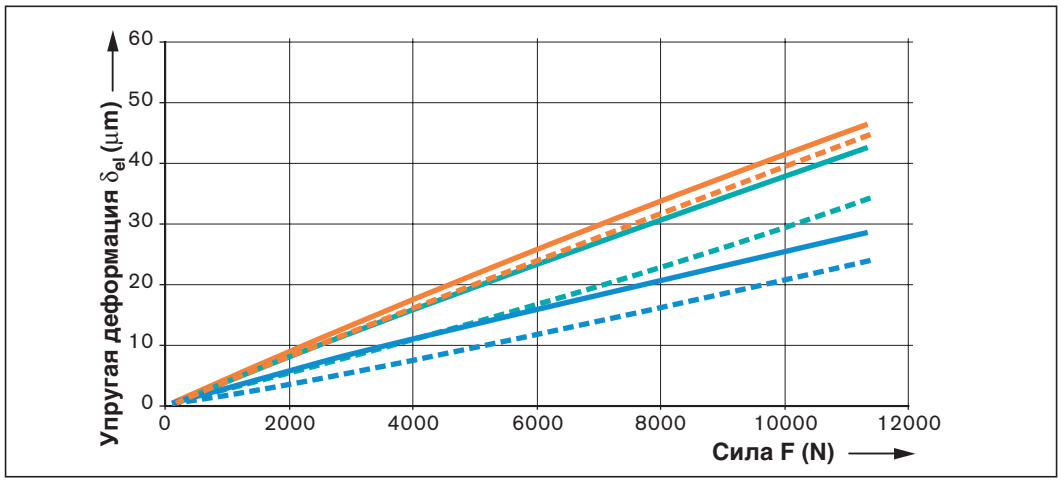
3.1.1 Технология системы

Диаграммы жесткости

Rexroth предоставляет диаграммы жесткости для различных версий кареток и классов предварительного натяга. Работая с этими диаграммами, необходимо учитывать направление нагрузки. Нужно различать нагрузки, действующие вниз (прижимающие нагрузки), вверх (отрывающие нагрузки), а также нагрузки, действующие сбоку. Кроме деформаций, образующихся в результате воздействия нагрузок в этих трех основных осевых направлениях, каретки подвергаются также воздействию угловых деформаций, причиной которых являются нагрузки крутящего момента. Диаграммы для данных угловых деформаций можно получить от Rexroth по заказу.

Деформация под нагрузкой, действующей в трех основных направлениях

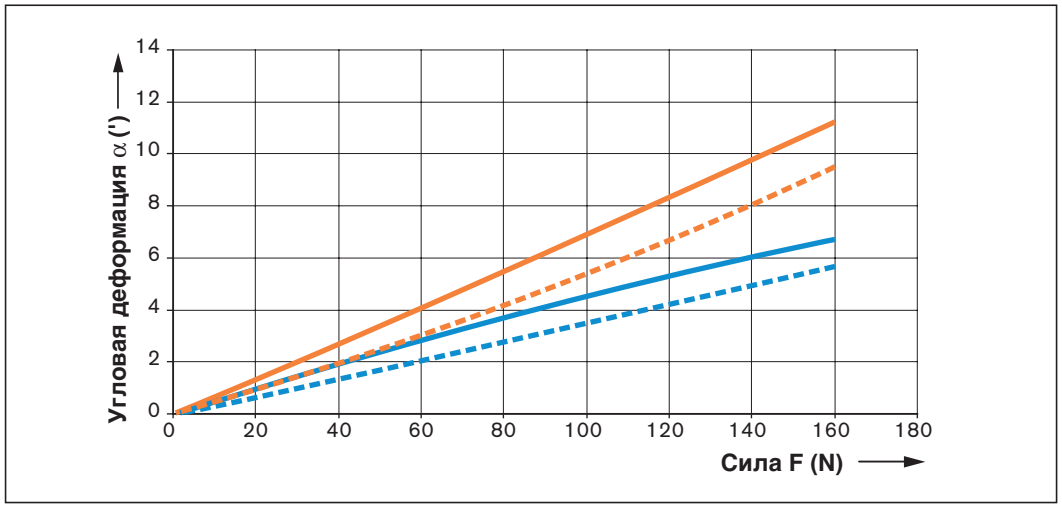
Диаграммы жесткости для трех основных направлений нагружения с предварительным натягом C1 (0.02 C) и C2 (0.08 C). Пример: шариковая каретка, фланцевое исполнение, типоразмер 25.



- C1, прижимающая нагрузка
- C1, отрывающая нагрузка
- C1, боковая нагрузка
- C2, прижимающая нагрузка
- C2, отрывающая нагрузка
- C2, боковая нагрузка

Угловая деформация в условиях нагрузок крутящего момента

Диаграммы жесткости для угловой деформации в условиях действия нагрузок крутящего момента в направлениях раскачки и кивания с предварительным натягом C1 (0.02 C) и C2 (0.08 C). Пример: шариковая каретка, фланцевое исполнение, типоразмер 25



- C1, раскачка
- C1, кивание
- C2, раскачка
- C2, кивание

3.1 Основные положения

3.1.1 Технология системы

3.1.1.5 Точность

Классы точности

Каретки и направляющие рельсы классифицируются по классам точности (более подробная информация приводится на последующих страницах). Каждый класс точности имеет соответствующие допуски, определяющие максимально допустимые отклонения.

Точность по высоте

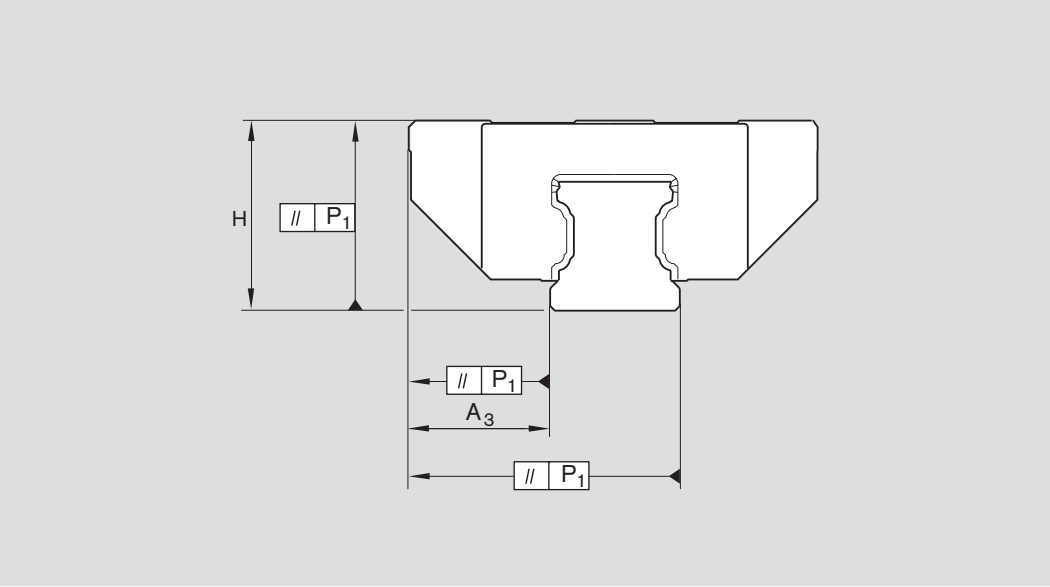
Точность по высоте определяет допустимое отклонение направляющей по оси Z. Размер H между основанием направляющего рельса и основанием каретки может изменяться в пределах допуска, определенного для данного класса точности.

Точность по ширине

Точность по высоте определяет допустимое отклонение направляющей по оси Y. В этом случае поле допуска определяется для размера A_3 между базовой плоскостью направляющего рельса и базовой плоскостью каретки.

Параллельность

Параллельность определяет допустимое отклонение от параллели для пары плоскостей в направляющей. Значение P_1 – это допуск для параллельности между базовыми плоскостями каретки и направляющего рельса.



Размеры H и A_3 и параллельность P_1

H Размер для точности по высоте
A_3 Размер для точности по ширине
P_1 Допуск для параллельности

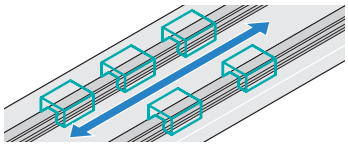
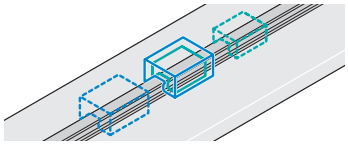
3.1 Основные положения

3.1.1 Технология системы

Допуски для классов точности

Точность по высоте и ширине определяется допусками для размеров H и A_3 в соответствии с классом точности. Допуски точности касаются производственных допусков каретки и направляющего рельса.

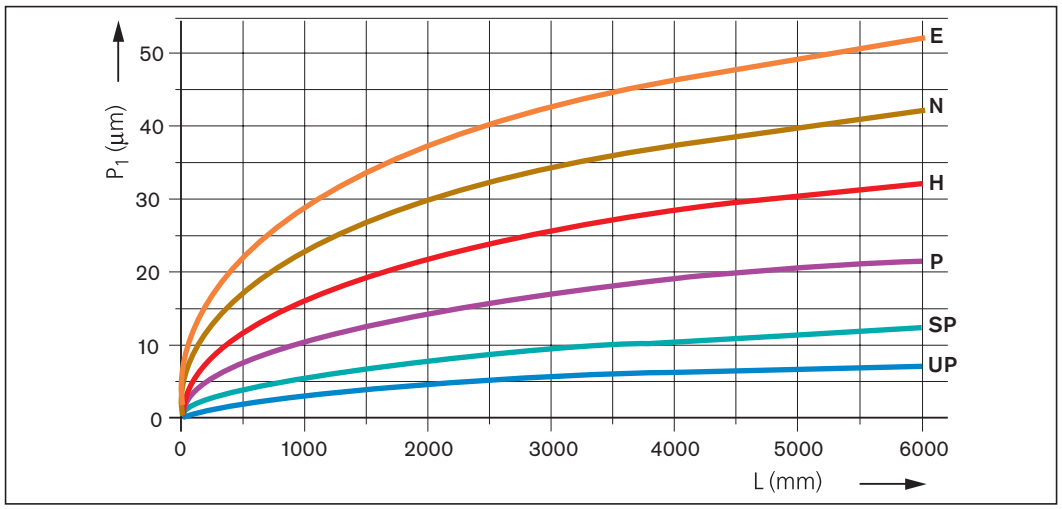
В таблице ниже показаны допуски по высоте и ширине для профильных рельсовых систем.

Классы точности	Допуски[1] размеров H и A_3 (µm)		Макс.разность размеров H и A_3 на одном направляющем рельсе (µm)
	H	A_3	Δ H, Δ A_3
E	± 120	± 70	60
N	± 100	± 40	30
H	± 40	± 20	15
P	± 20	± 10	7
XP[2]	± 11	± 8	7
SP	± 10	± 7	5
UP	± 5	± 5	3
Измеренный в средине каретки	 Для любой комбинации каретки/рельса в любом положении на рельсе		 Для разных кареток в одном и том же положении на рельсе

1) Допуски для комбинаций направляющих рельсов и кареток с разными классами точности по запросу.
2) Комбинация каретки XP и направляющего рельса SP в шариковых рельсовых направляющих.

Отклонение параллельности работающей направляющей

Отклонение параллельности касается производственных допусков направляющих рельсов. Диаграмма ниже показывает максимальное отклонение параллельности P_1 работающей рельсовой направляющей как функции длины направляющего рельса. Эти кривые исходят из того, что соответствующие рельсовые направляющие были смонтированы в идеальных условиях.



Максимальное отклонение параллельности P_1 работающей рельсовой направляющей (измеренное в середине каретки) как функции длины направляющего рельса L

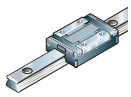
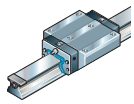
3.1 Основные положения

3.1.1 Технология системы

Классы точности

Классы точности определяют геометрические допуски (т.е. максимальные допустимые отклонения) для рельсовых направляющих в направлениях, указанных выше. Исходные классы точности были впервые определены в DIN 645. Развитие производственных технологий позволило добавить более высокие классы точности к классам, указанным в стандарте. Выбор класса точности для профильных рельсовых направляющих зависит от предполагаемой области применения.

Классы точности профильных рельсовых направляющих Rexroth:

Профильная рельсовая направляющая	Класс точности и описание						
	E eLINE	N Нормальный	H Высокоточный	P Прецизионный	XP eXtra- прецизионный	SP Super-прецизионный	UP Ultra-прецизионный
Шариковая рельсовая направляющая 	–	✔	✔	✔	✔	✔	✔
Миниатюрная шариковая рельсовая направляющая 	–	✔	✔	✔	–	–	–
Шариковая рельсовая направляющая eLINE 	✔	✔	–	–	–	–	–
Роликовая рельсовая направляющая 	–	–	✔	✔	–	✔	✔

Класс точности XP касается только высокопрецизионных шариковых кареток с очень хорошими ходовыми характеристиками. Направляющих рельсов в классе XP нет. Классы точности XP, SP и UP подходят для высокопрецизионных металлорежущих операций, измерительных технологий, высокоточных сканеров, электроэрозионной обработки и т.д.

В роликовых рельсовых направляющих направляющие рельсы также могут поставляться в классе точности GP (соответствует SP, но с дополнительной классификацией согласно допуску по высоте). Направляющие на кулачковых роликах имеют фиксированные допуски.

Прецизионное изготовление

Направляющие элементы изготавливаются с такой высокой точностью, что каретки и направляющие рельсы могут взаимозаменяться без каких-либо проблем. Например, каретка может работать в паре с любым направляющим рельсом того же типоразмера.

Аналогичным образом разные каретки могут использоваться на одном и том же направляющем рельсе. Поэтому каретки могут заказываться отдельно, а затем комбинироваться друг с другом.

3.1 Основные положения

3.1.1 Технология системы

Выбор класса точности

- Для системы с несколькими каретками, расположенными на небольшом расстоянии, рекомендуется выбирать более высокий класс точности для кареток, чем для направляющего рельса. Решающим фактором здесь являются допуски каретки, так как конфигурация с несколькими каретками может привести к предварительному натягу системы.
- Если каретки расположены на большом удалении друг от друга, направляющий рельс должен иметь более высокий класс точности, чем каретки. В этом случае допуски направляющего рельса являются более важными из-за возможных деформационных напряжений, в частности, в системах с несколькими рельсами, установленными параллельно друг другу.

Таблица, показывающая рекомендуемые комбинации каретка/направляющий рельс:

Рекомендуемая комбинация		Классы точности направляющего рельса					
		E	N	H	P	SP	UP
Классы точности кареток	E	✔	✔	–	–	–	–
	N	✔	✔	✔	–	–	–
	H	–	✔	✔	✔	–	–
	P	–	–	✔	✔	✔	–
	XP	–	–	✔	✔	✔	–
	SP	–	–	–	✔	✔	✔
	UP	–	–	–	–	✔	✔

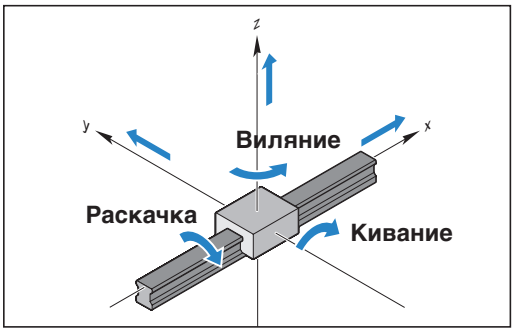
Таблица ниже показывает варианты выбора согласно области применения:

Классы точности		Область применения				Точность
		Манипулирование	Обработка давлением	Обработка резанием	Измерения, Испытания	
E	eLINE	✔	–	–	–	Невысокие требования к точности
N	Нормальный	✔	–	–	–	
H	Высокоточный	✔	✔	✔	✔	
P	Прецизионный	–	✔	✔	✔	
XP	eXtra-прецизионный	–	✔	✔	✔	
SP	Super-прецизионный	–	–	✔	✔	
UP	Ultra-прецизионный	–	–	✔	✔	Экстремально высокие требования к точности

3.1.1.6 Точность хода

Пять степеней свободы

Точность хода профильных рельсовых направляющих определяется пятью из шести возможных степеней свободы.
Это линейные степени свободы по оси Y (отклонения по ширине) и по оси Z (отклонения по высоте), а также вращательные степени свободы вокруг оси X (раскачка), оси Y (кивание) и оси Z (виляние). Так как ось X представляет собой направление, в котором перемещается направляющая, задание точности здесь невозможно.



Осевые и вращательные направления перемещения

3.1 Основные положения

3.1.1 Технология системы

Точность хода

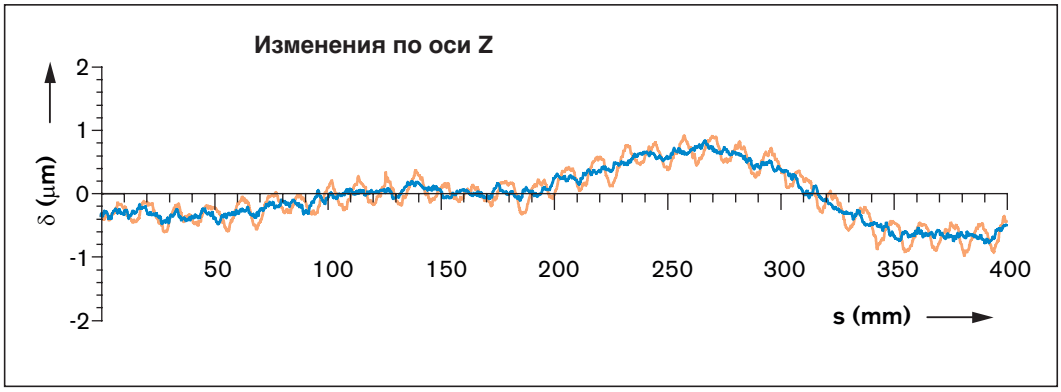
Под геометрической точностью хода понимается действительный ход каретки во время работы.
Перемещение элементов качения во время их рециркуляции влияет на геометрическую точность хода профильных рельсовых направляющих в целом. В частности, здесь нужно обратить внимание на пульсацию элемента качения, которая возникает в результате изменений в распределении нагрузки, когда элементы качения входят в зону нагружения, и соответствующих изменений в количестве элементов качения, реально воспринимающих нагрузку. Геометрические отклонения хода, вызванные пульсацией элементов качения, характеризуются длиной периода отклонений, которая соответствует двум диаметрам элемента качения. Геометрия входной и выходной зон, направляющих элементы качения в зону нагрузки и из неё, оказывает основное воздействие на пульсацию элемента качения.

Вертикальная и горизонтальная волнистость

Геометрическая точность хода зависит также от направляющего рельса. Дополнительно к воздействиям, вызванным изменениями по высоте и ширине, рассмотренными в рамках классов точности, болтовое крепление направляющего рельса может вызвать местные деформации вокруг монтажных отверстий, расположенных вдоль рельса. Это ведет к вертикальной волнистости. Горизонтальная волнистость может вызываться нарушениями прямолинейности направляющего рельса, неправильным монтажом и геометрическими нарушениями соединительных конструкций. Все эти факторы, включая точность присоединяемых конструкций, монтаж и сами элементы качения и рельс, вызывают геометрические изменения хода, в результате чего каретка выполняет микроперемещения во время хода вдоль рельса. Данные микроперемещения характерны и для вращательных степеней свободы (раскачка, кивание, виляние), и для линейных степеней свободы (изменения по высоте и ширине).

Высокопрецизионные исполнения

Шариковые каретки выпускаются в высокопрецизионном исполнении с оптимизированной геометрией в области перехода из зоны нагружения в зону возврата, что обеспечивает особенно высокое качество хода. Такая оптимизированная геометрия является стандартным свойством исполнений XP, SP и UP.



Сравнение изменений по высоте между обычной шариковой кареткой (—) и шариковой кареткой в высокопрецизионном исполнении (—). Пример: типоразмер 35, диаметр шарика 6.35 mm

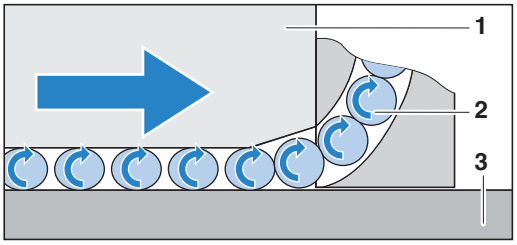
δ = изменения по высоте (µm)
s = ход (mm)

3.1 Основные положения

3.1.1 Технология системы

Геометрия входной зоны обычных шариковых кареток

- Шарики направляются во входную зону по дорожке рециркуляции шариков.
- Когда расстояние между кареткой и рельсом становится меньше диаметра шарика, шарик подвергается воздействию нагрузки (предварительного натяга).
- Предварительный натяг увеличивается во входной зоне и достигает максимума в несущей зоне. Шарики передают силу с каретки на рельс.
- Когда шарики переходят из входной зоны в зону нагружения, на них воздействуют импульсные изменения нагрузки, вызванные изменением геометрии.

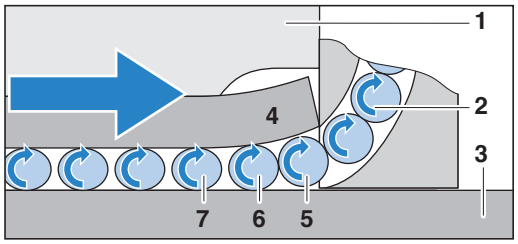


Входная зона в обычных каретках

1 Каретка
2 Элемент качения
3 Направляющий рельс

Геометрия входной зоны высокопрецизионных шариковых кареток

- Шарики направляются во входную зону по дорожке рециркуляции шариков.
- Шарик (5) не нагружается при входе в переходную зону, так как шарик (6) деформирует конец стального сегмента (4). Данная деформация – это сумма упругости самого шарика и упругости неподдерживаемого конца стального сегмента.
- Когда расстояние между стальным сегментом и рельсом становится меньше диаметра шарика, шарик начинает постепенно нагружаться.
- Предварительный натяг постепенно увеличивается до тех пор, пока шарик (7) не достигнет своего максимального предварительного натяга.



Входная зона в высокопрецизионных каретках

1 Каретка
2 Элемент качения
3 Направляющий рельс
4 Стальной сегмент

Шарик деформирует стальной сегмент в такой степени, насколько это нужно для того, чтобы следующий шарик вошел без нагрузки. В этом случае шарик входит в зону нагружения не по жесткому каналу, а по очень плавной гибкой кривой, которая идеально по касательной входит в несущую зону. Очень плавный вход шарика и непрерывная регулировка входной зоны в соответствии с действительной нагрузкой являются большим преимуществом этих высокопрецизионных шариковых кареток.

Оптимизация точности хода

Следующие меры оказывают положительное влияние на геометрический характер хода профильных рельсовых направляющих:

- Использование кареток высокопрецизионных исполнений
- Использование кареток и направляющих рельсов высокого класса точности
- Использование длинных кареток
- Снижение крутящего момента затяжки крепежных болтов рельса.
  Внимание: это может привести к снижению передаваемых сил и моментов.
- Уменьшение расстояния между монтажными отверстиями в направляющих системах, область использования которых требует высокой точности хода и слабых изменений в сопротивлении трения.
- Установка систем с двумя рельсами и, по крайней мере, двумя каретками на рельс
- Использование широких кареток в системах с только одним направляющим рельсом.

Очень высокой точности хода можно добиться, только если присоединяемые конструкции изготовлены с жесткими допусками по форме и положению, а поверхности хорошо обработаны. Данные о требуемых допусках можно получить в Rexroth.

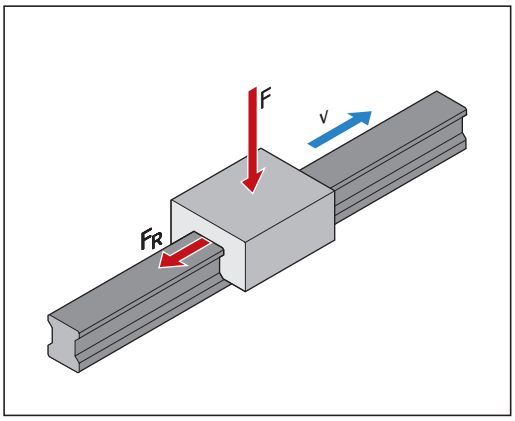
3.1 Основные положения

3.1.1 Технология системы

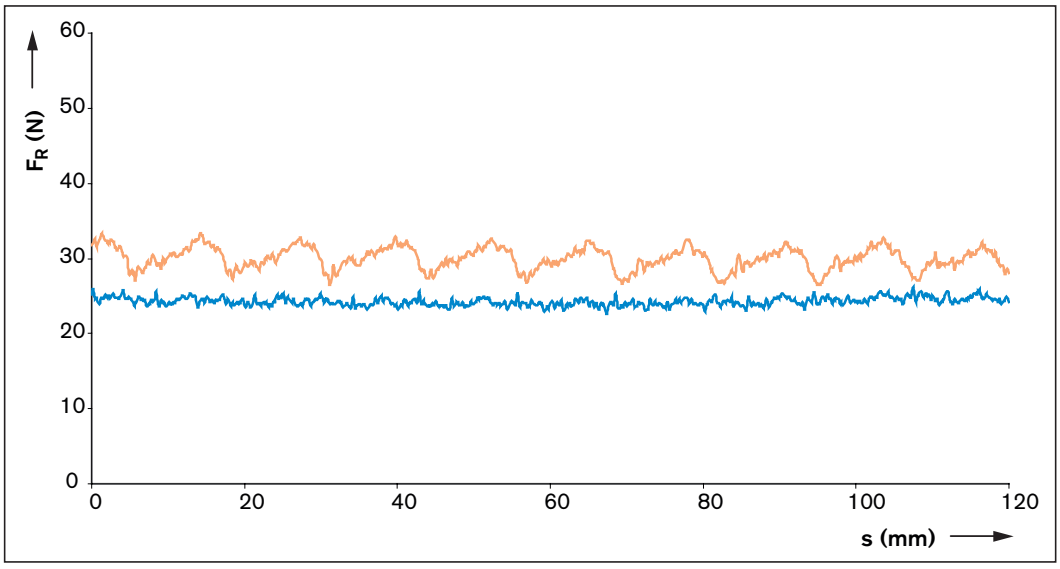
3.1.1.7 Трение

Трение в профильных рельсовых направляющих

Определяя параметры привода, важно знать величину трения. Поэтому на всех профильных рельсовых направляющих производится измерение трения. Значения трения указываются в таблицах в соответствующих каталогах. Данные о трении в специальных областях применения можно получить в Rexroth.
Сопротивление трения каретки может меняться по мере ее перемещения вдоль рельса. Это объясняется разным количеством элементов качения, находящихся в одно время в несущей зоне. Знакопеременная нагрузка и разгрузка элементов качения во время их входа в зону нагружения и выхода из нее также ведет к определенным изменениям.



Сила трения F_R



Измерение трения обычной шариковой каретки (—) и шариковой каретки в высокопрецизионном исполнении (—) при одинаковой нагрузке. Пример: типоразмер 35, диаметр шарика 6.35 mm

F_R = Сила трения (N)
s = Ход (mm)

Уровень трения в специфических профильных рельсовых направляющих зависит от:

- Нагрузки
- Предварительного натяга
- Уплотнения
- Скорости хода
- Смазочного материала
- Температуры каретки

Составляющие трения

Полная величина трения каретки определяется несколькими факторами, включая:

- Трение качения
- Трение скольжения
- Трение смазочного материала
- Трение уплотнений

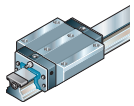
3.1 Основные положения

3.1.1 Технология системы

Трение качения

Трение качения возникает при прохождении нагруженных элементов качения по дорожкам качения. Оно зависит от формы элементов качения (шарики/ролики) и геометрии контакта качения (2-/4-точечный контакт, согласование радиуса, профилирование) – см. главу 2. Разные типы контакта качения дают разные коэффициенты трения.

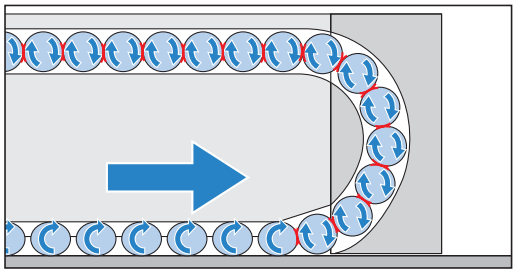
Коэффициенты трения шариковых и роликовых рельсовых направляющих Rexroth для трения качения под нагрузкой, действующей в четырех основных направлениях нагружения:

Профильная рельсовая направляющая	Описание контакта качения	Коэффициент трения μ
Шариковая рельсовая направляющая 	Трение качения шариков с 2-точечным контактом	0,002
Роликовая рельсовая направляющая 	Трение качения цилиндрических роликов	0,0004

Трение качения направляющего элемента увеличивается с увеличением нагрузки. Нагрузка может представлять собой внешнюю или внутреннюю силу. Внешними нагрузками могут быть обрабатывающие силы, вес и силы ускорения. Внутренние нагрузки вызываются предварительным натягом или неправильной установкой.

Трение скольжения

Трение скольжения возникает между элементами качения и пластмассовыми частями в зоне рециркуляции и в зоне возврата (см.рисунок). Пластмассовые части функционируют как поперечные направляющие и как рециркуляционные элементы в торцевых крышках. Для того чтобы трение скольжения между элементами качения и пластмассовыми частями было как можно меньше, Rexroth использует только пластмассовые материалы с очень хорошими свойствами скольжения.



Трение скольжения между элементами качения в зоне рециркуляции и в зоне возврата

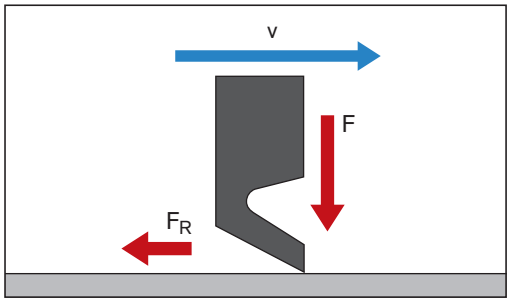
Трение смазочного материала

Трение смазочного материала вызывается вытеснением смазки внутри каретки. Уровень трения в этом случае определяется характеристиками используемой смазки.

Со свежей смазкой, т.е. при запуске и после очередной смазки коэффициент трения кратковременно повышается. Через короткий период приработки он опять снижается.

Трение уплотнений

Торцевые грязесъемники и боковые уплотнения также вызывают трение. Эти уплотнения контактного типа скользят вдоль направляющего рельса, когда каретка находится в движении, увеличивая таким образом общее трение линейной направляющей. Данный тип трения повышается при установке дополнительных (в качестве принадлежностей) уплотнений и торцевых смазочных устройств. В новых направляющих трение имеет самое высокое значение. Но через короткое время приработки сила трения снижается до постоянной величины.



Сила трения F_R, вызванная работой уплотнений

3.1 Основные положения

3.1.2 Выбор изделия

3.1.2.1 Помощь в выборе изделия

Предварительный выбор профильных рельсовых направляющих может производиться по следующему критерию:

- Типоразмеры
- Конструкции кареток
- Характеристики системы
- Соотношение допустимых динамических и статических нагрузок

Типоразмеры

В зависимости от типа профильные рельсовые направляющие могут иметь разные типоразмеры. Каждый типоразмер имеет свою допустимую нагрузку.

В таблицах ниже показаны типоразмеры, предлагаемые фирмой Rexroth (на 2005 г.):

Профильная рельсовая направляющая	Типоразмеры															
	7	9	12	15	20	25	30	32	35	42	45	52	55	65	100	125
Шариковая рельсовая направляющая 	–	–	–	✔	✔	✔	✔	–	✔	–	✔	–	✔	✔	–	–
Миниатюрная шариковая рельсовая направляющая 	✔	✔	✔	✔	✔	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
Шариковая рельсовая направляющая eLINE 	–	–	–	✔	✔	✔	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
Роликовая рельсовая направляющая 	–	–	–	–	–	✔	–	–	✔	–	✔	–	✔	✔	✔	✔
Направляющая на кулачковых роликах 	–	–	–	–	✔	✔	–	✔	–	✔	–	✔	–	–	–	–

Профильная рельсовая направляющая	Типоразмеры для широких профильных рельсовых направляющих				
	20/40	25/70	35/90	55/85	65/100
Широкая шариковая рельсовая направляющая 	✔	✔	✔	–	–
Широкая роликовая рельсовая направляющая 	–	–	–	✔	✔

3.1 Основные положения

3.1.2 Выбор изделия

Конструкции кареток

Каждая область применения предъявляет разные требования к профильным рельсовым направляющим. Для удовлетворения данных требований используются каретки разных конструкций. Следующие коды идентифицируют все конструкции шариковых и роликовых кареток. (Буквы кода взяты из немецких названий изделий).

Данная система не охватывает направляющие на кулачковых роликах ввиду их особой конструкции.

Определение		Аббревиатура (пример)		
		F	N	S
Ширина	Фланцевая **(F)**	F		
	Узкая **(S)**			
	Широкая **(B)**			
Длина	Нормальная **(N)**		N	
	Длинная **(L)**			
	Короткая **(K)**			
Высота	Станд. высоты **(S)**			S
	Высокая **(H)**			
	Низкая **(N)**			

Система идентификации кареток

В таблице ниже показаны виды конструкции кареток для каждой из профильных направляющих систем:

Профильная рельсовая направляющая	**Ширина**	**F**					**S**							**B**	
	Длина	**N**	**N**	**L**	**K**	**K**	**N**	**N**	**N**	**L**	**L**	**K**	**K**	**N**	**L**
	Высота	**S**	**N**	**S**	**S**	**N**	**S**	**N**	**H**	**S**	**H**	**S**	**N**	**N**	**S**
	Аббрев.	**FNS**	**FNN**	**FLS**	**FKS**	**FKN**	**SNS**	**SNN**	**SNH**	**SLS**	**SLH**	**SKS**	**SKN**	**BNN**	**BLS**
															
Шариковая рельсовая направляющая		✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	✔	–
Миниатюрная шариковая рельсовая направляющая		–	–	–	–	–	✔	–	–	✔	–	–	–	–	✔
Шариковая рельсовая направляющая eLINE		✔	–	–	–	–	✔	–	–	–	–	–	–	–	–
Роликовая рельсовая направляющая		✔	–	✔	–	–	–	–	✔	–	✔	–	–	–	✔

3 Профильные рельсовые направляющие

3.1 Основные положения

3.1.2 Выбор изделия

Характеристики системы Требования, предъявляемые к профильным рельсовым направляющим, изменяются в зависимости от их области применения.

Профильная рельсовая направляющая	Несущая способность	Жесткость	Точность	Трение	Максимальная скорость
Шариковая рельсовая направляющая 	+++	++	+++	+++	10 m/s
Миниатюрная шариковая рельсовая направляющая 	++	++	++	+++	5 m/s
Шариковая рельсовая направляющая eLINE 	++	+	++	+++	2 m/s
Роликовая рельсовая направляющая 	+++	+++	+++	++	3 m/s
Направляющая на кулачковых роликах 	+	o	+	+++	10 m/s

Профильная рельсовая направляющая	Характеристики короткого хода	Шум	Требования к смазке	Затраты
Шариковая рельсовая направляющая 	++	+++	++	++
Миниатюрная шариковая рельсовая направляющая 	++	++	+++	++
Шариковая рельсовая направляющая eLINE 	++	++	+++	+++
Роликовая рельсовая направляющая 	+++	++	++	+
Направляющая на кулачковых роликах 	++	+++	+++	++

+++ Очень хорошо
++ Хорошо
+ Удовлетворительно
o Приемлемо

3.1 Основные положения

3.1.2 Выбор изделия

Соотношение динамических и статических нагрузок

Соотношение между несущей способностью каретки и приложенной нагрузкой может использоваться для предварительного выбора типа линейной направляющей. Коэффициент динамической C/F_{max} и статической C_0/F_{0max} нагрузок должен выбираться в соответствии с областью применения.

С его помощью можно произвести расчет необходимой несущей способности, а затем выбрать тип профильной направляющей, типоразмер и конструкцию каретки с помощью таблиц несущей способности, которые приводятся в каталогах.

$$\text{Коэффициент динамической нагрузки} = \frac{C}{F_{max}}$$

C = допустимая динамическая нагрузка (N)
F_{max} = макс. динамическая нагрузка на подшипник наиболее нагруженной каретки (N)

Если статическая нагрузка F_{0max} превышает F_{max}, тогда:

$$\text{Коэффициент статической нагрузки} = \frac{C_0}{F_{0\,max}}$$

C_0 = допустимая статическая нагрузка (N)
$F_{0\,max}$ = макс. статическая нагрузка на подшипник наиболее нагруженной каретки (N)
F_{max} = макс.динамическая нагрузка на подшипник наиболее нагруженной каретки (N)

Если статическая нагрузка F_{0max} меньше F_{max}, коэффициент статической нагрузки определяется с помощью максимальной динамической нагрузки на подшипник:

$$\text{Коэффициент статической нагрузки} = \frac{C_0}{F_{max}}$$

Рекомендуемые значения для коэффициентов нагрузки

В таблице ниже приводятся рекомендации для коэффициентов нагрузки.
Эти значения приводятся просто как рекомендации, отображающие типичные требования заказчика (например, срок службы, точность, жесткость) относительно секторов и областей применения.

Тип машины/промышленный сектор		**C/F_{max}**	**$C_0/F_{0\,max}$**
	Область применения (пример)		
Станки	**Общая**	6 ... 9	> 4
	Токарная обработка	6 ... 7	> 4
	Фрезерование	6 ... 7	> 4
	Шлифование	9 ... 10	> 4
	Гравирование	5	> 3
Оборудование для обработки резины и пластмасс	**Литье под давлением**	8	> 2
Станки для деревообработки	**Пиление, фрезерование**	5	> 3
Монтажная/сборочная технология и промышленные роботы	**Манипулирование**	5	> 3
Масляные гидравлические и пневматические машины	**Подъем/опускание**	6	> 4

3.1 Основные положения

3.1.2 Выбор изделия

3.1.2.2 Процедура выбора изделия

Для того чтобы сделать оптимальный выбор профильных рельсовых направляющих, необходимо рассмотреть многие параметры. Предлагаемая здесь процедура выбора является типовой, но не универсальной. В некоторых случаях, возможно, потребуется изменить последовательность критериев выбора. Часто исходные ситуации бывают разными. Новые проекты, например, дают большую свободу выбора, в то время как модификация существующего оборудования вносит определенные ограничения.

Кроме того, некоторые типы направляющих находят более широкое применение в одних отраслях, чем в других. На начальной стадии выбора в первую очередь необходимо рассмотреть вопрос точности, так как это требование сразу может исключить ряд вариантов. Поэтому мы рекомендуем сначала «пройтись» по всем стадиям выбора и более тесно ознакомиться с возможными опциями, а затем переходить к выбору изделия и расчету номинального срока службы.

Процедура	
Шаг 1	Определить требования
Шаг 2	Выбрать подходящую профильную рельсовую направляющую
Шаг 3	Определить компоновку профильной рельсовой направляющей
Шаг 4	Определить класс предварительного натяга
Шаг 5	Произвести расчет
Шаг 6	Определить класс точности
Шаг 7	Определить оснастку направляющей
Результат	Составление заказного листка с номерами деталей

Шаг 1: Определить требования

Первый шаг выбора профильных направляющих заключается в определении требований и рабочих условий области применения, как показано справа.

Требования
Длина хода
Скорость
Ускорение
Массы
Нагрузки
Точность
Жесткость
Пространство для монтажа
Циклы перемещения
Необходимый срок службы
Окружающие условия
Рабочие условия
Дополнительные функции (измерения, приводы, тормоза)

3.1 Основные положения

3.1.2 Выбор изделия

Шаг 2: Выбрать подходящую профильную рельсовую направляющую

Следующий шаг – это грубый или предварительный расчет предполагаемых нагрузок для отдельных кареток. После этого можно произвести выбор подходящей направляющей (тип, типоразмер и конструкция каретки) с помощью таблиц несущей способности и диаграмм выбора. Значения несущей способности можно найти в соответствующих каталогах Rexroth. Необходимо также учитывать и коэффициенты статических и динамических нагрузок (C_0/F_{0max} и C/F_{max}) на этом этапе. Таблицы выбора были приведены в разделе 3.1.2.1. Они касаются типоразмеров, конструкций кареток и характеристик системы.

Профильные рельсовые направляющие	Аббревиатура	Раздел
Шариковая рельсовая направляющая	ШРН	3.2
Миниатюрная шариковая рельсовая направляющая	Мини-ШРН	3.3
Шариковая рельсовая направляющая eLINE	ШРН eLINE	3.4
Роликовая рельсовая направляющая	РРН	3.5
Направляющая на кулачковых роликах	НКР	3.6

Шаг 3: Определить компоновку профильной рельсовой направляющей

Теперь нужно определить компоновку направляющей (см. раздел 3.1.3). Сначала определите количество кареток и направляющих рельсов. Затем определите монтажное положение (горизонтальный, вертикальный, наклонный, настенный или верхний монтаж). И, наконец, определите способ монтажа и крепления направляющих рельсов и кареток, не забывая о местоположении и использовании базовых кромок.

Компоновочные параметры	Раздел
Количество кареток и направляющих рельсов	3.1.3.1
Монтажное положение	3.1.3.2
Крепление направляющего рельса	3.1.3.3
Крепление каретки	3.1.3.4
Конфигурация присоединяемых конструкций	3.1.3.5

Шаг 4: Определить класс предварительного натяга

Класс предварительного натяга выбирается в соответствии с требуемой жесткостью. Возможность достижения желаемой жесткости можно проверить по диаграммам жесткости. Если такая проверка покажет, что жесткость будет недостаточно высокой, вам нужно будет выбрать новые размерные параметры направляющей. При этом вы можете использовать таблицы с классами предварительного натяга в соответствии с областью применения направляющей.

	Раздел
Выбор класса предварительного натяга	3.1.1.3

3.1 Основные положения

3.1.2 Выбор изделия

Шаг 5: Произвести расчеты

С помощью имеющихся данных произвести расчет коэффициента запаса прочности статической нагрузки. Если вы получите неудовлетворительные результаты, повторите шаги 1-4 и выберите более подходящую направляющую. Rexroth предоставляет специальные расчетные услуги для определения номинального срока службы.

Процедура расчета	Раздел
Определить рабочие условия	3.1.5.2
Нагрузка в виде сил и моментов	3.1.5.3
Комбинированная эквивалентная нагрузка	3.1.5.4
Учет предварительного натяга	3.1.5.5
Эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник	3.1.5.6
Номинальный срок службы	3.1.5.7
Эквивалентная статическая нагрузка на подшипник	3.1.5.8
Коэффициент запаса прочности статической нагрузки	3.1.5.9

Шаг 6: Определить класс точности

Если требования к номинальному сроку службы выполнены, вам нужно определить класс точности. Это в большой степени зависит от предполагаемой области использования направляющей. Для облегчения расчета вы можете использовать соответствующие таблицы и диаграммы.

	Раздел
Выбор класса точности	3.1.1.5

Шаг 7: Определить оснастку направляющей

Последний шаг заключается в выборе периферийных устройств для направляющей. Вам нужно определить систему смазки и периодичность смазки. Также необходимо предусмотреть защиту от воздействия факторов, сокращающих срок службы, т.е. использование соответствующих уплотнений и антикоррозионной защиты.

Направляющие Rexroth могут оснащаться дополнительными функциями, такими как зажимные и тормозные устройства, зубчато-реечные приводы и встроенные измерительные системы.

Определение оснастки направляющей		Раздел
Смазка		3.1.6.1
Уплотнения		3.1.6.2
Антикоррозионная защита		3.1.6.3
Дополнительные функции	Тормозные и зажимные устройства	3.1.6.4
	Зубчато-реечный привод	3.1.6.4
	Встроенная измерительная система	3.7

Результат: Составление заказного листка с номерами деталей

Теперь у вас есть все необходимые данные для заказа, включая номера кареток, направляющих рельсов и необходимых принадлежностей.

3.1 Основные положения

3.1.3 Компоновка профильных рельсовых направляющих

Определение компоновки профильной рельсовой направляющей

В данном разделе рассматривается компоновка рельсовых направляющих. Эта процедура включает в себя несколько стадий, перечисленных в таблице. Различные свойства и характеристики опций компоновки рассматриваются в соответствии с типичными вариантами установки.

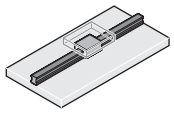
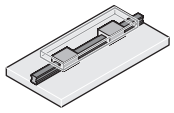
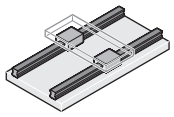
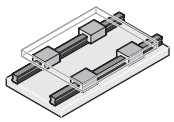
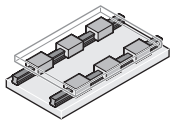
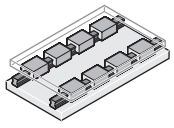
Примечания к процедуре:
Данная процедура компоновки рельсовых направляющих предоставляется фирмой Rexroth только в качестве предложения. Фактическая процедура компоновки будет в сильной степени зависеть от области применения направляющей, и последовательность стадий, возможно, потребует изменения.

Процедура	Раздел
Количество кареток и направляющих рельсов	3.1.3.1
Монтажное положение профильной рельсовой направляющей	3.1.3.2
Установка направляющего рельса	3.1.3.3
Установка каретки	3.1.3.4
Конфигурация присоединяемой конструкции	3.1.3.5

3.1.3.1 Количество кареток и направляющих рельсов

Количество кареток и направляющих рельсов оказывает влияние на системные характеристики направляющей, включая несущую способность, жесткость, геометрию хода, смазку и затраты. Количество установленных кареток также предъявляет определенные требования к общей конструкции станка, например, необходимая точность монтажных и сопряженных поверхностей.

Изменяться может и количество кареток на один направляющий рельс, и количество самих направляющих рельсов. Рядом представлены типичные комбинации:

Количество кареток и рельсов	
Одна каретка – один рельс	
Две каретки – один рельс	
Две каретки – два рельса	
Четыре каретки – два рельса	
Шесть кареток – два рельса	
Восемь кареток – два рельса	

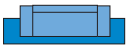
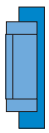
3.1 Основные положения

3.1.3 Компоновка профильных рельсовых направляющих

3.1.3.2 Монтажное положение профильной рельсовой направляющей

Ниже показаны монтажные положения с использованием, в качестве примера, одной каретки и одного рельса. Монтажное положение направляющей зависит от конструкции станка и влияет на работу системы смазки рельсовой направляющей.

Поэтому система смазки должна быть оптимально адаптирована к данному монтажному положению. В соответствующих каталогах приводятся рекомендации по смазке для всех монтажных положений.

Монтажное положение с поворотом вокруг оси X	Монтажное положение с поворотом вокруг оси Y
Горизонтальный монтаж Без вращения вокруг оси X 	Горизонтальный монтаж Без вращения вокруг оси Y 
Наклонный монтаж С поворотом 0° ... 90° вокруг оси X 	Наклонный монтаж С поворотом 0° ... 90° вокруг оси Y 
Настенный монтаж С поворотом 90° вокруг оси X 	Вертикальный монтаж С поворотом 90° вокруг оси Y 
Наклонный монтаж С поворотом 90° ... 180° вокруг оси X 	Наклонный монтаж С поворотом 90° ... 180° вокруг оси Y 
Верхний монтаж С поворотом 180° вокруг оси X 	Верхний монтаж С поворотом 180° вокруг оси Y 

3.1.3.3 Установка направляющего рельса

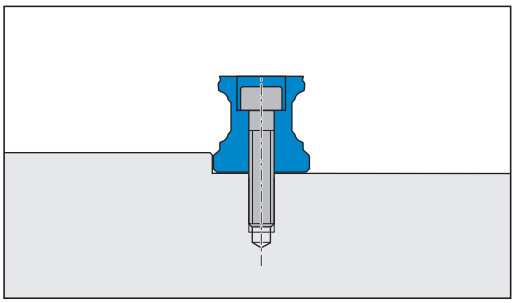
Стандартные направляющие рельсы могут крепиться сверху или снизу винтами с цилиндрической головкой согласно ISO 4762. Рекомендации по типоразмерам и прочности винтов можно найти в соответствующих каталогах. Примеры приведены на следующих страницах.

Призматические направляющие в исполнении типа «ласточкин хвост» могут устанавливаться с помощью упоров или посредством их запрессовки прямо в основание.

Монтаж направляющего рельса сверху

Если направляющие рельсы устанавливаются сверху, монтажные отверстия в верхней части рельса необходимо закрыть. Это предотвратит повреждение уплотнений и сбор загрязнений в отверстиях.
Отверстия можно закрыть с помощью:

- защитной ленты
- пластмассовых монтажных пробок
- стальных монтажных пробок

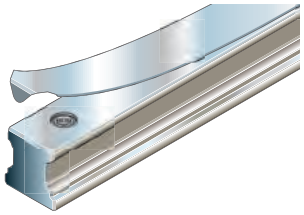
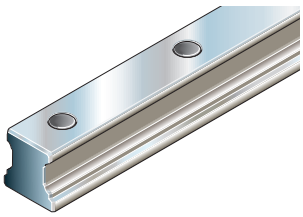
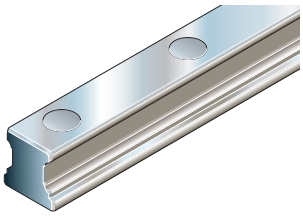


Направляющий рельс, закрепленный сверху

3.1 Основные положения

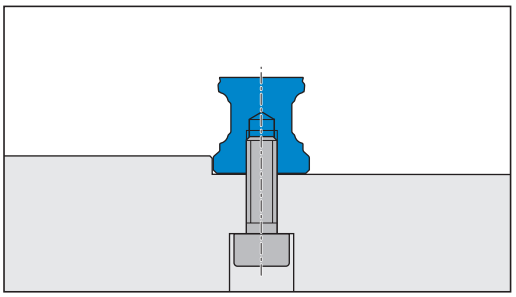
3.1.3 Компоновка профильных рельсовых направляющих

Закрытие монтажных отверстий

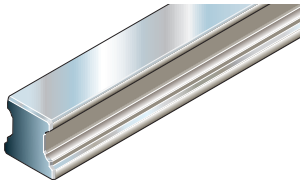
Тип закрытия	Преимущества	Недостатки
Защитная лента		
	▮ Одна лента для всех отверстий ▮ Возможность повторного использования ▮ Взаимозаменяемость ▮ Возможность модифицирования ▮ Быстрый монтаж защелкой ▮ Обеспечивает хорошую герметичность вместе с грязесъемной манжетой в торце каретки	▮ Необходимость крепления концов ленты ▮ Дополнительное место для крепления ленты на торцах рельса
Пластмассовые монтажные пробки		
	▮ Низкая стоимость ▮ Не требуется дополнительное пространство на торцах рельса	▮ Не могут использоваться повторно ▮ Необходимость закрытия каждого отдельного отверстия ▮ Снижение уплотняющего воздействия грязесъемных манжет в торцах каретки ▮ Чувствительность к механическому воздействию ▮ (например, ударам)
Стальные монтажные пробки		
	▮ Высокая прочность ▮ Не требуется дополнительное пространство на торцах рельса ▮ Обеспечивает хорошую герметичность вместе с грязесъемной манжетой в торце каретки ▮ Устойчивость к механическому воздействию (например, ударам)	▮ Не могут использоваться повторно ▮ Необходимость закрытия каждого отдельного отверстия ▮ Трудоемкий монтаж (требуется специальный инструмент) ▮ Очень дорогие

Крепление направляющего рельса снизу

В этом случае закрывать монтажные отверстия не надо. Кроме этого, некоторые типоразмеры рельсовых направляющих Rexroth могут крепиться винтами, прочность которых превышает прочность винтов для монтажа сверху. Это ведет к повышению жесткости системы и увеличению допустимых боковых нагрузок.



Направляющий рельс, закрепленный снизу

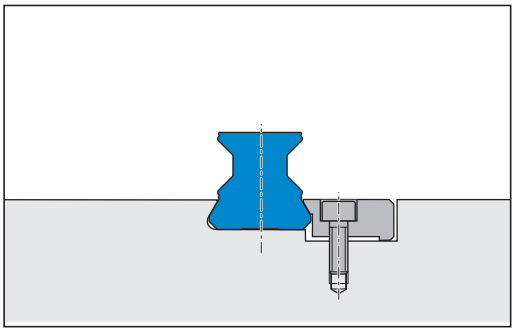
Рельсы для монтажа снизу	Преимущества	Недостатки
	▮ Не нужны защитные ленты ▮ Не нужно дополнительное пространство на торцах рельса ▮ Обеспечивает очень хорошую герметичность вместе с грязесъемной манжетой в торце каретки	▮ Монтаж/демонтаж может быть трудным в зависимости от конфигурации присоединяемых конструкций ▮ Часто это невозможно из-за конструкции станка

3.1 Основные положения

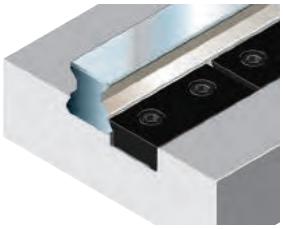
3.1.3 Компоновка профильных рельсовых направляющих

Монтаж призматического направляющего рельса с помощью прижимных деталей

Rexroth предлагает направляющие рельсы в исполнении типа «ласточкин хвост» (призматические направляющие рельсы) для большинства типовых типоразмеров. В этом случае рельс просто вставляется в подготовленное основание и крепится сбоку с помощью привинчиваемых прижимных деталей. Призматические направляющие рельсы с прижимными деталями доступны для роликовых рельсовых систем.

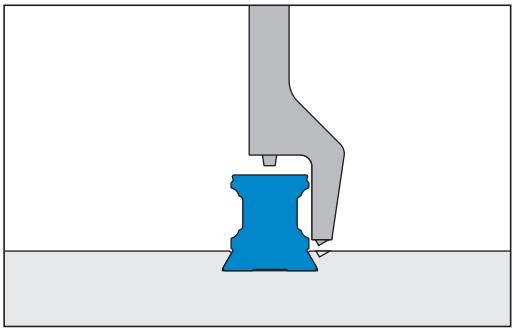


Призматический направляющий рельс с прижимной деталью

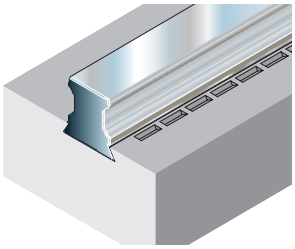
Призматический направляющий рельс с прижимными деталями	Преимущества	Недостатки
	▮ Не нужны защитная лента/ пробки для рельса ▮ Винты не вкручиваются в рельс; отсутствует волнистость ▮ Не требуется дополнительное поперечное крепление ▮ Не требуется дополнительное пространство на торцах рельса	▮ Требуется дополнительное пространство сбоку ▮ Требуются большие силы для подготовки станины станка и монтажа рельсов

Запрессовка призматического направляющего рельса в основании

Призматические направляющие рельсы могут запрессовываться (зачеканиваться) в монтажное основание. Рельс надежно крепится на месте за счет упругой деформации монтажного основания. При этом монтажная подушка должна быть изготовлена из соответствующего материала, например, алюминия. Запрессовка снижает расходы на изготовление присоединяемых конструкций и на монтаж рельса. В наличии имеются запрессовываемые призматические направляющие рельсы для шариковых рельсовых систем.



Запрессованный призматический направляющий рельс

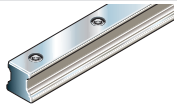
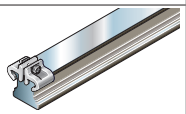
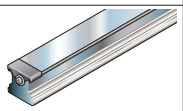
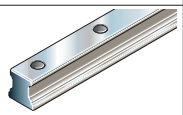
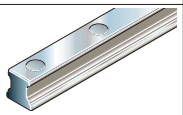
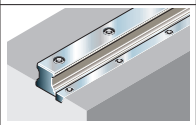
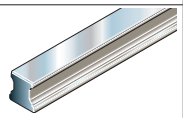
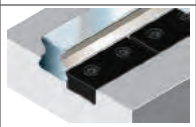
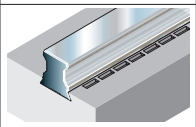
Запрессовка призматического направляющего рельса	Преимущества	Недостатки
	▮ Не нужны защитная лента/ пробки для рельса ▮ Нет крепежных винтов ▮ Быстрый монтаж ▮ Сниженные расходы ▮ Не нужно просверливать отверстия или нарезать резьбу в присоединяемых конструкциях	▮ Требуется дополнительное пространство сбоку ▮ Специальные монтажные инструменты ▮ Снижение допустимых нагрузок в результате использования алюминиевой монтажной подушки

3.1 Основные положения

3.1.3 Компоновка профильных рельсовых направляющих

Сравнение монтажных вариантов и времени монтажа

Выбор типа монтажа рельса зависит от области его применения. В таблице ниже приведено 9 разных монтажных вариантов с указанием времени исполнения каждого варианта. Эта информация касается шарикового направляющего рельса (типоразмер 25, длина рельса 536 мм), устанавливаемого с помощью 9 винтов.

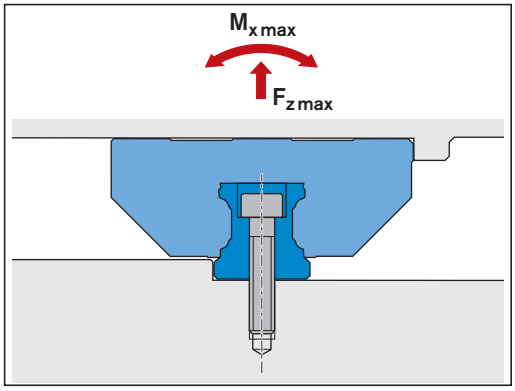
Вариант	Изображение	Описание	Время монтажа в %
1		Направляющий рельс устанавливается сверху. Монтажные отверстия не закрыты. Rexroth не рекомендует использование данного варианта. Он приводится здесь только для сравнения.	100
2		Направляющий рельс устанавливается сверху с защитной лентой. Лента крепится с помощью зажима на каждом торце.	125
3		Направляющий рельс устанавливается сверху с защитной лентой. Лента крепится с помощью привинчиваемых защитных накладок.	130
4		Направляющий рельс устанавливается сверху. Монтажные отверстия закрываются пластмассовыми пробками.	125
5		Направляющий рельс устанавливается сверху. Монтажные отверстия закрываются стальными пробками с помощью специального инструмента.	225
6		Направляющий рельс устанавливается сверху. Дополнительная боковая фиксация обеспечивается с помощью клиновых планок. Этот вариант с открытыми монтажными отверстиями приводится здесь только в целях сравнения.	180
7		Направляющий рельс устанавливается снизу.	130
8		Призматический направляющий рельс устанавливается с помощью прижимных деталей. Так как прижимные детали обеспечивают боковую фиксацию, этот вариант можно сравнить с вариантом 6. Время монтажа здесь намного короче.	130
9		Призматический направляющий рельс, запрессованный в алюминиевую подушку основания.	115

3.1 Основные положения

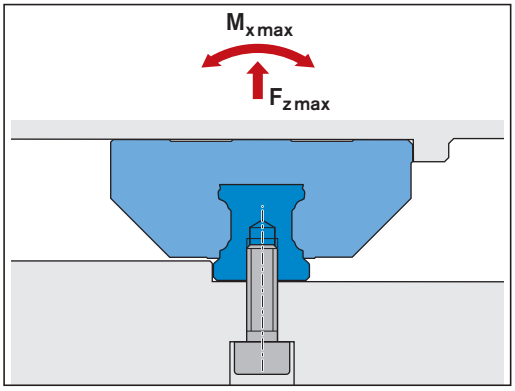
3.1.3 Компоновка профильных рельсовых направляющих

Нагрузка на винтовые соединения направляющих рельсов

Высокая мощность профильных рельсовых направляющих может привести к превышению пределов нагрузки винтовых соединений согласно DIN 645-1. Наиболее критической точкой является винтовое соединение между рельсом и основанием. Если отрывные нагрузки F_z или моменты M_x превышают максимальные допустимые нагрузки $F_{z\,max}$ и моменты $M_{x\,max}$, показанные в таблице, винтовые соединения требуют перерасчета. Допустимые нагрузки приводятся в соответствующих документах. Таблица ниже – это выдержка из каталога шариковых рельсовых направляющих.



Нагрузки на винтовые соединения для направляющих рельсов, закрепленных сверху



Нагрузки на винтовые соединения для направляющих рельсов, закрепленных снизу

В таблице приведены примеры максимальных допустимых значений для отрывных нагрузок и моментов, воздействующих на каретки относительно винтовых соединений направляющих рельсов:

Направляющий рельс	Типоразмер	Статические отрывные нагрузки F_z и моментные нагрузки M_x					
		Короткая каретка FKS, SKS, FKN, SKN		Нормальная каретка FNS, SNS, SNH, FNN, SNN		Длинная каретка FLS, SLS, SLH	
		$F_{z\,max}$ N	$M_{x\,max}$ Nm	$F_{z\,max}$ N	$M_{x\,max}$ Nm	$F_{z\,max}$ N	$M_{x\,max}$ Nm
Закрепленный сверху	**20**	10 000	90	11 700	106	13 400	121
	25	14 600	154	17 100	180	19 500	205
	30	–	360	32 400	420	37 100	480
Закрепленный снизу	**20**	–	128	16 500	149	18 900	170
	25	14 300	150	16 700	170	19 100	200
	30	–	350	31 700	410	36 200	470

Пример значений, взятых из каталога шариковых рельсовых направляющих

Приведенные в таблице значения действительны при следующих условиях:

- Качество крепежного винта 12.9
- Винты затянуты с указанным крутящим моментом
- На винты нанесен тонкий слой масла
- Рельсы крепятся к стальному или чугунному основанию
- Глубина ввинчивания составляет, по крайней мере, 2x диаметра резьбы
- Для винтов качества 8.8 может применяться коэффициент аппроксимации 0.6.

Если на направляющую воздействует какая-либо боковая нагрузка, винтовые соединения должны дополнительно проверяться на поперечную прочность (см.раздел 3.1.3.5).

3.1 Основные положения

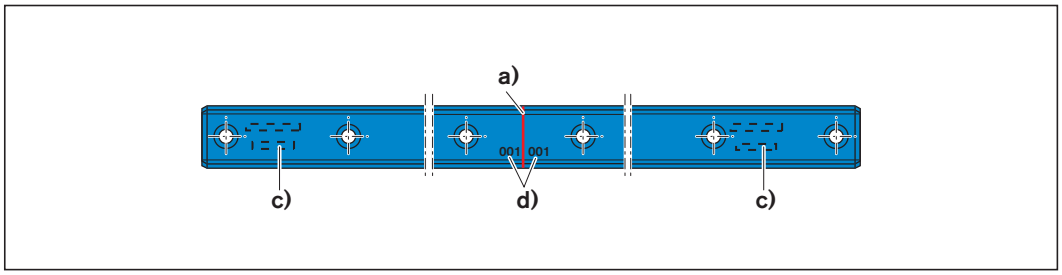
3.1.3 Компоновка профильных рельсовых направляющих

Составные направляющие рельсы

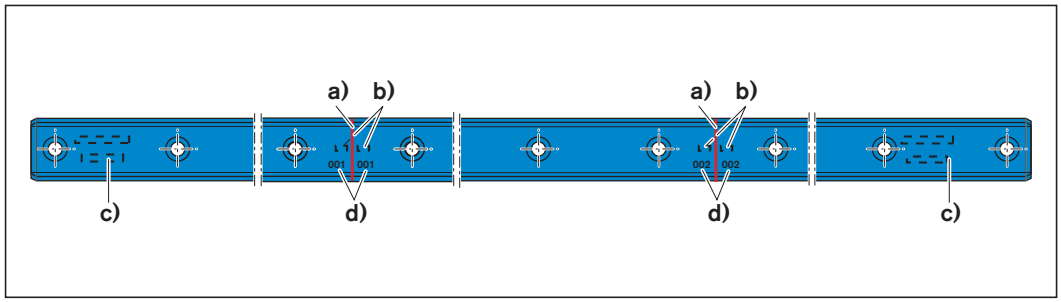
Цельные направляющие рельсы могут поставляться только до определенной максимальной длины, которая зависит от типа, типоразмера и конфигурации профильной рельсовой направляющей. Если потребуются рельсы большей длины, они могут быть поставлены как составные рельсы из нескольких подходящих друг к другу секций. Торцы рельсовых секций обрабатываются так, чтобы обеспечить бесшовный переход на стыках, обеспечивающий полную несущую способность.

Идентификация составных направляющих рельсов

В составных рельсах полный идентификационный код наносится на первую и последнюю рельсовую секцию. На стыках (a) указывается номер (d), идентифицирующий специфический стык. Кроме этого на них указывается порядковый номер рельса (b), который поможет произвести установку секций в правильном порядке.



Направляющий рельс, состоящий из двух секций



Направляющий рельс, состоящий из трех или более секций

a) Стык
b) Порядковый номер рельса
c) Полная идентификация рельса на первой и последней секциях
d) Номер стыка

3.1 Основные положения

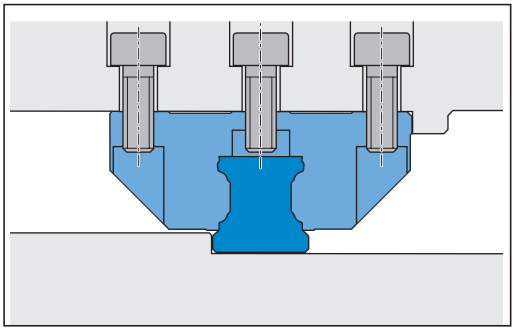
3.1.3 Компоновка профильных рельсовых направляющих

3.1.3.4 Установка каретки

Как и в случае с направляющими рельсами, крепление кареток может производиться сверху или снизу. При этом каретка должна соответствовать выбранному способу установки (см. ниже). При необходимости каретки могут дополнительно крепиться с помощью штифтов.

Крепление каретки сверху

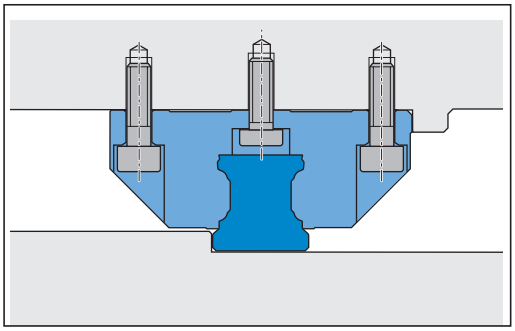
Все каретки имеют стандартизированные резьбовые монтажные отверстия для крепления сверху. Эти отверстия имеют метрическую резьбу 4, 6 или 9. Количество отверстий и их расположение зависит от типа, типоразмера и исполнения каретки.



Пример крепления сверху

Крепление каретки снизу

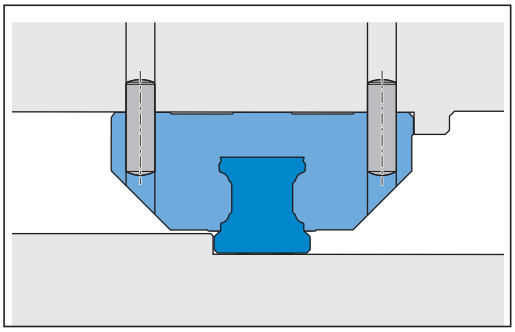
Фланцевые версии кареток допускают их крепление снизу. При этом расположение отверстий имеет стандартизированную схему. Для средних монтажных отверстий подходят только винты с цилиндрической низкой головкой согласно DIN 6912.



Пример крепления снизу

Крепление кареток штифтами

Для повышения поперечной жесткости каретки могут дополнительно крепиться штифтами. Положения отверстий под штифты указывается в соответствующих каталогах. В этих местах уже могут иметься технологические отверстия, которые можно рассверлить дальше. Для дополнительного крепления кареток могут использоваться закаленные конусные или цилиндрические штифты согласно ISO 8734.



Дополнительное крепление штифтами

3.1 Основные положения

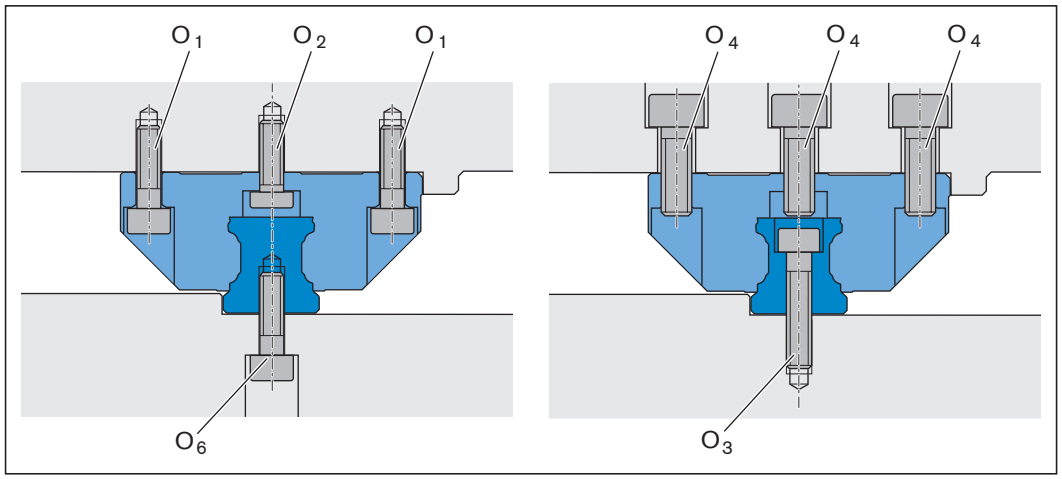
3.1.3 Компоновка профильных рельсовых направляющих

3.1.3.5 Конфигурация присоединяемых конструкций

Допустимые боковые нагрузки без боковой фиксации

Если предполагаются боковые нагрузки, важно убедиться, что выбранные резьбовые соединения способны передавать эти силы. Такие проверки можно выполнить с помощью таблиц, имеющихся в соответствующих каталогах. В таблицах указаны типоразмерно-ориентированные значения допустимых боковых нагрузок без поперечной фиксации. Эти значения указываются в отношении динамических допустимых нагрузок C. При превышении максимально допустимых значений требуется усиление в форме базовой кромки, поперечной фиксации или штифтового крепления.

Таблица ниже показывает данные, взятые в качестве примера из каталога шариковых рельсовых направляющих.



Примеры крепежных винтов, используемых для установки кареток и направляющих рельсов

Пример :
Каретку FNS, типоразмер 25 нужно закрепить сверху с помощью 6 цилиндрических винтов (O_4, M8 x 20, класс прочности 12.9 согласно ISO 4762). Направляющий рельс также нужно закрепить сверху с помощью цилиндрических винтов (O_3, M6 x 30, класс прочности 12.9 согласно ISO 4762).

Типоразмер	Типоразмеры винтов				
	Каретка			Направляющий рельс	
	O_1 ISO 4762 4 шт.	O_2 DIN 6912 2 шт.	O_4 ISO 4762 6 шт.	O_3 ISO 4762	O_6 ISO 4762
20	M5x16	M5x12	M6x16	M5x25	M6x16
25	M6x20	M6x16	M8x20	M6x30	M6x20
30	M8x25	M8x16	M10x20	M8x30	M8x20

Класс прочности винтов	Допустимая боковая нагрузка без поперечной фиксации				
	Каретка			Направляющий рельс	
	O_1	O_2	O_4	O_3	O_6
8.8	11 % C	15 % C	23 % C	6 % C	6 % C
12.9	18 % C	22 % C	35 % C	10 % C	10 % C

Значения взяты в качестве образцов из каталога шариковых рельсовых направляющих

Результат:
Максимальная боковая нагрузка, воздействию которой может подвергаться каретка, составляет 0.35 C (35% C). Винты, используемые для крепления рельса, могут обеспечить передачу до 0.10 C (10% C) без базовой кромки или поперечной фиксации. Более высокая нагрузка требует использования базовой кромки, поперечной фиксации или крепления штифтами.

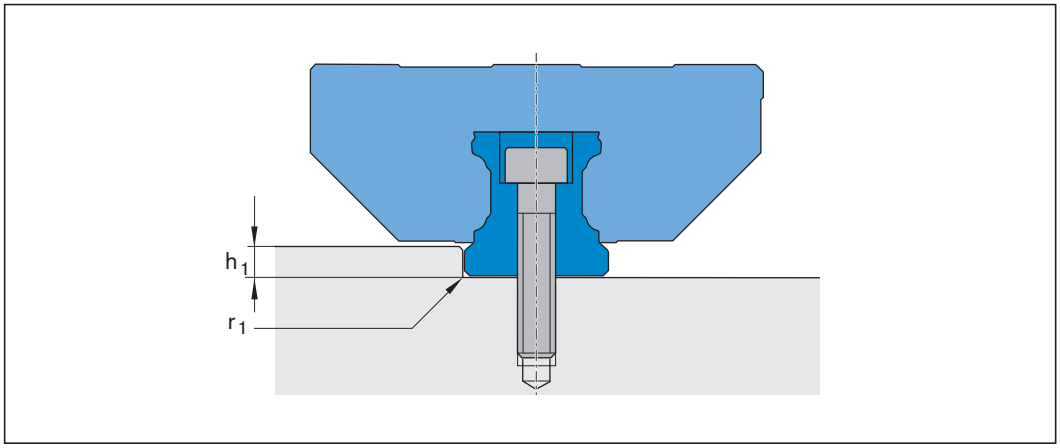
3.1 Основные положения

3.1.3 Компоновка профильных рельсовых направляющих

Базовые кромки

Чтобы обеспечить точный и легкий монтаж, а также передачу высоких боковых нагрузок, конструкция, примыкающая к направляющему рельсу должна иметь базовую кромку. Высота h_1 и радиус r_1 базовой кромки указываются в каталогах. Для высоты базовой кромки определено поле допуска с минимальными и максимальными значениями. Соблюдение данных допусков обеспечивает достаточный зазор между зафиксированным основанием и подвижной кареткой. Радиус r_1 – это максимальное значение, гарантирующее беспроблемный монтаж направляющего рельса со скошенной кромкой.

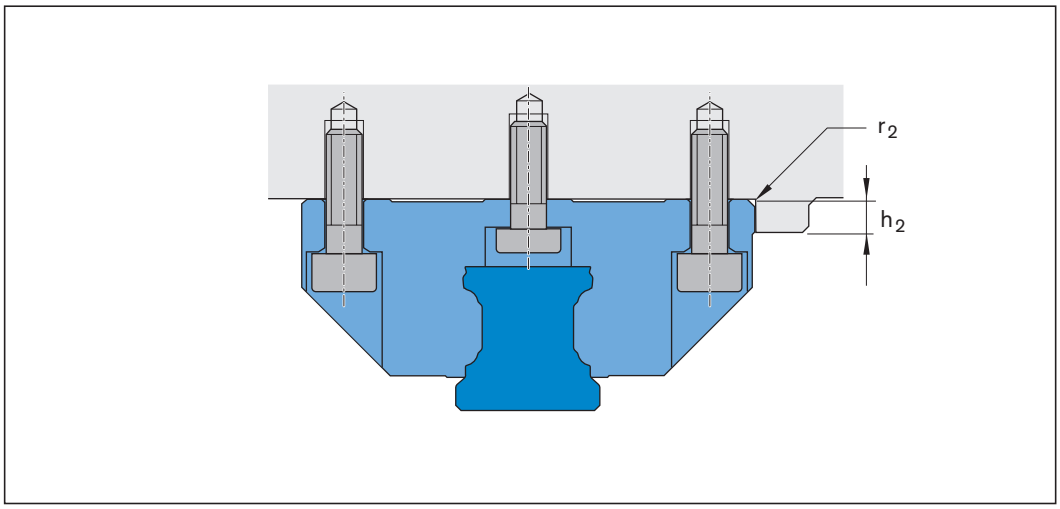
Базовые кромки в основании станины



Базовая кромка в основании станины

Базовые кромки оснастки каретки

Базовые кромки могут быть полезны для кареток так же, как и для направляющих рельсов. Они упрощают монтаж оснастки и делают его более точным, а также способствуют восприятию высоких боковых нагрузок. Высота h_2 и радиус r_2 должны учитываться при разработке примыкающих конструкций. Высота h_2 базовой кромки обеспечивает передачу боковых нагрузок без всяких проблем. Необходимые значения можно найти в соответствующих каталогах.



Базовая кромка оснастки каретки

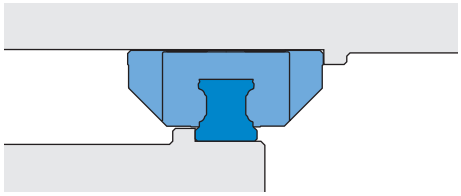
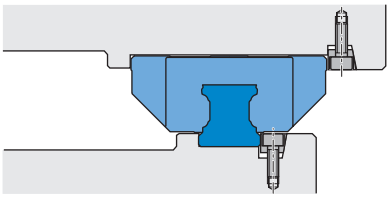
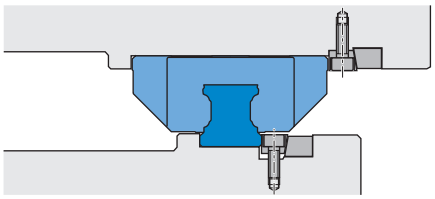
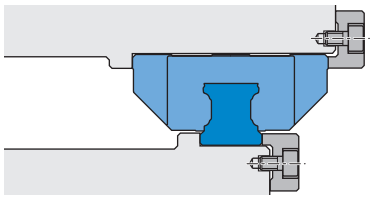
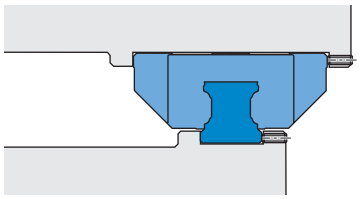
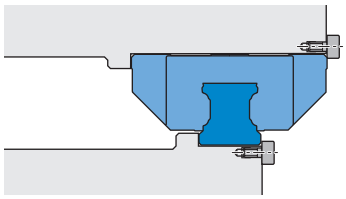
3.1 Основные положения

3.1.3 Компоновка профильных рельсовых направляющих

Боковое крепление

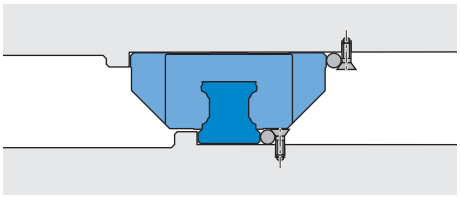
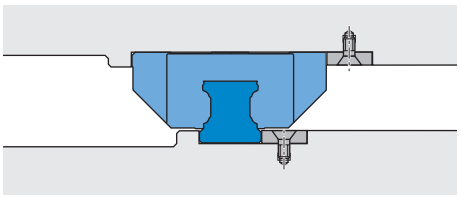
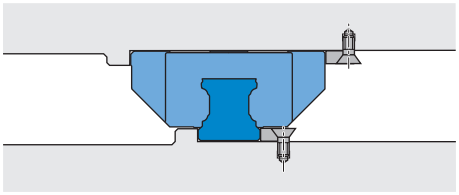
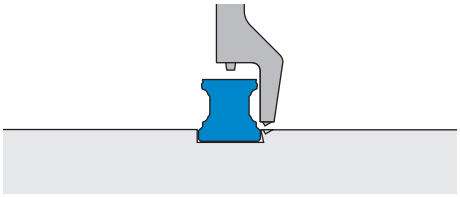
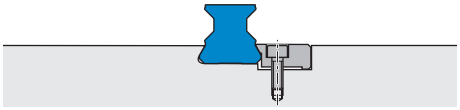
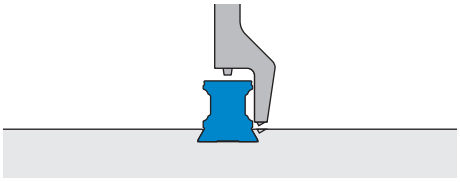
Боковое крепление способствует передаче более высоких боковых нагрузок и поддерживает точную центровку профильных рельсовых направляющих. В конфигурациях с несколькими направляющими рельсами базовая кромка должна быть предусмотрена для главного направляющего рельса. Это в значительной степени способствует центровке других направляющих рельсов. Это касается и кареток.

Различные элементы могут использоваться для обеспечения дополнительного бокового крепления на противоположной стороне. Эти элементы подходят также для восприятия боковых нагрузок. Однако в этом случае допустимые боковые нагрузки будут в сильной степени зависеть от типа или конструкции выбранного крепежного элемента. Всегда должна проверяться прочность этих элементов.

Вариант	Тип бокового крепления	
1	**Базовая кромка для каретки и направляющего рельса**	
2	**Клиновая рейка**	
3	**Двойная клиновая рейка**	
4	**Прижимная планка**	
5	**Регулировочный винт**	
6	**Зажимной винт**	

3.1 Основные положения

3.1.3 Компоновка профильных рельсовых направляющих

Вариант	Тип бокового крепления	
7	**Вал с винтом с потайной головкой**	
8	**Зажим с винтом с потайной головкой**	
9	**Зажим с конической зенковкой**	
10	**Запрессованный рельс**	
11	**Призматический направляющий рельс с прижимной деталью**	
12	**Запрессованный призматический направляющий рельс**	

Местоположение базовых кромок и элементов бокового крепления

Выбирая компоновку и количество базовых кромок и/или элементов бокового крепления для направляющих рельсов и кареток, учитываться должны следующие факторы:

- Нагрузка
- Точность
- Способ монтажа
- Геометрия

Дополнительным фактором являются затраты, которые должны всегда рассчитываться при выборе способа бокового крепления. Затраты включают расходы на закупку, изготовление и установку этих элементов.

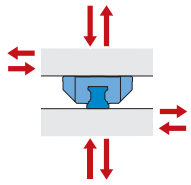
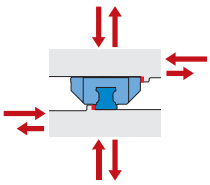
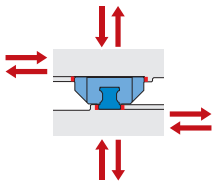
3.1 Основные положения

3.1.3 Компоновка профильных рельсовых направляющих

Нагрузки

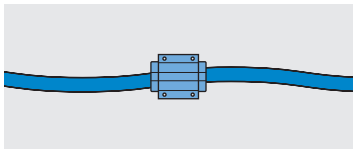
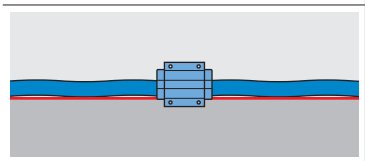
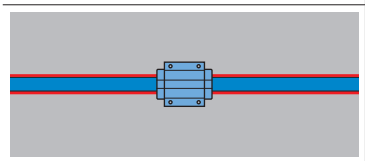
Количество и расположение боковых базовых кромок зависит от величины и направления нагрузок, воздействующих на направляющую. Базовые кромки или дополнительное боковое крепление требуется при превышении допустимых боковых нагрузок (см. 3.1.3.5). Базовые кромки и боковое крепление повышают также жесткость системы. Поэтому данное усиление рекомендуется при работе системы в условиях ударных нагрузок и вибрации.

Для передачи боковых нагрузок базовые кромки должны размещаться согласно силовому потоку в системе. Чисто вертикальные нагрузки (отрывающие и прижимающие) не влияют на расположение базовых кромок. Исключением является призматический направляющий рельс, где боковое крепление является частью монтажа. Для ясности ниже приведен ряд примеров:

Нагрузки	Базовые кромки	Свойства
	▮ Без базовых кромок ▮ Установка каретки и направляющего рельса без базовых кромок	Подходит для передачи малых боковых нагрузок, которые могут передаваться через винтовые соединения
	▮ Две базовые кромки ▮ Установка каретки и направляющего рельса с одной базовой кромкой для каждого (на противоположных сторонах)	Подходит для передачи высоких боковых нагрузок в одном направлении
	▮ Четыре базовые кромки ▮ Установка каретки и направляющего рельса с двумя базовыми кромками для каждого (дополнительное боковое крепление в каждом случае)	Подходит для передачи знакопеременных боковых нагрузок. Более высокие нагрузки должны передаваться через базовые кромки.

Точность

Несмотря на то, что сами нагрузки не всегда нуждаются в базовых кромках, последние часто нужны при установке направляющего рельса для обеспечения требуемой точности всей системы.

Иллюстрация	Точность	Свойства
	▮ Без базовых кромок ▮ От низкой до высокой точности (в зависимости от способа монтажа)	Точность зависит от прямолинейности рельса. Более высокой точности можно добиться центровкой во время монтажа рельса.
	▮ Одна базовая кромка ▮ Высокая точность	Точность зависит от точности прижатия к базовой кромке во время монтажа и от прямолинейности базовой кромки.
	▮ Две базовые кромки ▮ Очень высокая точность	Точность зависит от точности монтажа, а также от прямолинейности базовой кромки и бокового крепления.

Примечание: отклонения прямолинейности направляющего рельса на рисунке специально преувеличены.

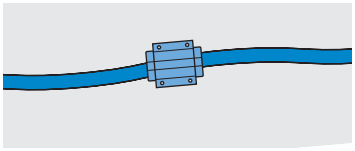
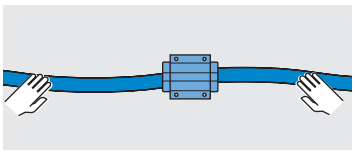
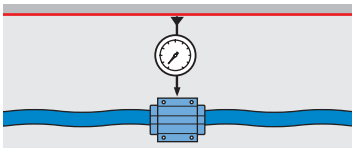
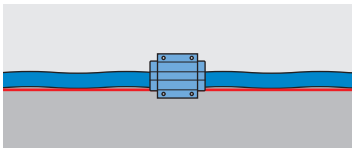
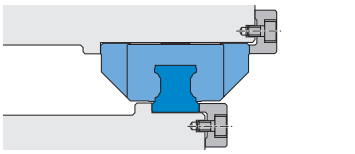
3.1 Основные положения

3.1.3 Компоновка профильных рельсовых направляющих

Монтаж

Как сказано выше, точный монтаж может повысить точность направляющей. Если направляющий рельс прецизионно отцентрирован перед зажимом крепежных винтов, вы можете отказаться от базовых кромок.

Решая вопрос необходимости и места размещения базовых кромок, тщательно изучите требования к монтажу. Планируя процедуру монтажа, ознакомьтесь с монтажными инструкциями, специфическими для изделия.

Иллюстрация	Описание	Свойства
	▮ Без центровки ▮ Не допустимо!	Без точности
	▮ Ручная центровка ▮ Не рекомендуется!	Низкая точность
	▮ Центровка с помощью вспомогательных средств (индикатор часового типа, монтажная каретка) на базовой плоскости	От умеренной до высокой точности
	▮ Центровка посредством прижатия рельса к базовой кромке, без бокового крепления	Высокая точность
	▮ Центровка к базовой кромке, с боковым креплением.	Очень высокая точность

Примечание: отклонения прямолинейности направляющего рельса на рисунке специально преувеличены.

Геометрия

Базовые кромки, элементы бокового крепления и их монтажные приспособления требуют дополнительного пространства.

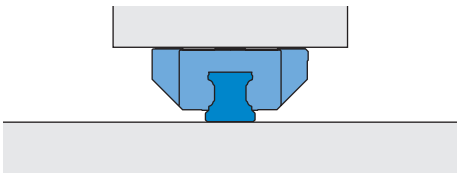
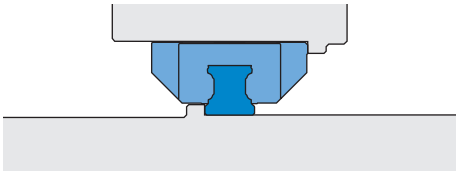
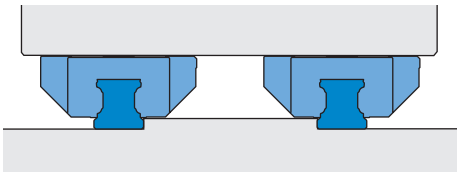
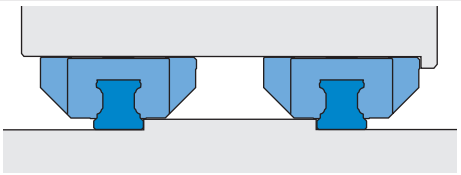
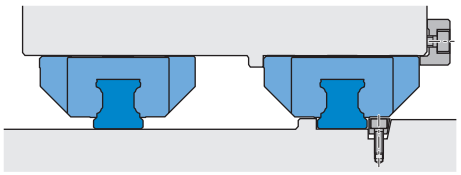
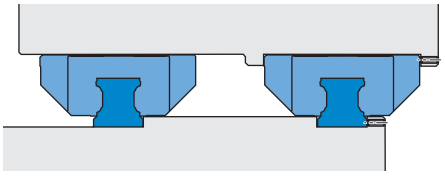
Поэтому использование базовых кромок и боковых креплений нужно проверить на совместимость с конструкцией станка.

3.1 Основные положения

3.1.3 Компоновка профильных рельсовых направляющих

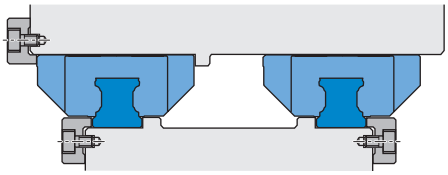
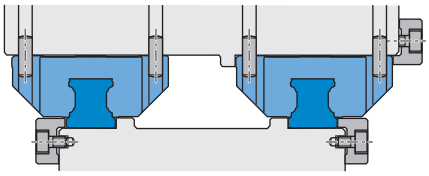
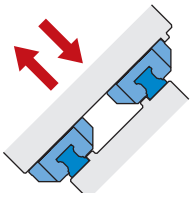
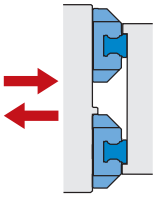
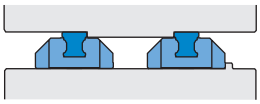
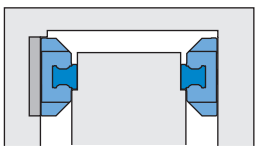
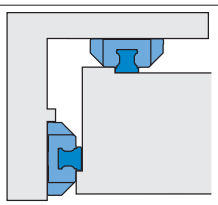
3.1.3.6 Возможные варианты установки

На рисунках ниже показаны типичные варианты монтажа, отражающие компоновку, монтажное положение, способ установки и критерий конструктивной разработки. Большинство из них относятся к области применения с использованием 2 рельсов и 4 кареток, которая представляет собой чаще всего используемую комбинацию. Данные примеры приведены в качестве конструкторской помощи и показывают широкие возможности практического применения различных вариантов установки.

Вариант	Описание варианта установки	
1	▮ Без базовых кромок ▮ Для высоких отрывающих и прижимающих нагрузок ▮ Возможны малые боковые нагрузки ▮ Трудоемкий монтаж	
2	▮ Каретка и направляющий рельс с одной базовой кромкой каждый (с противоположных сторон) ▮ Допускаются более высокие нагрузки с одного направления ▮ Легкий монтаж с помощью базовой кромки ▮ Высокая точность	
3	▮ Оба направляющих рельса с одной базовой кромкой ▮ Каретки без базовых кромок	
4	▮ Оба направляющих рельса с одной базовой кромкой ▮ Одна каретка с базовой кромкой ▮ Легкий монтаж ▮ Высокая точность ▮ Подходит для высоких боковых нагрузок с одного направления	
5	▮ Каретка и направляющий рельс с одной стороны с базовой кромкой и боковым креплением ▮ Каретка с базовой кромкой воспринимает все боковые нагрузки ▮ Для высоких нагрузок с обоих направлений ▮ Легкий монтаж	
6	▮ Первый направляющий рельс с базовой кромкой, второй с базовой кромкой и боковым креплением ▮ Каретка с базовой кромкой и боковым креплением воспринимает боковые нагрузки ▮ Высокая точность	

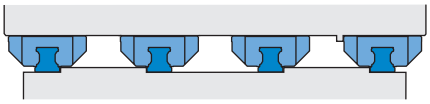
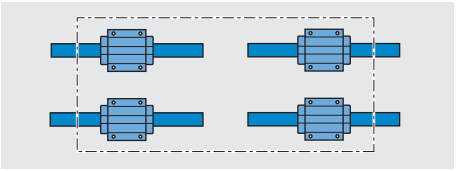
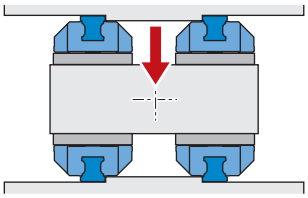
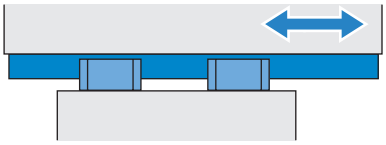
3.1 Основные положения

3.1.3 Компоновка профильных рельсовых направляющих

Вариант	Описание варианта установки	
7	▮ Одна каретка и два направляющих рельса жестко закреплены через базовую кромку и боковое крепление ▮ Допустимы высокие боковые нагрузки ▮ Очень высокая точность	
8	▮ Каретки и направляющие рельсы жестко закреплены через базовые кромки и боковое крепление. ▮ Дополнительное штифтовое крепление к крепежным винтам для очень высоких боковых нагрузок. ▮ Очень высокая точность.	
9	▮ Наклонная установка с поворотом на 45° вокруг оси X ▮ Для очень высоких нагрузок, действующих под углом 45°	
10	▮ Вертикальная установка с поворотом на 90° вокруг оси X (настенный монтаж) ▮ Оба направляющих рельса с базовой кромкой ▮ Для высоких горизонтальных нагрузок ▮ Высокая точность	
11	▮ Верхняя установка с поворотом на 180° вокруг оси X ▮ Для основных вертикальных нагрузок ▮ Допускаются более высокие боковые нагрузки с одного направления	
12	▮ Для нагрузок, действующих в основном сверху и сбоку ▮ Небольшое пространство ▮ Высокая трудоемкость ▮ Требуется промежуточная пластина	
13	▮ Для основных горизонтальных нагрузок ▮ Небольшое пространство ▮ Высокая трудоемкость ▮ Требуется промежуточная пластина	
14	▮ Компоновка “L” для восприятия моментных нагрузок ▮ Высокая моментная жесткость	

3.1 Основные положения

3.1.3 Компоновка профильных рельсовых направляющих

Вариант	Описание варианта установки	
15	▮ Четыре направляющих рельса для восприятия очень тяжелых нагрузок ▮ Очень высокая жесткость	
16	▮ Короткое расстояние хода в относительно большом станке ▮ Четыре коротких рельса	
17	▮ Очень высокая жесткость с нагрузкой, действующей по центру ▮ Очень высокая трудоемкость ▮ Требуется промежуточная пластина	
18	▮ Направляющий рельс перемещается ▮ Каретки неподвижны	

3.1 Основные положения

3.1.4 Примечания к конструкции

В данном разделе содержится информация для инженеров-конструкторов о планировании и установке профильных рельсовых направляющих. Подробно рассматриваются следующие темы:

- Монтажные допуски
- Рекомендации по созданию экономичных конструкций

3.1.4.1 Монтажные допуски

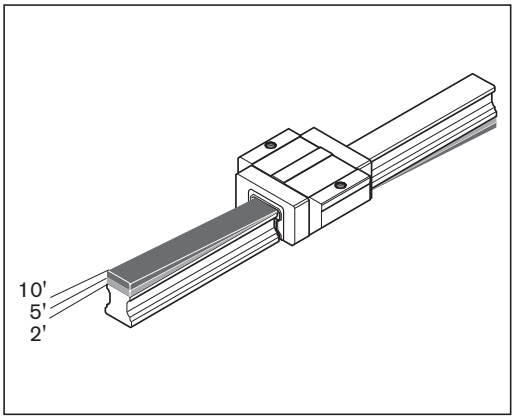
Чтобы обеспечить нормальное функционирование профильных рельсовых направляющих, необходимо соблюдать определенные допуски. Отклонение от заданных значений может привести к сокращению срока службы направляющих. Однако если отклонения не выходят за пределы соответствующих допусков, их влияние на срок службы может игнорироваться.

Монтажные допуски касаются:

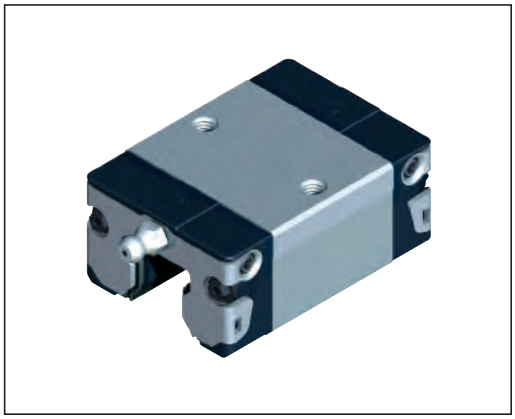
- Отклонений по высоте
- Параллельности установленных рельсов
- Допусков для разных вариантов установки
- Поверхностной отделки

Отклонения по высоте

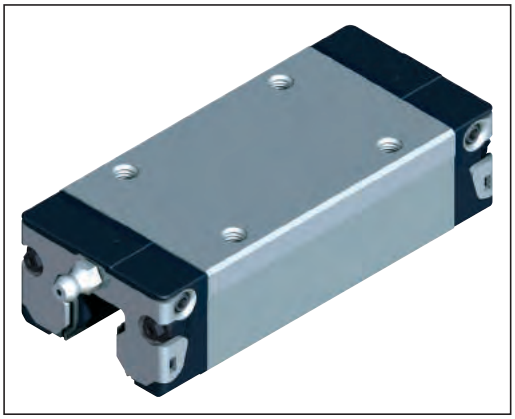
Отклонения по высоте имеют определенные допуски для продольных и поперечных направлений. Эти допуски могут изменяться в зависимости от конструкции кареток. Самоцентрирующиеся каретки «Супер» и каретки, изготовленные из алюминия, могут компенсировать большие отклонения, чем каретки, изготовленные из стали. Пределы допуска зависят также от исполнения каретки (например, длинная или короткая). Специфическую информацию можно найти в соответствующих каталогах.



Способность самоцентровки в каретках «Супер»



Короткая шариковая каретка (SKS)



Длинная шариковая каретка (SLS)

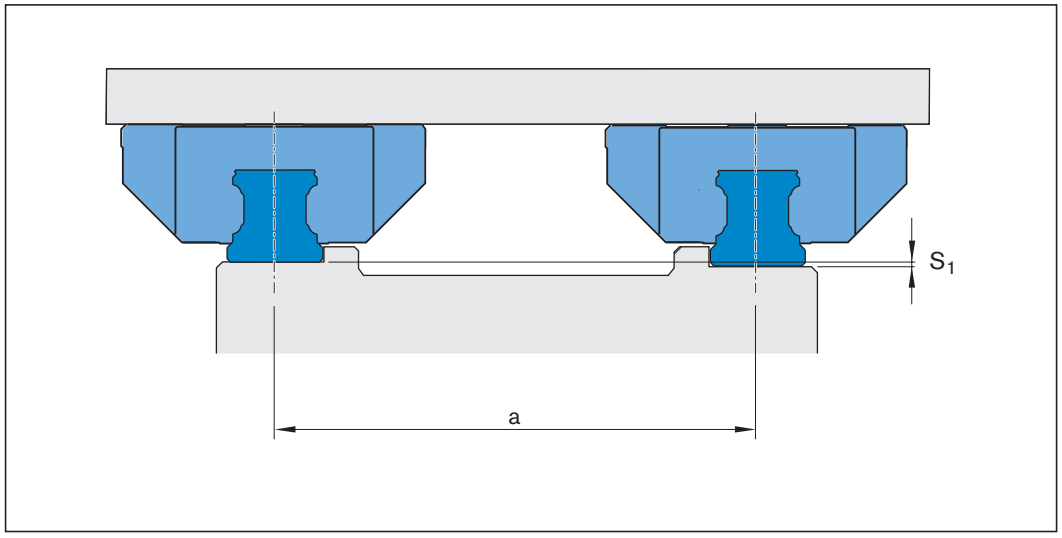
3.1 Основные положения

3.1.4 Примечания к конструкции

Допустимые отклонения по высоте в поперечном направлении S_1

Допустимые отклонения по высоте в поперечном направлении рассчитываются с помощью расстояния между направляющими рельсами “a” и расчетного коэффициента Y, который зависит от класса предварительного натяга (C0, C1, C2, C3) кареток.

Расчетный коэффициент Y также зависит от конструкции каретки (стальная, алюминиевая, «Супер») и ее длины. Для коротких кареток отклонение может быть на 20% выше допустимого значения для кареток стандартной длины.



Отклонение по высоте в поперечном направлении

(3-8) $S_1 = a \cdot Y$

S_1 = допустимое отклонение по высоте (mm)
a = расстояние между направляющими рельсами (mm)
Y = расчетный коэффициент (–)

Пример для шариковых рельсовых направляющих Rexroth с 4 рядами шариков:

Каретка	Длина	Расчетный коэффициент Y для класса предварительного натяга			
		C0	C1	C2	C3
Стальная каретка	Стандартная/длинная	$4{,}3 \cdot 10^{-4}$	$2{,}8 \cdot 10^{-4}$	$1{,}7 \cdot 10^{-4}$	$1{,}2 \cdot 10^{-4}$
	Короткая	$5{,}2 \cdot 10^{-4}$	$3{,}4 \cdot 10^{-4}$	$2{,}0 \cdot 10^{-4}$	$1{,}4 \cdot 10^{-4}$
Каретка «Супер»	Короткая	$8{,}0 \cdot 10^{-4}$	$6{,}0 \cdot 10^{-4}$	–	–
Алюминиевая каретка	Стандартная	$7{,}0 \cdot 10^{-4}$	$5{,}0 \cdot 10^{-4}$	–	–

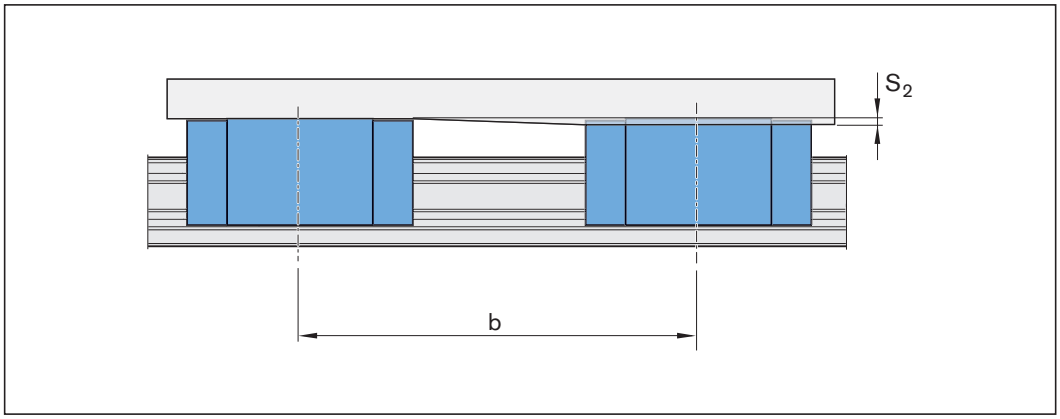
3.1 Основные положения

3.1.4 Примечания к конструкции

Допустимые отклонения по высоте в продольном направлении S_2

Допустимые отклонения по высоте в продольном направлении рассчитываются с помощью расстояния между каретками “b” и расчетного коэффициента X, который зависит от материала кареток (стальные/алюминиевые) и их высоты.

Значения для длинных кареток примерно на 30% ниже, а значения для коротких кареток примерно на 40% выше пределов, установленных для кареток стандартной длины.



Отклонение по высоте в продольном направлении

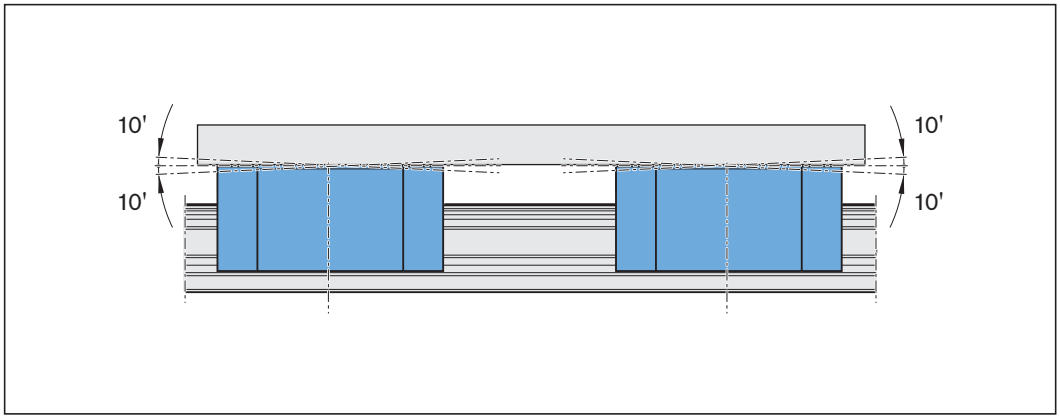
(3-9) $S_2 = b \cdot X$

S_2	=	допустимое отклонение по высоте	(mm)
b	=	расстояние между каретками	(mm)
X	=	расчетный коэффициент	(–)

Пример для шариковых рельсовых направляющих Rexroth с 4 рядами шариков:

Каретка	Расчетный коэффициент X для длины кареток		
	Стандартной	Длинной	Короткой
Стальная каретка	$4{,}3 \cdot 10^{-5}$	$3{,}0 \cdot 10^{-5}$	$6{,}0 \cdot 10^{-5}$
Алюминиевая каретка	$6{,}0 \cdot 10^{-5}$	–	–

Благодаря свей способности к самоцентровке, каретки «Супер» могут компенсировать смещения отклонения до 10’ в продольном направлении.



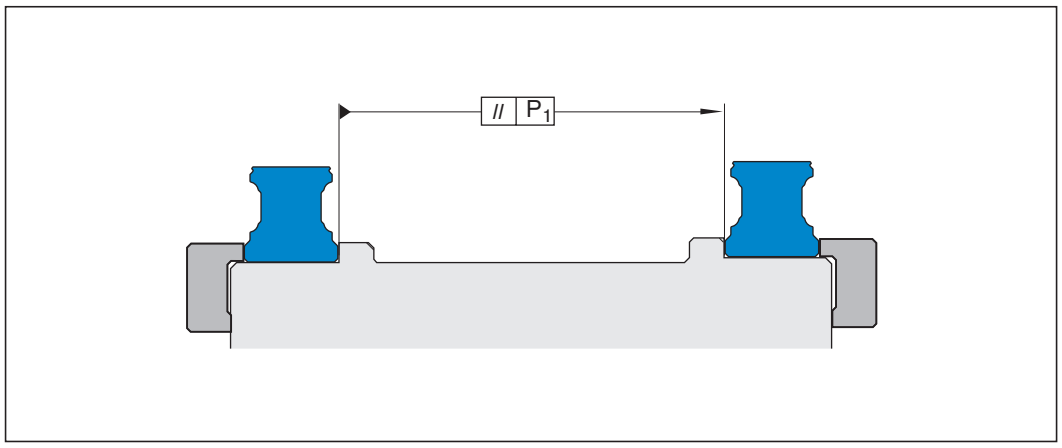
Компенсация смещений в каретках «Супер»

3.1 Основные положения

3.1.4 Примечания к конструкции

Параллельность смонтированных рельсов

Если направляющие рельсы не будут установлены параллельно друг другу, в направляющих возникнут напряжения, которые приведут к дополнительным нагрузкам и, соответственно, сокращению срока службы. Чтобы предотвратить это, необходимо соблюдать параллельность P_1. До тех пор, пока не будет превышения значений, указанных в таблице, влияние отклонений параллельности на срок службы может игнорироваться. Допуски зависят от монтажных условий. Для прецизионного монтажа присоединяемые конструкции должны быть жесткими и высокоточными. Для стандартного монтажа используются соответствующие присоединяемые конструкции, допуски по отклонению параллельности которых в два раза превышают значения, установленные для прецизионного монтажа. Значения отклонения параллельности относятся ко всем стандартным кареткам и зависят от предварительного натяга и материала кареток. Для коротких кареток отклонение может быть на 20% выше, чем допустимое значение для кареток стандартной длины.



Параллельность направляющих рельсов

Зависимость отклонения параллельности от исполнения каретки на примере шариковой рельсовой направляющей типоразмера 25:

Каретка	Отклонение параллельности P_1 (мм) для класса предварительного натяга			
	C0	C1	C2	C3
Стальная каретка при прецизионном монтаже	0,019	0,012	0,007	0,005
Короткая стальная каретка при прецизионном монтаже	0,023	0,014	0,008	0,006
Стальная каретка при стандартном монтаже	0,038	0,024	0,014	0,010
Короткая стальная каретка при стандартном монтаже	0,046	0,029	0,017	0,012
Каретка «Супер»	0,032	0,023	–	–
Алюминиевая каретка	0,026	0,017	–	–

Допуски для разных вариантов установки

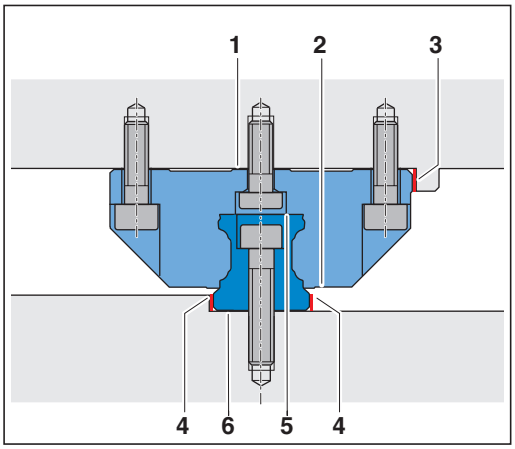
По просьбе заказчика Rexroth может проверить основание станины и оснастку и определить их соответствие требованиям точности. Такая проверка касается всего монтажа, включая допуски по форме и положению. Расчетный номинальный срок службы может быть достигнут только при соблюдении этих допусков.

3.1 Основные положения

3.1.4 Примечания к конструкции

Поверхностная доводка

Когда каретки и направляющие рельсы крепятся винтами к примыкающим конструкциям, напряжение крепежных винтов приводит к созданию сил, которые отдельно или совместно с внешними нагрузками могут вызвать пластическую деформацию сопряженных поверхностей, базовых кромок и плоскостей (1, 3, 4, 6). Для предотвращения пластической деформации в данных точках, поверхности должны иметь большую площадь контакта, т.е. поверхностная отделка должна быть достаточно высокого качества. Это единственный способ избежания переналадки во время эксплуатации направляющей. Необходимая доводка всех сопряженных и базовых поверхностей выражается как величина шероховатости R_a в µm.



Базовые и сопряженные поверхности

1 Основание каретки
2 Верхняя часть каретки
3 Базовая кромка для каретки
4 Две базовые кромки для направляющего рельса
5 Верхняя часть направляющего рельса
6 Основание направляющего рельса

Значение шероховатости для базовых и сопряженных поверхностей

Для базовых и сопряженных поверхностей рекомендуется среднее значение шероховатости R_a, равное от 0.4 до 2 µm. Рекомендуемые значения шероховатости определяются согласно необходимой точности и класса точности профильной рельсовой направляющей.

Класс точности	Макс. шероховатость R_a µm
E	2,0
N	1,6
H	0,8
P	0,4
XP	0,4
SP	0,4
UP	0,4

3.1 Основные положения

3.1.4 Примечания к конструкции

3.1.4.2 Рекомендации по созданию экономичных конструкций

Большая точность по мере необходимости, меньшая неточность по мере возможности

Работая с профильными рельсовыми направляющими, важно учесть все требования с тем, чтобы определить их нужные характеристики. Девиз здесь такой: «Большая точность по мере необходимости, меньшая неточность по мере возможности».

Классы высокой точности имеют смысл только тогда, когда такую же точность имеют присоединяемые структуры. Выбор правильного класса точности с самого начала может в значительной степени снизить расходы в области изготовления основания и оснастки.

Сила предварительного натяга только в соответствии с необходимостью

Чем выше предварительный натяг, тем выше должна быть точность присоединяемых конструкций. Это должно учитываться при выборе класса предварительного натяга. Для высоких значений предварительного натяга допустимые отклонения по высоте основания в поперечном направлении являются небольшими. Это относится и к допускам параллельности между двумя направляющими рельсами. Высокие требования к точности основания и приспособлений всегда ведут к повышению расходов.

Между рельсами должно быть достаточно большое расстояние

Чем меньше расстояние между параллельными рельсами, тем более точно они должны центрироваться по вертикали.

Поэтому расстояние между направляющими рельсами должно выбираться тщательно.

Для больших неточностей рекомендуются короткие каретки или каретки «Супер»

Если приспособление имеет низкую точность, могут использоваться короткие каретки или даже самоцентрирующиеся каретки «Супер».

В определенной степени эти компоненты могут компенсировать нарушениия прямолинейности в направляющем рельсе.

Линейные направляющие должны иметь достаточное пространство

Присоединяемые конструкции должны разрабатываться так, чтобы обеспечить оптимальную установку и последующее техническое обслуживание. Необходимо должным образом рассчитать пространство для профильных рельсовых направляющих. Конструкция должна предусматривать возможность легкой замены линейных направляющих.

3.1 Основные положения

3.1.4 Примечания к конструкции

Использование стандартных элементов и предпочтительных длин

Использование стандартных элементов и типовой длины снижает закупочную стоимость, ускоряет поставку и упрощает процедуру обеспечения запасными частями.

Одни и те же линейные направляющие на всех осях

При использовании линейных направляющих один и тот же тип профильных рельсовых систем должен выбираться для салазок или, где возможно, для станка или серии. Это также снижает закупочную стоимость, складирование и монтаж.

Долгосрочная смазка для экономичной работы

Выбирая систему смазки, важно учитывать не только затраты на подсоединение системы к каретке, но также и стоимость необходимого дополнительного оборудования. Поэтому рекомендуется использовать торцевые смазочные устройства профильных рельсовых направляющих Rexroth.

Отказ от базовой кромки посредством штифтового крепления

В зависимости от области применения возможен отказ от использования базовых кромок за счет применения штифтового крепления.

Разработка одного направляющего рельса как главного рельса

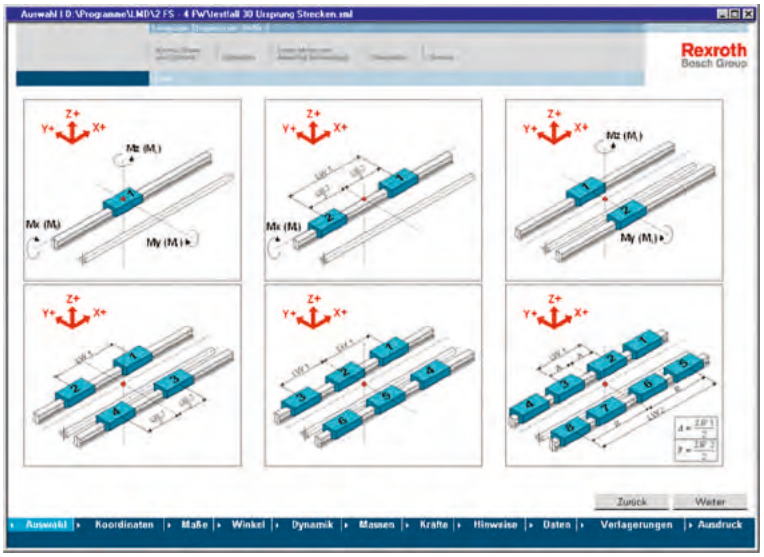
В линейных направляющих с двумя или более рельсами, один рельс должен быть разработан как главный рельс с креплением к базовой кромке. При этом все остальные рельсы во время монтажа могут центрироваться относительно главного рельса.

3.1 Основные положения

3.1.5 Расчеты

Услуги по проведению расчетов

Rexroth предоставляет услуги по расчету конструкций, которые помогут вам определить номинальный срок службы. Предполагаемый пробег рассчитывается с помощью программного обеспечения LINEAR MOTION DESIGNER. Все что нужно от заказчика, это определить рабочие условия.



Экранная страница выбора компоновки из программного обеспечения LINEAR MOTION DESIGNER

Кроме использования программы LINEAR MOTION DESIGNER, номинальный срок службы может рассчитываться обычными методами. Ниже приводится описание процедуры ручного расчета.

3.1.5.1 Процедура ручного расчета

Расчет номинального срока службы состоит из нескольких стадий. Сначала мы рассмотрим принципы расчета номинального срока службы профильных рельсовых направляющих.

Фактический расчет номинального срока службы, выраженного в пробеге или рабочих часах, требует точного определения нагрузок на подшипники. Необходимо уточнить также коэффициенты запаса прочности статической и динамической нагрузки. Ниже приводится краткий обзор рекомендуемой процедуры расчета.

Порядок действий вкратце:

- Определить рабочие условия.
- Рассчитать силовые и моментные нагрузки.
- Определить комбинированную эквивалентную нагрузку на подшипник.
- Учесть предварительный натяг.
- Рассчитать эквивалентную динамическую нагрузку на подшипник.
- Определить срок службы.
- Рассчитать эквивалентную статическую нагрузку на подшипник
- Произвести расчет коэффициента запаса прочности статической нагрузки.

3.1 3.2 Основные положения

3.1.5 Расчеты

Подробная процедура с использованием линейной направляющей с двумя рельсами и четырьмя каретками в качестве примера:

Вход Данные	Стадия расчета	Выход Результат
Концепция станка (конструкция, область применения)	**Шаг 1:** **Определить рабочие условия** Данные о направляющей системе, компоновка, динамический цикл и нагрузки	L_W, L_S, L_y, L_z, α, β, m, x_S, y_S, z_S, F_g, F_a F_p, x_p, y_p, z_p, $F_{w,j}$, $F_{wx,j}$, $F_{wy,j}$, $F_{wz,j}$, $x_{w,j}$, $y_{w,j}$, $z_{w,j}$, n, t_n, s_n, v_n, a_n, q_{sn}, q_{tn}, C, C_0, X_{pr}, M_t, M_{t0}, M_L, M_{L0}
L_W, L_S, L_y, L_z $F_{wx,j}$, $F_{wy,j}$, $F_{wz,j}$ (F_g, F_p, F_a) $x_{w,j}$, $y_{w,j}$, $z_{w,j}$ (x_S, y_S, z_S, x_p, y_p, z_p)	**Шаг 2:** **Рассчитать силовые и моментные нагрузки** в каждой фазе n для каждой каретки i в направлениях y и z	F_{yni}, F_{zni}
F_{yni}, F_{zni}	**Шаг 3:** **Определить комбинированную эквивалентную нагрузку на подшипник** в каждой фазе n и для каждой каретки i	F_{combni}
C, X_{pr}, F_{combni}	**Шаг 4:** **Учесть предварительный натяг**, используя действительную эквивалентную нагрузку на подшипник в каждой фазе n для каждой каретки i	F_{pr}, F_{lim}, F_{effni}
q_{sn}, F_{effni}	**Шаг 5:** **Рассчитать эквивалентную динамическую нагрузку на подшипник** для изменяющихся нагрузок для каждой каретки i	F_{mi}
C, F_{mi}, s_{Hub}, n_{Hub}, q_{tn}, v_n, a_1	**Шаг 6:** **Произвести расчет номинального или модифицированного срока службы** при постоянной или изменяющейся скорости для каждой каретки i	v_m L_i, L_{hi}, L_{nai}
F_{0yi}, F_{0zi} M_{0xi}, M_{0yi}, M_{0zi} C_0, M_{t0}, M_{L0}	**Шаг 7:** **Рассчитать эквивалентную статическую нагрузку на подшипник** для комбинированных нагрузок для каждой каретки i	$F_{0\,comb\,i}$
C_0 $F_{0\,comb\,i}$, $F_{max\,effni}$	**Шаг 8:** **Рассчитать коэффициент запаса прочности статической нагрузки**	S_0

3.1 Основные положения

3.1.5 Расчеты

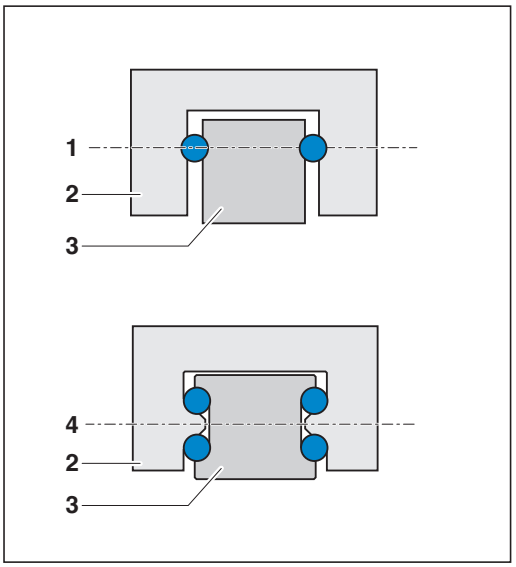
3.1.5.2 Определить рабочие условия

Следующие параметры являются решающими факторами расчета номинального срока службы:

Направляющая система

Характеристические данные выбранной линейной направляющей требуются как входные данные. К ним относятся несущая способность, моменты нагрузки и предварительный натяг для рельсовой направляющей определенного типа, типоразмера и конструкции.

Данные профильной рельсовой направляющей		
Параметр		**Ед. изм.**
Допустимая динамич. нагрузка	C	N
Допустимая статическая нагрузка	C_0	N
Допустимая динамическая нагрузка момента кручения	M_t	Nm
Допустимая статическая нагрузка момента кручения	M_{t0}	Nm
Допустимая динамическая нагрузка продольного момента	M_L	Nm
Допустимая статическая нагрузка продольного момента	M_{L0}	Nm
Предварительный натяг направляющей	X_{pr}	–



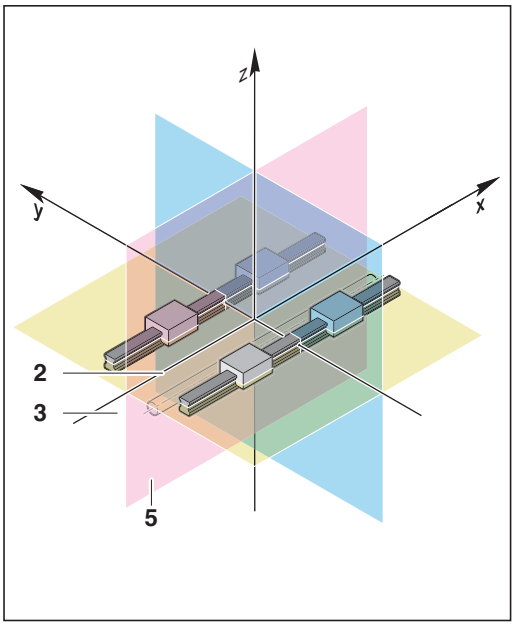
Определение осевой линии дорожки качения для 2-рядных и 4-рядных рельсовых направляющих

1 Осевая линия дорожки качения для 2-рядной рельсовой направляющей
2 Каретка
3 Направляющий рельс
4 Осевая линия дорожки качения для 4-рядной рельсовой направляющей
5 Привод (например, шариковинтовой)

Компоновка

Сначала необходимо определить координатную систему для выбранной компоновки. В принципе, можно выбрать любую координатную систему. При этом в расчетах должно учитываться центроидное смещение. Для упрощения данного процесса рекомендуется определить начало координат как центроид между каретками в направлении x, центроид между направляющими рельсами в направлении y, и осевую линию дорожки качения каретки в направлении z. Осевая линия дорожки качения для 2-рядных и 4-рядных рельсовых систем определяется по-разному:

- В 2-рядных системах осевая линия дорожки качения проходит через центры рядов элементов качения (осевая линия между точками контакта на готическом дуговом профиле дорожки качения).
- В 4-рядных системах осевая линия дорожки качения проходит между двумя верхними и двумя нижними дорожками качения (или рядами элементов качения).

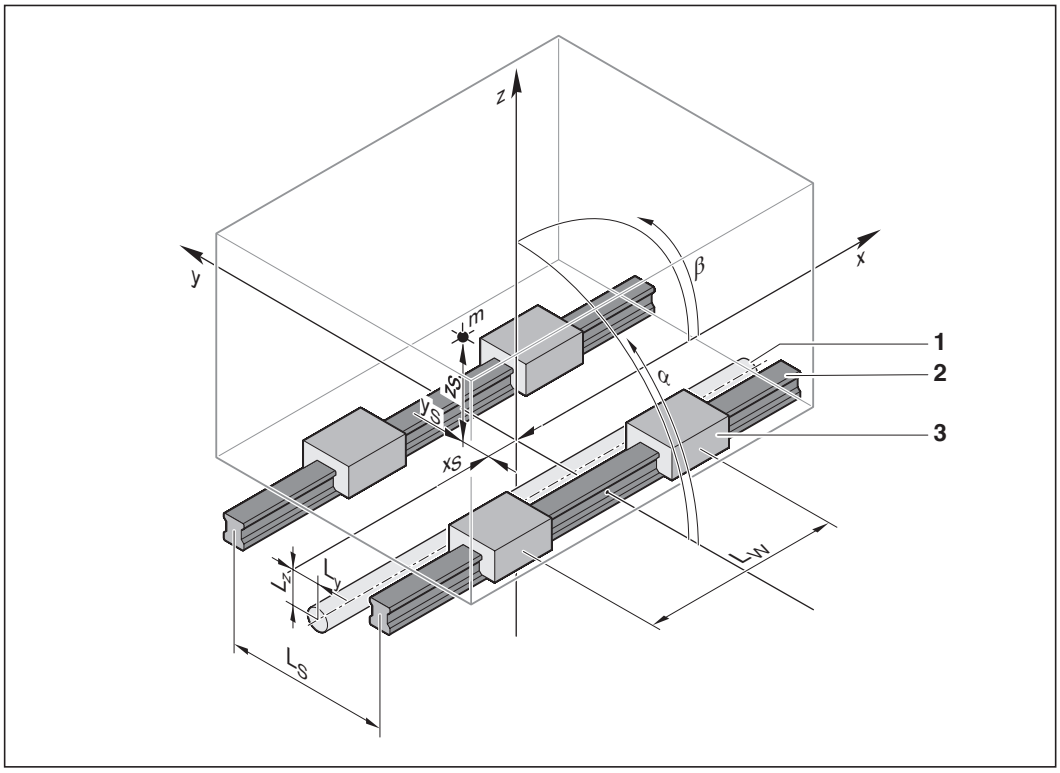


Положение координатной системы для линейной направляющей с 2 рельсами и 4 каретками

Все последующие формулы расчета приводятся относительно данного определения координатной системы.

3.1 Основные положения

3.1.5 Расчеты



Положение линейной направляющей с 2 рельсами и 4 каретками

1 Привод (например, шариковинтовой)
2 Направляющий рельс
3 Каретка

Компоновка направляющей системы определяется центроидными расстояниями направляющих рельсов L_S и кареток L_W.

Все силы, действующие на систему вдоль оси x, должны направляться через привод, например, шариковинтовой. Впоследствии положение привода относительно системы координат включается в расчеты как размеры L_y и L_z.

Если система устанавливается не горизонтально, ее положение должно быть указано с помощью углов α и β. Требуются также масса перемещаемого узла и местоположение его центра тяжести.

Данные компоновки		
Параметр		**Ед. изм.**
Расстояние между каретками	L_W	mm
Расстояние между рельсами	L_S	mm
Положение привода в направлении y	L_y	mm
Положение привода в направлении z	L_z	mm
Угловое положение направляющей относительно оси X	α	°
Угловое положение направляющей относительно оси Y	β	°
Положение центра тяжести в направлении x	x_S	mm
Положение центра тяжести в направлении y	y_S	mm
Положение центра тяжести в направлении z	z_S	mm
Масса	m	kg

3.1 Основные положения

3.1.5 Расчеты

Динамический цикл

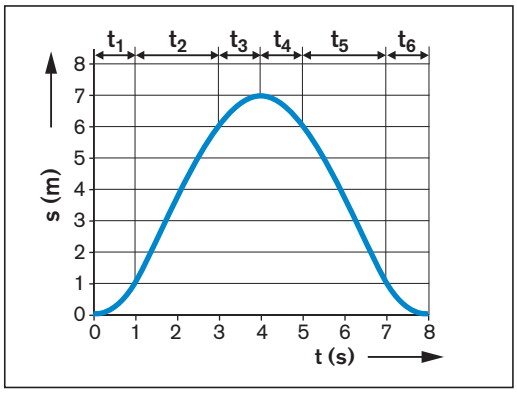
Для расчета номинального срока службы необходимо определить динамический цикл, зависимый от времени. Данным циклом должен быть типовой рабочий цикл, определенный пользователем станка.

Цикл состоит из нескольких фаз с разными значениями расстояния хода, скорости и ускорения, которые определяют такие стадии, как подвод, останов, обработка и ускоренный ход.

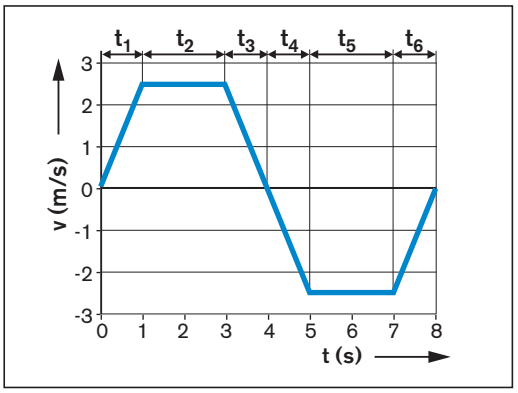
Данные динамического цикла		
Параметр		**Ед. изм.**
Ускорение на фазе n	$a_1 \dots a_n$	m/s^2
Перемещение на фазе n	$s_1 \dots s_n$	m
Время фазы n	$t_1 \dots t_n$	s
Скорость на фазе n	$v_1 \dots v_n$	m/s
Фаза	n	–

Пример динамического цикла:

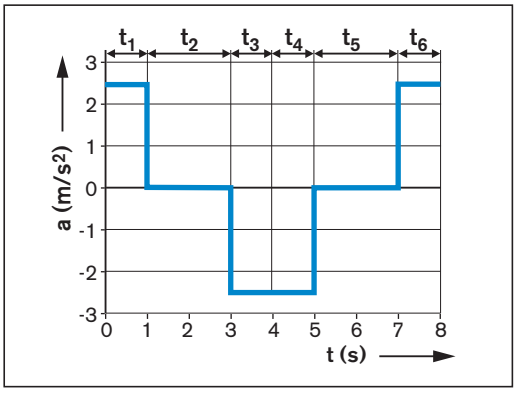
Фаза n	Время	Направление перемещения	Описание
1	от 0 s до 1 s	Вперед	Ускорение
2	от 1 s до 3 s	Вперед	Обработка
3	от 3 s до 4 s	Вперед	Торможение
4	от 4 s до 5 s	Обратно	Ускорение
5	от 5 s до 7 s	Обратно	Обратный ход
6	от 7 s до 8 s	Обратно	Торможение



Перемещение



Скорость



Ускорение

Примечание: знаки параметров перемещения s, скорости v и ускорения a касаются положительных и отрицательных направлений осей в выбранной координатной системе. Поэтому отрицательное значение для ускорения необязательно означает торможение; оно может означать ускорение в отрицательном направлении оси.

3.1 Основные положения

3.1.5 Расчеты

Нагрузки

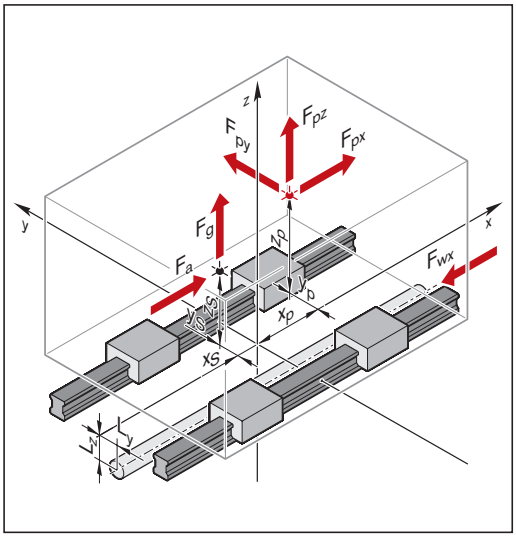
Силы F_w, действующие на систему, определяются их значением и направлением. Они указываются согласно их направлениям, т.е. F_{wx}, F_{wy} и F_{wz}. Точки приложения сил обозначаются координатами x_w, y_w и z_w. Расчетный вариант нагрузки j присваивается каждой силе, действующей в динамическом цикле. В рамках одной фазы динамического цикла одновременно могут действовать несколько вариантов нагрузки.

Силы F_w, действующие на систему, происходят от веса F_g, сил ускорения F_a и сил обработки F_p. Силы F_g и F_a действуют по центру тяжести x_S, y_S, z_S, а сила F_p – по центру точки приложения силы x_p, y_p, z_p. Разные точки приложения сил и направления сил должны быть включены в расчет.

Все силы, действующие на систему в направлении x, должны направляться через привод (например, шариковинтовой). Поэтому приводное усилие равняется по значению F_{wx}, но действует в противоположном направлении. Оно представляет нагрузку на линейную направляющую.

Расчетный вариант нагрузки j присваивается каждой нагрузке, кроме силы привода. Сила привода не является отдельным вариантом нагрузки, так как она является силой противодействия силе в направлении x. Она включается в расчет с соответствующим знаком и размерами L_y и L_z.

Параметр		Ед. изм.
Силы, действующие для расчетного варианта нагрузки j	$F_{wx,j}$ $F_{wy,j}$ $F_{wz,j}$	N
Координаты точки приложения силы для расчетного варианта нагрузки j	$x_{w,j}$ $y_{w,j}$ $z_{w,j}$	mm



Сила ускорения F_a, вес F_g, сила обработки F_p, сила привода F_{wx} и положения точек приложения сил

	Действующая сила	Координаты точки приложения силы	Описание
Силы веса	$F_{w,j} = F_g$ $F_g = m \cdot g$	$x_{w,j} = x_S$ $y_{w,j} = y_S$ $z_{w,j} = z_S$	Силы веса F_g рассчитываются по массе; они воздействуют на соответствующие центры тяжести с координатами x_S, y_S и z_S. Массы (и поэтому силы веса) могут изменяться от фазы к фазе.
Силы ускорения	$F_{w,j} = F_a$ $F_a = -m \cdot a$	$x_{w,j} = x_S$ $y_{w,j} = y_S$ $z_{w,j} = z_S$	Силы ускорения F_a рассчитываются из ускоренных или замедленных масс m, а указанные ускорения a – из динамического цикла. Эти силы действуют в центрах тяжести с координатами x_S, y_S, z_S в направлении, противоположном направлению ускорения.
Силы обработки	$F_{w,j} = F_p$	$x_{w,j} = x_p$ $y_{w,j} = y_p$ $z_{w,j} = z_p$	Силы обработки F_p рассчитываются из специфических операций обработки на соответствующей фазе динамического цикла. Это могут быть, например, силы, появляющиеся во время литья/экструзии, формовки, механической обработки и т.д. Точки приложения сил определяются координатами x_p, y_p и z_p.

3.1 Основные положения

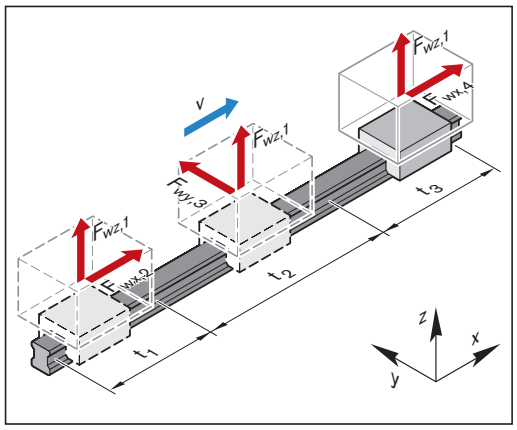
3.1.5 Расчеты

Данные нагрузки		
Параметр		**Ед. изм.**
Силы, действующие в расчетном варианте нагрузки j	$F_{wx,j}$, $F_{wy,j}$, $F_{wz,j}$	N
Сила веса	F_g	N
Сила ускорения	F_a	N
Сила обработки	F_p	N
Точка приложения действующей силы варианта нагрузки j	$x_{w,j}$, $y_{w,j}$, $z_{w,j}$	mm
Центр тяжести	x_s, y_s, z_s	mm

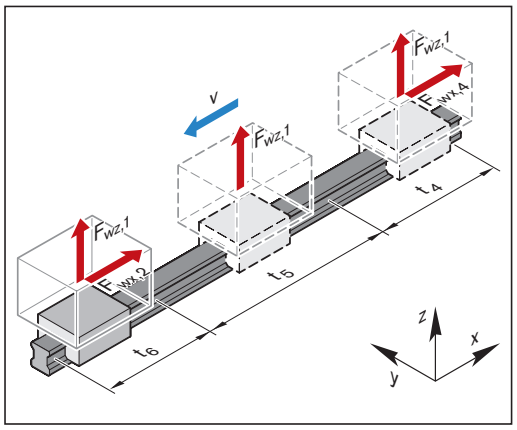
Параметр		**Ед. изм.**
Точка приложения силы обработки	x_p, y_p, z_p	mm
Ускорение	a	m/s^2
Ускорение силы тяжести (g = 9,81 m/s^2)	g	m/s^2
Масса	m	kg
Вариант нагрузки	j	–
Фаза	n	–

Примеры изменяющихся нагрузок:

В примере динамического цикла, представленного выше, одна и та же сила веса F_g действует на всех фазах. Она рассчитывается по массе m = 40 кг. Силы F_a возникают во время ускорения и торможения. На фазе 1 и 6 и на фазе 3 и 4 силы ускорения являются идентичными. Ход вперед осуществляется в направлении x, а обратный ход – в отрицательном направлении x. В процессе обработки сила F_p действует в положительном направлении y. В результате получаются 4 расчетных варианта нагрузки для цикла.



Ход вперед



Обратный ход

Вариант нагрузки j	**Описание**	**$F_{w,j}$**	**$x_{w,j}$, $y_{w,j}$, $z_{w,j}$**	**Фаза**
1	Сила веса	$F_{wz,1} = F_g$ $F_{wz,1} = m \cdot g$ $F_{wz,1} = 40\ kg \cdot (-9{,}81\ m/s^2)$ $F_{wz,1} \approx -400\ N$	$x_{w,1} = x_S = 0$ mm $y_{w,1} = y_S = 100$ mm $z_{w,1} = z_S = 50$ mm	1; 2; 3; 4; 5; 6
2	Сила ускорения $a_{1/6} = 2{,}5\ m/s^2$	$F_{wx,2} = F_{a\,1/6}$ $F_{wx,2} = -m \cdot a_{1/6}$ $F_{wx,2} = -40\ kg \cdot 2{,}5\ m/s^2$ $F_{wx,2} = -100\ N$	$x_{w,2} = x_S = 0$ mm $y_{w,2} = y_S = 100$ mm $z_{w,2} = z_S = 50$ mm	1; 6
3	Сила обработки в процессе обработки	$F_{wy,3} = F_p = 500\ N$	$x_{w,3} = x_p = 100$ mm $y_{w,3} = y_p = 200$ mm $z_{w,3} = z_p = 150$ mm	2
4	Сила ускорения $a_{3/4} = -2{,}5\ m/s^2$	$F_{wx,4} = F_{a3/4}$ $F_{wx,4} = -m \cdot a_{3/4}$ $F_{wx,4} = -40\ kg \cdot (-2{,}5\ m/s^2)$ $F_{wx,4} = +100\ N$	$x_{w,4} = x_S = 0$ mm $y_{w,4} = y_S = 100$ mm $z_{w,4} = z_S = 50$ mm	3; 4

3.1 Основные положения

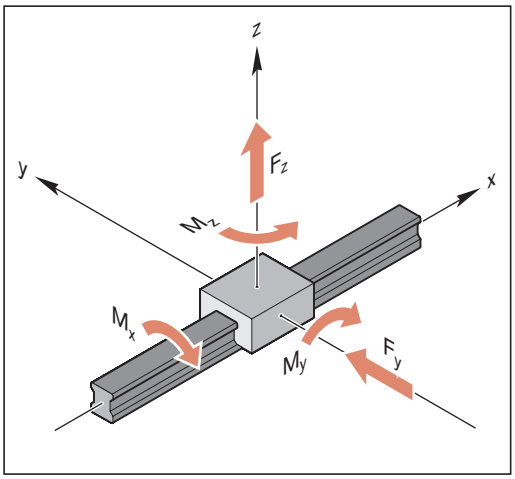
3.1.5 Расчеты

3.1.5.3 Силовые и моментные нагрузки

Силы и моменты, действующие на каретку

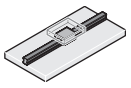
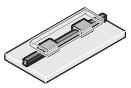
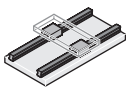
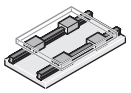
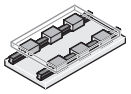
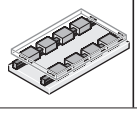
Силы, действующие на систему, распределяются на каретки в зависимости от компоновки системы. Силовые и моментные нагрузки на основе сил, действующих на систему, должны рассчитываться для каждой каретки во время определения номинального срока службы.

Все расчеты нагрузок производятся исходя из бесконечной жесткости основания станины и бесконечной жесткости оснастки.



Силовая и моментная нагрузка на одиночную каретку

В таблице ниже показаны типичные варианты практических компоновок вместе с нагрузками на каретки, которые должны рассчитываться для каждого случая.

Вариант	Компоновка	Силы		Моменты		
		в направлении z	в направлении y	вокруг оси X	вокруг оси Y	вокруг оси Z
		Отрыв./ прижим.	Боковая нагрузка	Момент кручения	Продольный момент	Продольный момент
1	1 рельс 1 каретка 	F_z	F_y	M_x	M_y	M_z
2	1 рельс 2 каретки 	F_z	F_y	M_x	–	–
3	2 рельса 2 каретки 	F_z	F_y	–	M_y	M_z
4	2 рельса 4 каретки 	F_z	F_y	–	–	–
5	2 рельса 6 кареток 	F_z	F_y	–	–	–
6	2 рельса 8 кареток 	F_z	F_y	–	–	–

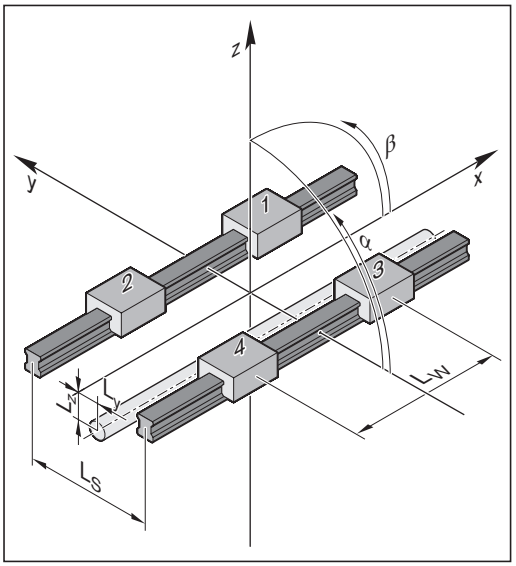
3.1 Основные положения

3.1.5 Расчеты

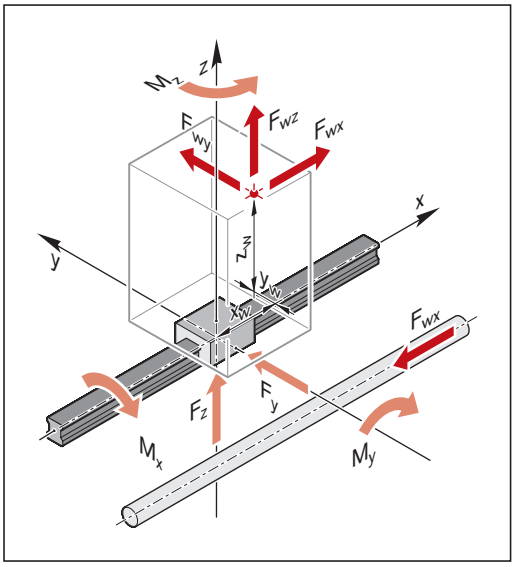
Символы, используемые в формулах

На последующих страницах представлены расчетные формулы для определения нагрузок на каретки для разных комбинаций рельс/каретка:

$F_{wx,j}$	=	сила, действующая в направлении x варианта нагрузки j	(N)
$F_{wy,j}$	=	сила, действующая в направлении y варианта нагрузки j	(N)
$F_{wz,j}$	=	сила, действующая в направлении z варианта нагрузки j	(N)
F_{zni}	=	сила в направлении z на каретке i в фазе n	(N)
F_{yni}	=	сила в направлении y на каретке i в фазе n	(N)
M_{xni}	=	момент вокруг оси X на каретке i в фазе n	(Nmm)
M_{yni}	=	момент вокруг оси Y на каретке i в фазе n	(Nmm)
M_{zni}	=	момент вокруг оси Z на каретке i в фазе n	(Nmm)
$x_{w,j}$	=	координата x точки приложения действующей силы	(mm)
$y_{w,j}$	=	координата y точки приложения действующей силы	(mm)
$z_{w,j}$	=	координата z точки приложения действующей силы	(mm)
L_S	=	расстояние между рельсами	(mm)
L_W	=	расстояние между каретками	(mm)
L_y	=	координата y привода	(mm)
L_z	=	координата z привода	(mm)
α	=	угловое положение системы относительно оси X	(°)
β	=	угловое положение системы относительно оси Y	(°)
n	=	фаза	(–)
i	=	каретка	(–)
j	=	расчетный вариант нагрузки	(–)
k	=	число или конечный элемент расчетного варианта нагрузки	(–)



Геометрия системы с 2 направляющими рельсами и 4 каретками



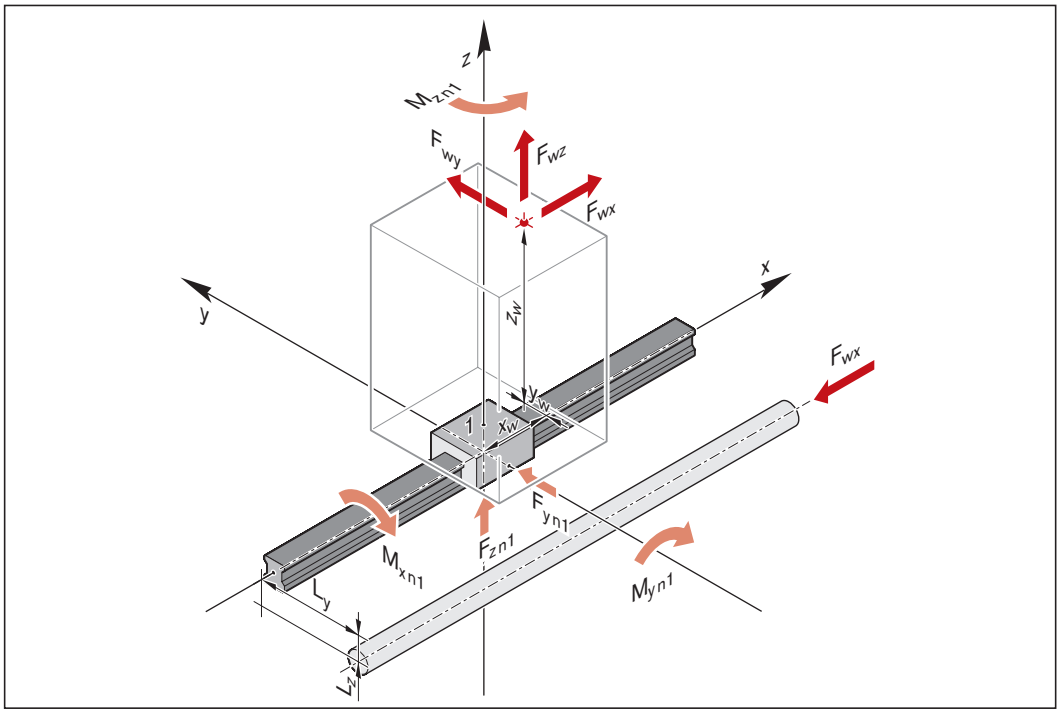
Действующие силы с точками приложения усилий, а также силовые и моментные нагрузки на каретке в системе с 1 направляющим рельсом и 1 кареткой

— Силы, действующие на систему
— Нагрузки, возникающие на каретке (силы и моменты)

3.1 Основные положения

3.1.5 Расчеты

Компоновка
1 рельс
1 каретка



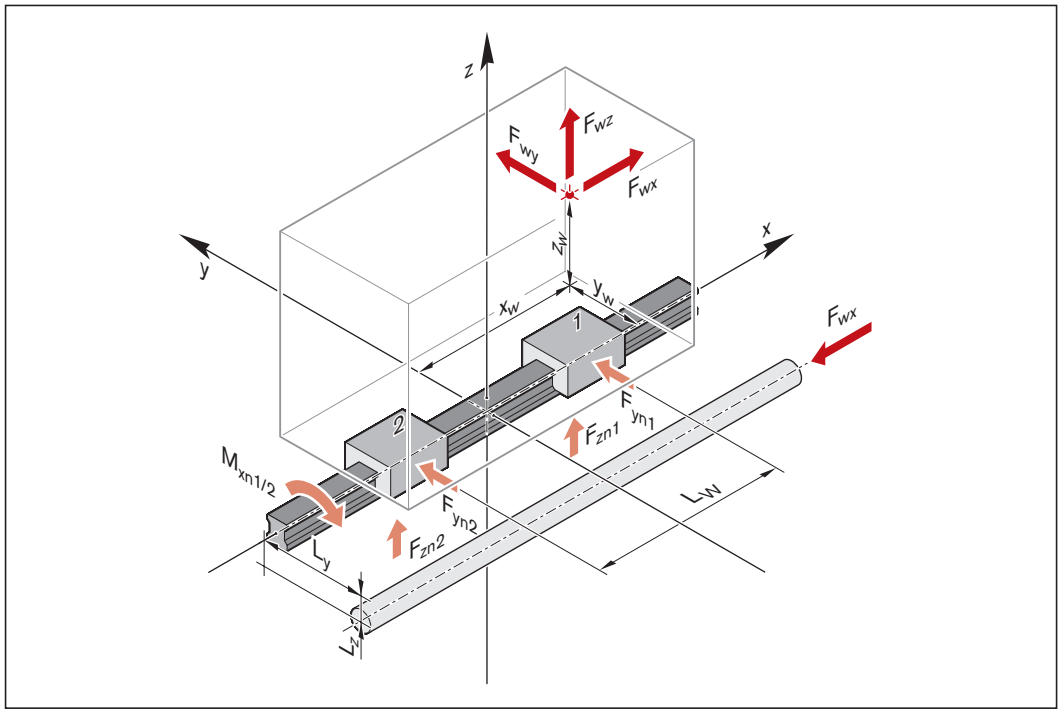
Нагрузки на систему с 1 направляющим рельсом и 1 кареткой

Каретка i	Нагрузка	Формула
1	Сила в направлении z	(3-10) $F_{z\,n1} = \sum_{j=1}^{k} F_{wz,\,j}$
1	Сила в направлении y	(3-11) $F_{y\,n1} = \sum_{j=1}^{k} F_{wy,\,j}$
1	Момент вокруг оси x	(3-12) $M_{x\,n1} = \sum_{j=1}^{k} \left(F_{wy,\,j} \cdot z_{w,\,j} \right) - \sum_{j=1}^{k} \left(F_{wz,\,j} \cdot y_{w,\,j} \right)$
1	Момент вокруг оси y	(3-13) $M_{y\,n1} = \sum_{j=1}^{k} \left(F_{wx,\,j} \cdot \left(z_{w,\,j} - L_z \right) \right) - \sum_{j=1}^{k} \left(F_{wz,\,j} \cdot x_{w,\,j} \right)$
1	Момент вокруг оси z	(3-14) $M_{z\,n1} = -\sum_{j=1}^{k} \left(F_{wx,\,j} \cdot \left(y_{w,\,j} - L_y \right) \right) + \sum_{j=1}^{k} \left(F_{wy,\,j} \cdot x_{w,\,j} \right)$

3.1 Основные положения

3.1.5 Расчеты

Компоновка
1 рельс
2 каретки



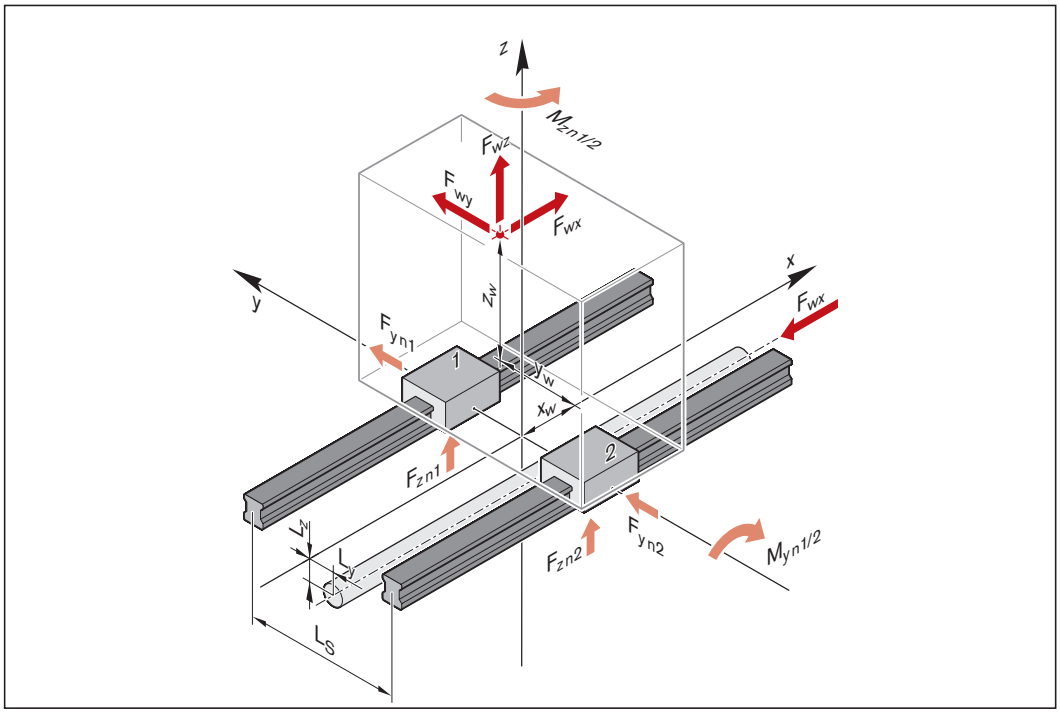
Нагрузки на систему с 1 направляющим рельсом и 2 каретками

Каретка i	Нагрузка	Формула
1	Сила в направлении z	(3-15) $F_{z\,n1} = \frac{\sum_{j=1}^{k} F_{wz,\,j}}{2} - \frac{\sum_{j=1}^{k}\left(F_{wx,\,j}\cdot\left(z_{w,\,j}-L_z\right)\right) - \sum_{j=1}^{k}\left(F_{wz,\,j}\cdot x_{w,\,j}\right)}{L_W}$
2	Сила в направлении z	(3-16) $F_{z\,n\,2} = \frac{\sum_{j=1}^{k} F_{wz,\,j}}{2} + \frac{\sum_{j=1}^{k}\left(F_{wx,\,j}\cdot\left(z_{w,\,j}-L_z\right)\right) - \sum_{j=1}^{k}\left(F_{wz,\,j}\cdot x_{w,\,j}\right)}{L_W}$
1	Сила в направлении y	(3-17) $F_{y\,n\,1} = \frac{\sum_{j=1}^{k} F_{wy,\,j}}{2} - \frac{\sum_{j=1}^{k}\left(F_{wx,\,j}\cdot\left(y_{w,\,j}-L_y\right)\right) - \sum_{j=1}^{k}\left(F_{wy,\,j}\cdot x_{w,\,j}\right)}{L_W}$
2	Сила в направлении y	(3-18) $F_{y\,n\,2} = \frac{\sum_{j=1}^{k} F_{wy,\,j}}{2} + \frac{\sum_{j=1}^{k}\left(F_{wx,\,j}\cdot\left(y_{w,\,j}-L_y\right)\right) - \sum_{j=1}^{k}\left(F_{wy,\,j}\cdot x_{w,\,j}\right)}{L_W}$
1/2	Момент вокруг оси X	(3-19) $M_{x\,n\,1} = M_{x\,n\,2} = \frac{\sum_{j=1}^{k}\left(F_{wy,\,j}\cdot z_{w,\,j}\right) - \sum_{j=1}^{k}\left(F_{wz,\,j}\cdot y_{w,\,j}\right)}{2}$

3.1 Основные положения

3.1.5 Расчеты

Компоновка
2 рельса
2 каретки



Нагрузки на систему с 2 направляющими рельсами и 2 каретками

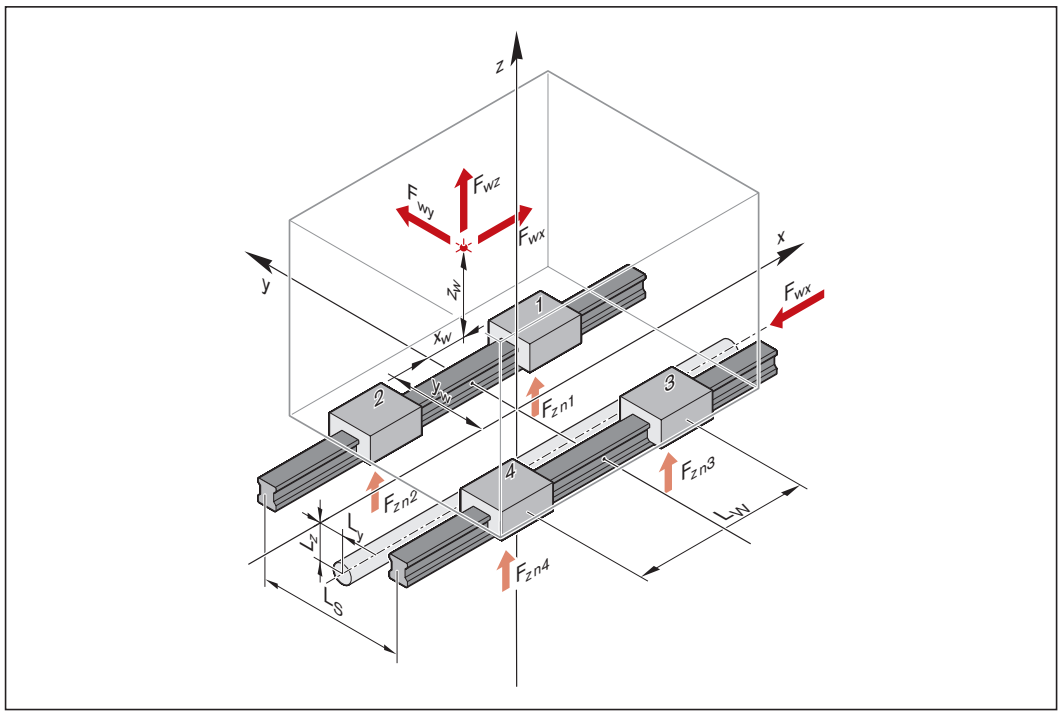
Каретка i	Нагрузка	Формула
1	Сила в направлении z	(3-20) $F_{zn1} = \frac{\sum_{j=1}^{k} F_{wz,j}}{2} - \frac{\sum_{j=1}^{k}\left(F_{wy,j} \cdot z_{w,j}\right) - \sum_{j=1}^{k}\left(F_{wz,j} \cdot y_{w,j}\right)}{L_S}$
2	Сила в направлении z	(3-21) $F_{zn2} = \frac{\sum_{j=1}^{k} F_{wz,j}}{2} + \frac{\sum_{j=1}^{k}\left(F_{wy,j} \cdot z_{w,j}\right) - \sum_{j=1}^{k}\left(F_{wz,j} \cdot y_{w,j}\right)}{L_S}$
1/2	Сила в направлении y	(3-22) $F_{yn1} = F_{yn2} = \frac{\sum_{j=1}^{k} F_{wy,j}}{2}$
1/2	Момент вокруг оси Y	(3-23) $M_{yn1} = M_{yn2} = \frac{\sum_{j=1}^{k}\left(F_{wx,j} \cdot \left(z_{w,j} - L_z\right)\right) - \sum_{j=1}^{k}\left(F_{wz,j} \cdot x_{w,j}\right)}{2}$
1/2	Момент вокруг оси Z	(3-24) $M_{zn1} = M_{zn2} = \frac{-\sum_{j=1}^{k}\left(F_{wx,j} \cdot \left(y_{w,j} - L_y\right)\right) + \sum_{j=1}^{k}\left(F_{wy,j} \cdot y_{w,j}\right)}{2}$

3.1 Основные положения

3.1.5 Расчеты

Компоновка 2 рельса 4 каретки

Системы с 2 рельсами и 4 каретками являются наиболее типичными компоновками. Поэтому эта компоновка будет рассмотрена более подробно.



Нагрузки на систему с 2 направляющими рельсами и 4 каретками

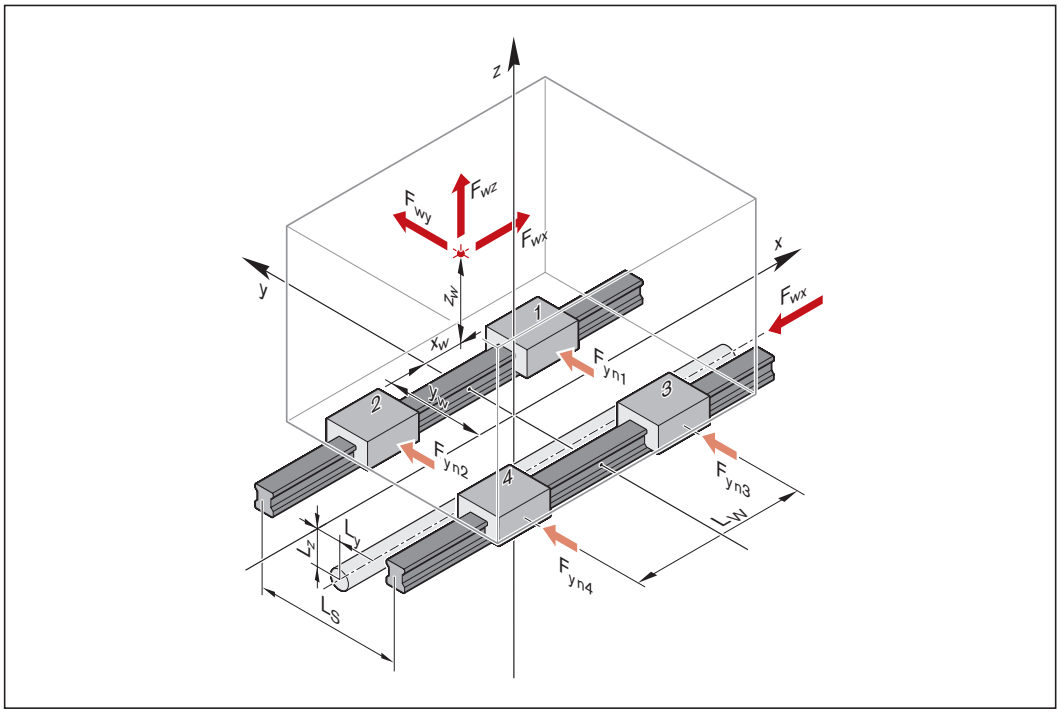
Нагрузки в направлении z

Внешние нагрузки F_{zni}, действующие на каретки i (от 1 до 4) в направлении z в фазе n, рассчитываются с помощью следующих формул.

i	Формула
1	(3-25) $F_{z\,n\,1} = \frac{\sum_{j=1}^{k} F_{wz,j}}{4} + \frac{\sum_{j=1}^{k}\left(F_{wz,j} \cdot y_{w,j}\right) - \sum_{j=1}^{k}\left(F_{wy,j} \cdot z_{w,j}\right)}{2 \cdot L_S} + \frac{\sum_{j=1}^{k}\left(F_{wz,j} \cdot x_{w,j}\right) - \sum_{j=1}^{k}\left(F_{wx,j} \cdot \left(z_{w,j} - L_z\right)\right)}{2 \cdot L_W}$
2	(3-26) $F_{z\,n\,2} = \frac{\sum_{j=1}^{k} F_{wz,j}}{4} + \frac{\sum_{j=1}^{k}\left(F_{wz,j} \cdot y_{w,j}\right) - \sum_{j=1}^{k}\left(F_{wy,j} \cdot z_{w,j}\right)}{2 \cdot L_S} + \frac{\sum_{j=1}^{k}\left(F_{wx,j} \cdot \left(z_{w,j} - L_z\right)\right) - \sum_{j=1}^{k}\left(F_{wz,j} \cdot x_{w,j}\right)}{2 \cdot L_W}$
3	(3-27) $F_{z\,n\,3} = \frac{\sum_{j=1}^{k} F_{wz,j}}{4} + \frac{\sum_{j=1}^{k}\left(F_{wy,j} \cdot z_{w,j}\right) - \sum_{j=1}^{k}\left(F_{wz,j} \cdot y_{w,j}\right)}{2 \cdot L_S} + \frac{\sum_{j=1}^{k}\left(F_{wz,j} \cdot x_{w,j}\right) - \sum_{j=1}^{k}\left(F_{wx,j} \cdot \left(z_{w,j} - L_z\right)\right)}{2 \cdot L_W}$
4	(3-28) $F_{z\,n\,4} = \frac{\sum_{j=1}^{k} F_{wz,j}}{4} + \frac{\sum_{j=1}^{k}\left(F_{wy,j} \cdot z_{w,j}\right) - \sum_{j=1}^{k}\left(F_{wz,j} \cdot y_{w,j}\right)}{2 \cdot L_S} + \frac{\sum_{j=1}^{k}\left(F_{wx,j} \cdot \left(z_{w,j} - L_z\right)\right) - \sum_{j=1}^{k}\left(F_{wz,j} \cdot x_{w,j}\right)}{2 \cdot L_W}$

3.1 Основные положения

3.1.5 Расчеты



Нагрузки на систему с 2 направляющими рельсами и 4 каретками

Нагрузки в направлении y

Внешние нагрузки F_{yni}, действующие на каретки i (от 1 до 4) в направлении y в фазе n, рассчитываются с помощью следующих формул.

i	Формула
1 3	(3-29) $F_{yn1} = F_{yn3} = \frac{\sum_{j=1}^{k} F_{wy,j}}{4} + \frac{\sum_{j=1}^{k}\left(F_{wy,j} \cdot x_{w,j}\right) - \sum_{j=1}^{k}\left(F_{wx,j} \cdot \left(y_{w,j} - L_y\right)\right)}{2 \cdot L_W}$
2 4	(3-30) $F_{yn2} = F_{yn4} = \frac{\sum_{j=1}^{k} F_{wy,j}}{4} - \frac{\sum_{j=1}^{k}\left(F_{wy,j} \cdot x_{w,j}\right) - \sum_{j=1}^{k}\left(F_{wx,j} \cdot \left(y_{w,j} - L_y\right)\right)}{2 \cdot L_W}$

3.1 Основные положения

3.1.5 Расчеты

3.1.5.4 Комбинированная эквивалентная нагрузка на подшипник

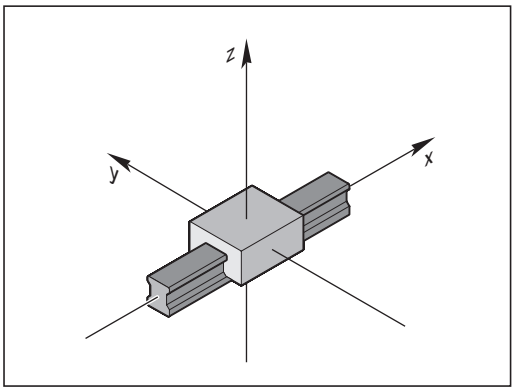
Основные направления нагрузки

Нагрузки, рассчитанные для отдельных кареток (силы F_x, F_y, F_z и моменты M_x, M_y, M_z), объединяются в сравнительные нагрузки для каждой каретки. Эти сравнительные нагрузки называются комбинированными эквивалентными нагрузками на подшипник.

Для расчета нагрузок на каретки необходимо отличать горизонтальные нагрузки (y-направление) от вертикальных (z-направление) аналогично отличию радиальных сил от осевых усилий в ротационных подшипниках качения. Для нагрузок, действующих не в основных направлениях нагрузки, указанных выше, силы должны разделяться. Каретки могут воспринимать не только силы, но и моменты. Если несколько кареток установлено на направляющем рельсе близко друг за другом, это необходимо учитывать во время расчета нагрузок на подшипник.

Ниже приведены следующие варианты нагрузок:

- Вертикальные и горизонтальные силы
- Вертикальные и горизонтальные силы в сочетании с моментами
- Учет тесно расположенных вместе кареток (используя коэффициент контакта f_C)



Определение основных направлений нагрузки

Вертикальные и горизонтальные силы

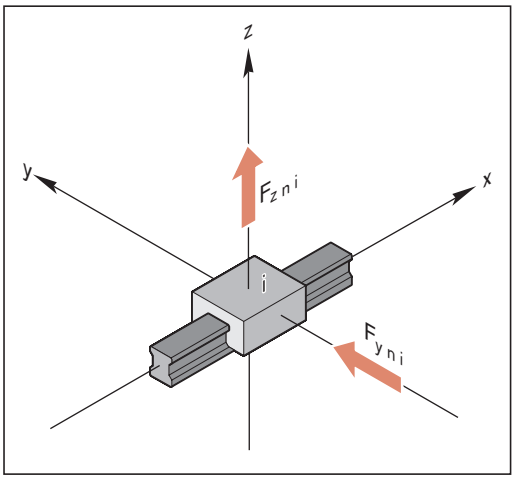
Для внешних нагрузок, действующих на каретку i в фазе n под воздействием вертикальных сил F_z и горизонтальных сил F_y, для расчета номинального срока службы требуется сравнительная нагрузка. Такая комбинированная эквивалентная нагрузка на подшипник – это сумма абсолютных значений F_z и F_y. Конструкция профильных рельсовых направляющих допускает такой упрощенный расчет.

$$F_{combni} = |F_{yni}| + |F_{zni}| \quad (3\text{-}31)$$

F_{combni} = комбинированная эквивалентная нагрузка на подшипник для каретки i (N)

F_{zni} = сила в направлении z на каретку i во время фазы n (N)

F_{yni} = сила в направлении y на каретку i во время фазы n (N)



Вертикальные и горизонтальные силы

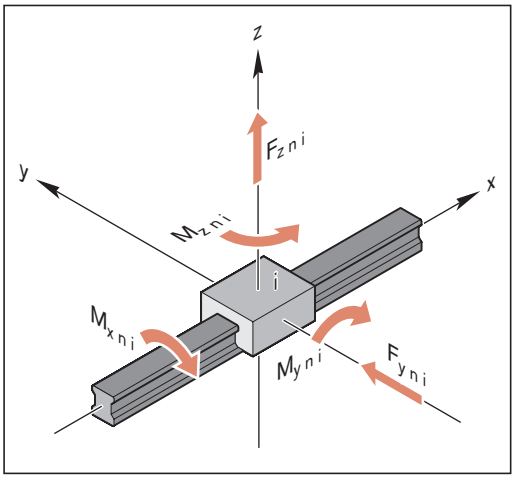
3.1 Основные положения

3.1.5 Расчеты

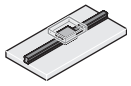
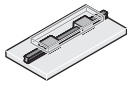
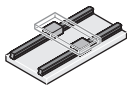
Вертикальные и горизонтальные нагрузки в сочетании с моментами

Для внешней нагрузки, действующей на каретку i во время фазы n под воздействием вертикальных и горизонтальных сил в сочетании с моментами вокруг осей X, Y и Z, комбинированная эквивалентная нагрузка на подшипник рассчитывается с помощью формул, представленных ниже.

Так как допускается, что присоединяемые конструкции имеют бесконечную жесткость, моменты могут возникать только в трех специфических компоновках. Единственным вариантом восприятия моментов во всех направлениях является компоновка только с одной кареткой (см. раздел 3.1.5.3).



Комбинация из силовых и моментных нагрузок

Компоновка	Формула
1 рельс 1 каретка 	(3-32) $F_{combni} = \lvert F_{yni}\rvert + \lvert F_{zni}\rvert + C\cdot\frac{\lvert M_{xni}\rvert}{M_t} + C\cdot\frac{\lvert M_{yni}\rvert}{M_L} + C\cdot\frac{\lvert M_{zni}\rvert}{M_L}$
1 рельс 2 каретки 	(3-33) $F_{combni} = \lvert F_{yni}\rvert + \lvert F_{zni}\rvert + C\cdot\frac{\lvert M_{xni}\rvert}{M_t}$
2 рельса 2 каретки 	(3-34) $F_{combni} = \lvert F_{yni}\rvert + \lvert F_{zni}\rvert + C\cdot\frac{\lvert M_{yni}\rvert}{M_L} + C\cdot\frac{\lvert M_{zni}\rvert}{M_L}$

F_{combni} = комбинированная эквивалентная нагрузка на подшипник для каретки i во время фазы n (N)

F_{yni} = сила в направлении y, действующая на каретку i во время фазы n (N)

F_{zni} = сила в направлении z, действующая на каретку i во время фазы n (N)

M_{xni} = момент кручения вокруг оси X, действующий на каретку i во время фазы n (Nm)

M_{yni} = продольный момент вокруг оси Y, действующий на каретку i во время фазы n (Nm)

M_{zni} = продольный момент вокруг оси Z, действующий на каретку i во время фазы n (Nm)

C = допустимая динамическая нагрузка (N)

M_t = допустимая динамическая нагрузка момента кручения (Nm)

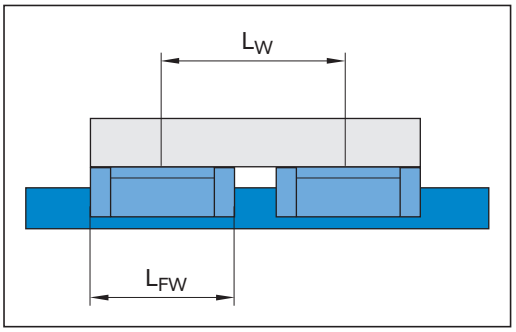
M_L = допустимая динамическая нагрузка продольного момента (Nm)

3.1 Основные положения

3.1.5 Расчеты

Каретки с малым расстоянием между ними

Если каретки установлены на направляющем рельсе друг за другом так, что их межцентровое расстояние L_w в 1.5 раза меньше длины каретки L_{FW}, это вероятно может привести к неравномерному распределению нагрузки между каретками. Причина заключается в неточностях обработки монтажных поверхностей и производственных допусках направляющих компонентов.



Длина каретки и расстояние между центрами кареток

Коэффициент контакта

В этом случае в расчет нагрузки на подшипник включается коэффициент контакта f_C. Коэффициент контакта зависит от числа тесно расположенных друг к другу кареток. Это статистическое значение. В нормальном режиме работы, когда между каретками имеется достаточное расстояние, коэффициент контакта $f_C = 1$.

Коэффициент контакта f_C может рассчитываться с помощью следующей формулы:

$$f_C = \frac{i^{0,7}}{i} \qquad (3\text{-}35)$$

f_C = коэффициент контакта (–)
i = число кареток с малым расстоянием между ними (–)

Число кареток	Коэффициент контакта f_C
1	1
2	0,81
3	0,72
4	0,66
5	0,62

Поскольку коэффициент контакта f_C повышает эквивалентную нагрузку на подшипник, номинальный срок службы снижается в большей или меньшей степени в зависимости от варианта нагрузки.

$$F_{combni} = \frac{1}{f_C} \cdot \left(|F_{yni}| + |F_{zni}| \right) \qquad (3\text{-}36)$$

F_{combni} = комбинированная эквивалентная нагрузка на подшипник для каретки i во время фазы n (N)
F_{yni} = сила в направлении y, действующая на каретку i во время фазы n (N)
F_{zni} = сила в направлении z, действующая на каретку i во время фазы n (N)

Моментные нагрузки

Для кареток с малым расстоянием между ними формулы от (3-32) до (3-34), учитывающие моментные нагрузки, также умножаются на обратную величину от f_C.

3.1 Основные положения

3.1.5 Расчеты

3.1.5.5 Учет предварительного натяга

Если рельсовые направляющие имеют предварительный натяг, он должен учитываться при расчете номинального срока службы для определенных классов нагрузок.

Чтобы определить, будет ли предварительный натяг влиять на срок службы, сначала нужно рассчитать внутреннюю силу предварительного натяга каретки.

(3-37) $F_{pr} = X_{pr} \cdot C$

F_{pr} = внутренняя нагрузка каретки, вызванная предварительным натягом (сила предварительного натяга) (N)
X_{pr} = коэффициент класса предварительного натяга (–)
C = допустимая динамическая нагрузка (N)

Класс предварительного натяга	Коэффициент класса предварительного натяга X_{pr}
C0	0
C1	0,02
C2	0,08
C3	0,13

Отрывающая сила

Сила предварительного натяга и кривая жесткости для каретки могут использоваться для определения точки, в которой происходит разгрузка отдельных дорожек качения в каретке, т.е. сила предварительного натяга становится равной нулю. Такое явление известно как «отрыв», представляющий предел для внешней нагрузки.

Для рельсовых направляющих данная точка выражается как сила отрыва F_{lim}. Эта сила зависит от того, являются элементы качения шариками или роликами. Для упрощения процедуры расчета сила отрыва для шариковых направляющих может применяться и для шариковых, и для роликовых рельсовых направляющих.

(3-38) $F_{lim} = 2{,}8 \cdot F_{pr}$

F_{lim} = отрывающая сила (N)
F_{pr} = сила предварительного натяга (N)

Различия между вариантами

Необходимо провести различие между двумя вариантами:

Вариант 1: $F > F_{lim}$
Если внешняя нагрузка, т.е. комбинированная эквивалентная нагрузка на подшипник во время фазы n для каретки i превышает силу отрыва, тогда предварительный натяг не должен учитываться при расчете номинального срока службы.

Предварительный натяг может игнорироваться:

$F_{combni} > 2{,}8 \cdot F_{pr}$

Вариант 2: $F \leq F_{lim}$
Если внешняя нагрузка, т.е. комбинированная эквивалентная нагрузка на подшипник во время фазы n для каретки i меньше внутренней силы предварительного натяга в 2.8 раза включительно, предварительный натяг влияет на номинальный срок службы.

Предварительный натяг должен учитываться:

$F_{combni} \leq 2{,}8 \cdot F_{pr}$

Действующая эквивалентная нагрузка на подшипник

(3-39) $F_{effni} = F_{combni}$

(3-40) $F_{effni} = \left(\frac{F_{combni}}{2{,}8 \cdot F_{pr}} + 1 \right)^{\frac{3}{2}} \cdot F_{pr}$

F_{combni} = комбинированная эквивалентная нагрузка на подшипник для каретки i во время фазы n (N)
F_{pr} = сила предварительного натяга (N)
F_{effni} = действующая эквивалентная нагрузка на подшипник для каретки i во время фазы n (N)

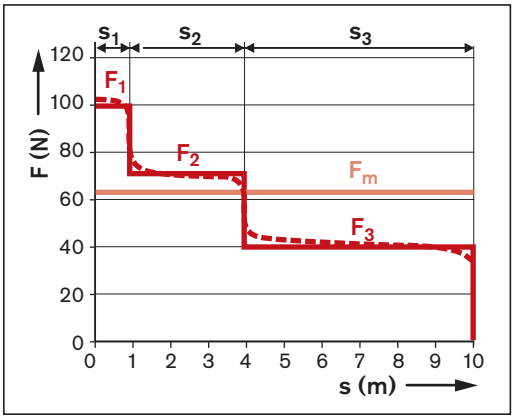
3.1 Основные положения

3.1.5 Расчеты

3.1.5.6 Эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник

Изменяющиеся силы

Эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник F_m должна всегда рассчитываться при использовании изменяющихся сил обработки или изменяющихся сил веса, или когда система должна ускоряться или замедляться. Расчет эквивалентной нагрузки объединяет нагрузки на каретку i во время индивидуальных фаз n для создания сравнительной нагрузки для всего динамического цикла. Если нагрузка на подшипник изменяется ступенчато, эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник рассчитывается примерно так же, как и для ротационного подшипника качения.



Пример ступенчатых изменений нагрузки

Ступенчатые изменения подшипниковых нагрузок

Для ступенчатых изменений нагрузки эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник рассчитывается по шагам дискретного перемещения.

Расчет шагов дискретного перемещения для фазы n:

(3-41) $$q_{sn} = \frac{s_n}{s} \cdot 100\ \%$$

(3-42) $$s = s_1 + s_2 + \ldots + s_n$$

Для каждой каретки i и для каждой фазы перемещения n индивидуальные нагрузки рассчитываются, как описано в предыдущих разделах. Затем эти индивидуальные нагрузки умножаются на процентную величину для дискретного ступенчатого перемещения.
И, наконец, формула (3-43) используется для расчета эквивалентной нагрузки на каретку во время всего цикла перемещения.

- Фактический профиль сил
- Действующая эквивалентная нагрузка во время фаз 1 ... n
- Эквивалентная динамическая нагрузка для всего цикла

$q_{s1} \ldots q_{sn}$ = шаги дискретного перемещения для фаз 1 ... n (%)
$s_1 \ldots s_n$ = перемещение в фазах 1... n (mm)
s = общее перемещение (mm)
n = фаза (–)

(3-43) $$F_{m\,i} = \sqrt[p]{\left(F_{eff\,1\,i}\right)^p \cdot \frac{q_{s1}}{100\,\%} + \left(F_{eff\,2\,i}\right)^p \cdot \frac{q_{s2}}{100\,\%} + \ldots + \left(F_{eff\,n\,i}\right)^p \cdot \frac{q_{sn}}{100\,\%}}$$

p = 3 для шариковых рельсовых направляющих
p = 10/3 для роликовых рельсовых направляющих

$F_{m\,i}$ = эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник для каретки i (N)
$F_{eff1\,i} \ldots F_{effn\,i}$ = действующая эквивалентная нагрузка на подшипник для каретки I во время фаз 1…n (N)
$q_{s1} \ldots q_{sn}$ = шаги дискретного перемещения для фаз 1 ... n (%)
$s_1 \ldots s_n$ = перемещение во время фаз 1 ... n (mm)
s = общее перемещение (mm)

3.1 Основные положения

3.1.5 Расчеты

3.1.5.7 Предполагаемый срок службы

Номинальный срок службы

Рассчитанный срок службы, которого отдельные подшипники качения или группа идентичных подшипников качения, работающих в одинаковых условиях, могут достичь с 90% вероятностью при использовании обычных современных материалов и соблюдении качества работ в обычных рабочих условиях (согласно ISO 14728 Часть 1).

Номинальный срок службы рассчитывается с помощью следующей формулы. В результате получаем предполагаемый срок службы в метрах.

$$L_i = \left(\frac{C}{F_i}\right)^p \cdot 10^5 \text{ m} \qquad (3\text{-}44)$$

L_i = номинальный срок службы каретки i (m)
C = допустимая динамическая нагрузка (N)
F_i = нагрузка на подшипник каретки i (N)

p = 3 для шариковых рельсовых направляющих
p = 10/3 для роликовых рельсовых направляющих

Различие согласно варианту нагрузки

В зависимости от варианта нагрузки следующие силы могут быть сведены в формулу.

Вариант нагрузки	Сила F_i	Номинальный срок службы	Описание	Раздел
Силовые нагрузки	F_{yni} F_{zni}	$L_i = \left(\frac{C}{F_{yni}}\right)^p \cdot 10^5$ m (3-45)	Постоянная сила, действующая в главном направлении нагрузки на каретку i	3.1.5.3
Комбинированная эквивалентная нагрузка на подшипник	F_{combni}	$L_i = \left(\frac{C}{F_{combni}}\right)^p \cdot 10^5$ m (3-46)	Постоянная сила, действующая под определенным углом или постоянный момент, действующий на каретку i	3.1.5.4
Учет предварительного натяга для действующей эквивалентной нагрузки на подшипник	F_{effni}	$L_i = \left(\frac{C}{F_{effni}}\right)^p \cdot 10^5$ m (3-47)	Влияние предварительного натяга и постоянной нагрузки на подшипник на каретке i	3.1.5.5
Эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник	F_{mi}	$L_i = \left(\frac{C}{F_{mi}}\right)^p \cdot 10^5$ m (3-48)	Изменяющаяся нагрузка на подшипник, действующая во время фаз n на каретку i	3.1.5.6

Номинальный срок службы в рабочих часах

Если длина хода s_{stroke} и частота хода n_{stroke} остаются постоянными на протяжении всего периода работы, срок службы может быть рассчитан следующим образом:

$$L_{hi} = \frac{L_i}{2 \cdot s_{Hub} \cdot n_{Hub} \cdot 60} \qquad (3\text{-}49)$$

L_{hi} = номинальный срок службы в часах (h)
L_i = номинальный срок службы в метрах (m)
s_{Hub} = длина хода (m)
n_{Hub} = частота хода (полные циклы в минуту) (min^{-1})

3.1 Основные положения

3.1.5 Расчеты

Номинальный срок службы в рабочих часах

Альтернативно срок службы в рабочих часах может рассчитываться с помощью средней скорости v_m. В случае ступенчатого изменения скорости эта средняя скорость рассчитывается с использованием шагов дискретного времени q_{tn} индивидуальных фаз.

Расчет шагов дискретного времени:

$$(3\text{-}50) \quad q_{tn} = \frac{t_n}{t} \cdot 100\ \%$$

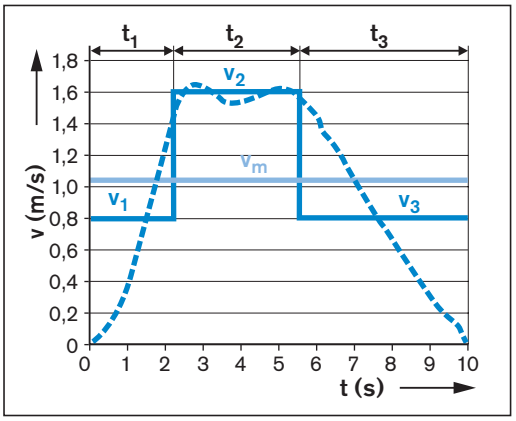
$$(3\text{-}51) \quad t = t_1 + t_2 + \ldots + t_n$$

Расчет средней скорости:

$$(3\text{-}52) \quad v_m = \frac{|v_1| \cdot q_{t1} + |v_2| \cdot q_{t2} + \ldots + |v_n| \cdot q_{tn}}{100\ \%}$$

Расчет срока службы в рабочих часах с использованием средней скорости:

$$(3\text{-}53) \quad L_{hi} = \frac{L_i}{60 \cdot v_m}$$



Пример ступенчатых изменений скорости

- Фактический профиль скорости
- Средняя скорость во время фаз 1 ... 3
- Средняя скорость всего цикла

$q_{t1} \ldots q_{tn}$	=	шаги дискретного времени для фаз 1 ... n	(%)
$t_1 \ldots t_n$	=	время для фаз 1 ... n	(s)
t	=	общее время	(s)
v_m	=	средняя скорость	(m/min)
$v_1 \ldots v_n$	=	средняя скорость во время фаз 1…n	(m/min)
L_{hi}	=	номинальный срок службы в рабочих часах	(h)
L_i	=	номинальный срок службы	(m)

Границы расчета номинального срока службы

Согласно ISO 14728-1 расчет номинального срока службы, проведенный с помощью данных формул, будет действительным только при соблюдении следующих условий:

- Нагрузка не должна превышать определенный уровень
- Ход не должен быть короче определенной длины
- Работающий подшипник качения не должен подвергаться сильной вибрации.

Пределы нагрузки

Нагрузки на подшипник должны находиться в определенном соотношении с допустимыми динамическими и статическими нагрузками.

Пределы нагрузки для расчета номинального срока службы:

- $F \leq 0{,}5\ C$
- $F \leq C_0$

F	=	нагрузка на подшипник	(N)
C	=	допустимая динамическая нагрузка	(N)
C_0	=	допустимая динамическая нагрузка	(N)

3.1 Основные положения

3.1.5 Расчеты

Ограничения, вызванные коротким ходом

Если ход меньше величины, составляющей две длины каретки, не все элементы качения войдут в контакт качения в зоне нагружения. Такие применения называются короткоходовыми применениями.

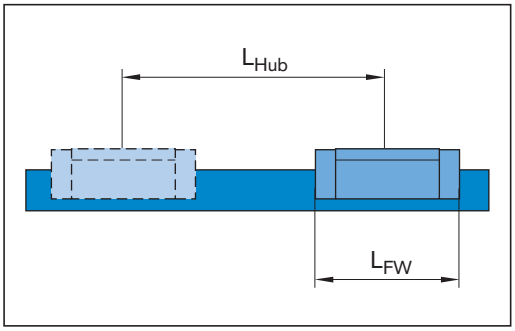
Предел хода для расчета номинального срока службы:

- $L_{Hub} > 2 \cdot L_{FW}$

Определение короткого хода:

- $L_{Hub} < 2 \cdot L_{FW}$

Если область практического применения предусматривает короткий ход, он должен учитываться при расчете номинального срока службы. В этом случае предполагаемый срок службы будет меньше номинального срока службы. Пользователям рекомендуется обратиться к помощи специалистов фирмы Rexroth при расчете таких ситуаций.



Длина хода и длина каретки

L_{FW} = длина каретки (mm)
L_{Hub} = длина хода (mm)

Ограничения, вызванные вибрацией

Вибрации могут в значительной степени сократить срок службы профильных рельсовых направляющих. Если предполагается, что станок будет подвергаться воздействию сильной вибрации, пользователям рекомендуется обратиться за помощью к специалистам фирмы Rexroth.

Модифицированный срок службы

Вероятность того, что направляющая достигнет номинального срока службы L, составляет 90%. Если требуется более длительный срок службы, расчет должен производиться с использованием модифицированного срока службы L_{na}. В этом случае номинальный срок службы L умножается на коэффициент a_1. Этот коэффициент выражает вероятность выработки кареток, и его значения представлены в таблице рядом.

Вероятность выработки (%)	L_{na}	a_1
90	L_{10a}	1
95	L_{5a}	0,62
96	L_{4a}	0,53
97	L_{3a}	0,44
98	L_{2a}	0,33
99	L_{1a}	0,21

$$L_{na\,i} = a_1 \cdot \left(\frac{C}{F_i}\right)^p \cdot 10^5\ m \qquad (3\text{-}54)$$

$L_{na\,i}$ = модифицированный срок службы (m)
C = допустимая динамическая нагрузка (N)
F_i = нагрузка на подшипник каретки i (N)
a_1 = коэффициент долговечности (–)

p = 3 для шариковых рельсовых направляющих
p = 10/3 для роликовых рельсовых направляющих

3.1 Основные положения

3.1.5 Расчеты

3.1.5.8 Эквивалентная статическая нагрузка на подшипник

Высокие статические нагрузки

Если каретка подвергается воздействию высоких статических нагрузок, требуется расчет эквивалентной статической нагрузки на подшипник. Статическая нагрузка – это нагрузка, действующая на каретку, которая находится не в динамическом режиме, а в состоянии покоя.

Эквивалентные статические нагрузки различаются по следующим составляющим:
- Горизонтальные и вертикальные силы
- Горизонтальные и вертикальные силы в сочетании с моментами

Эквивалентная статическая нагрузка F_{0combi} не должна превышать допустимую статическую нагрузку C_0. Эквивалентная статическая нагрузка требуется для определения коэффициента запаса прочности статической нагрузки (см. раздел 3.1.5.9).

Как и в случае с динамической нагрузкой, режим статической нагрузки тоже должен проверяться, чтобы определить, оказывает ли воздействие предварительный натяг (см. раздел 3.1.5.5). При обнаружении такого воздействия необходимо рассчитать действительную эквивалентную нагрузку с помощью формулы (3-40).

Горизонтальные и вертикальные силы

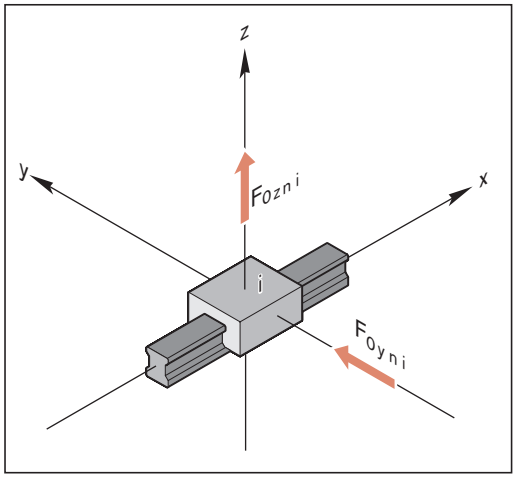
Внешние статические нагрузки, действующие под углом, должны разлагаться на горизонтальные (направление y) и вертикальные (направление z) элементы. После этого добавляются абсолютные значения двух данных компонентов. Конструкция профильных рельсовых направляющих допускает такой упрощенный расчет.

$$F_{0comb\,i} = |F_{0y\,i}| + |F_{0z\,i}| \qquad (3\text{-}55)$$

F_{0combi} = эквивалентная статическая нагрузка на подшипник каретки i (N)

F_{0yi} = статическая нагрузка, вызванная действием силы в направлении y на каретку i (N)

F_{0zi} = статическая нагрузка, вызванная действием силы в направлении z на каретку i (N)



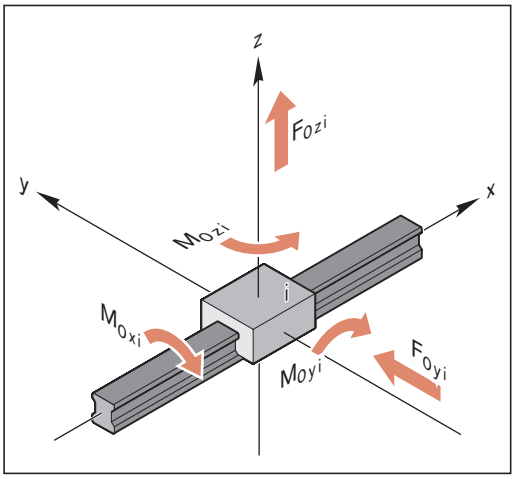
Горизонтальные и вертикальные силы

3.1 Основные положения

3.1.5 Расчеты

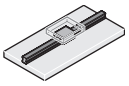
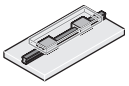
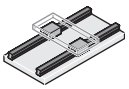
Горизонтальные и вертикальные силы в сочетании с моментами

Комбинированная внешняя статическая нагрузка на подшипник, вызванная воздействием сил и моментов вокруг осей X, Y и Z, возможна только для определенных компоновок (см. раздел 3.1.5.3).



Комбинация силовых и моментных нагрузок

В таблице ниже представлены формулы для соответствующих компоновок профильных рельсовых направляющих.

Компоновка	Формула
1 рельс 1 каретка 	(3-56) $F_{0combi} = \lvert F_{0yi}\rvert + \lvert F_{0zi}\rvert + C_0 \cdot \frac{\lvert M_{0xi}\rvert}{M_{t0}} + C_0 \cdot \frac{\lvert M_{0yi}\rvert}{M_{L0}} + C_0 \cdot \frac{\lvert M_{0zi}\rvert}{M_{L0}}$
1 рельс 2 каретки 	(3-57) $F_{0combi} = \lvert F_{0yi}\rvert + \lvert F_{0zi}\rvert + C_0 \cdot \frac{\lvert M_{0xi}\rvert}{M_{t0}}$
2 рельса 2 каретки 	(3-58) $F_{0combi} = \lvert F_{0yi}\rvert + \lvert F_{0zi}\rvert + C_0 \cdot \frac{\lvert M_{0yi}\rvert}{M_{L0}} + C_0 \cdot \frac{\lvert M_{0zi}\rvert}{M_{L0}}$

F_{0combi} = эквивалентная статическая нагрузка на подшипник каретки i (N)
F_{0yi} = сила в направлении y, действующая на каретку i (N)
F_{0zi} = сила в направлении z, действующая на каретку i (N)
C_0 = допустимая статическая нагрузка (N)

M_{0xi} = статический момент кручения вокруг оси X, действующий на каретку i (Nm)
M_{0yi} = статический продольный момент вокруг оси Y, действующий на каретку i (Nm)
M_{0zi} = статический продольный момент вокруг оси Z, действующий на каретку i (Nm)
M_{t0} = допустимая нагрузка статического момента кручения (Nm)
M_{L0} = допустимая нагрузка статического продольного момента (Nm)

3.1 Основные положения

3.1.5 Расчеты

3.1.5.9 Коэффициент запаса прочности статической нагрузки

Коэффициент запаса прочности статической нагрузки So рассчитывается с тем, чтобы исключить воздействие недопустимых нагрузок на элементы и дорожки качения. Такой расчет базируется на максимальной нагрузке, действующей на наиболее нагруженную каретку. Для статической нагрузки это будет максимальная статическая нагрузка на подшипник F_{0max}, а чисто динамической нагрузкой будет максимальная динамическая нагрузка на подшипник F_{max}.

Ситуация 1: расчет с использованием максимальной статической нагрузки на подшипник F_{0max}

$$S_0 = \frac{C_0}{F_{0\,max}} = \frac{C_0}{F_{0\,combi}} \qquad (3\text{-}59)$$

S_0 = коэффициент запаса прочности статической нагрузки (–)
C_0 = допустимая статическая нагрузка (N)
F_{0max} = максимальная статическая нагрузка на подшипник (N)
F_{0combi} = максимальная эквивалентная статическая нагрузка на подшипник каретки i (N)

Независимо от коэффициента запаса прочности статической нагрузки, необходимо исключить превышение максимальных допустимых нагрузок. Максимальная допустимая нагрузка определяется конструкционной длиной кареток. Значения максимальных допустимых нагрузок указываются в каталогах соответствующих профильных рельсовых направляющих.

Ситуация 2: расчет с использованием максимальной динамической нагрузки на подшипник F_{max}

$$S_0 = \frac{C_0}{F_{max}} = \frac{C_0}{F_{eff\,ni}} \qquad (3\text{-}60)$$

F_{max} = максимальная динамическая нагрузка на подшипник (N)
$F_{eff\,ni}$ = максимальная динамическая нагрузка на подшипник каретки i во время фазы n (N)

Рекомендации для коэффициента запаса прочности статической нагрузки:

Условия эксплуатации	S_0
Нормальные условия эксплуатации [1]	1 ... 2
Низкие ударные и вибрационные нагрузки	2 ... 4
Умеренные ударные и вибрационные нагрузки	3 ... 5
Сильные ударные и вибрационные нагрузки	4 ... 6
Неизвестные параметры нагрузки	6 ... 15

1) Нормальные условия эксплуатации определены в главе 2, раздел 2.4.2.4.

3.1.5.10 Пример расчета номинального срока службы

Шаг 1: Определить рабочие условия

Система для данного примера расчета состоит из 2 рельсов и 4 кареток. Это наиболее типичная компоновка. Требуемый срок службы составляет 10 000 часов. В рассчитываемом цикле пробега участвуют силы веса в центре тяжести, а также силы обработки F_p. Чтобы облегчить понимание примера расчета, предлагается упрощенный динамический цикл без обратного хода.

В качестве примера была выбрана шариковая рельсовая направляющая типоразмера 30.

Данные профильной рельсовой направляющей		
Характеристика/параметр		**Значение**
Профильная рельсовая направляющая		Шариковая рельсовая направляющая
Типоразмер		30
Каретка		Фланцевая, длинная, стандартной высоты (FLS), без шариковой цепи
Номер детали		R1653 721 20
Класс предварит. натяга		C2
Коэффициент класса предварит. натяга	X_{pr}	0,08
Класс точности		SP
Допустимая динамическая нагрузка	C	40 000 N
Допустимая статическая нагрузка	C_0	57 800 N

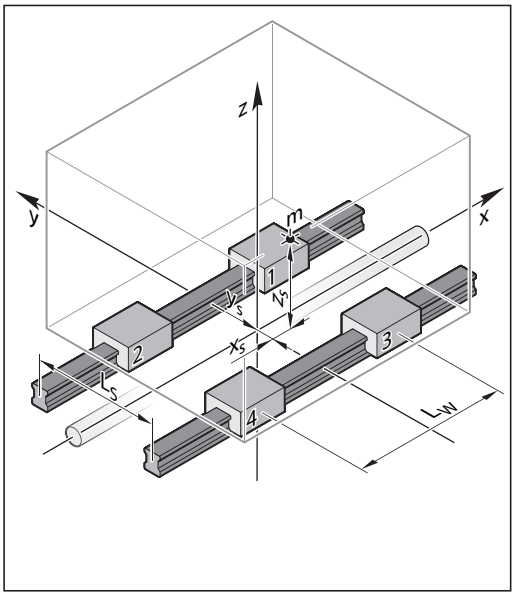
3.1 Основные положения

3.1.5 Расчеты

Компоновка

Выбранная компоновка включает 2 рельса и 4 каретки, расположенные горизонтально.

Данные компоновки			
Параметр		**Значение**	
Расстояние между каретками	L_W	600	mm
Расстояние между направляющими рельсами	L_S	450	mm
Координата y привода	L_y	0	mm
Координата z привода	L_z	0	mm
Угловое положение отн. оси X	α	0	°
Угловое положение отн. оси Y	β	0	°
Масса стола станка	m	450	kg
Координата x центра тяжести	x_S	300	mm
Координата y центра тяжести	y_S	–50	mm
Координата z центра тяжести	z_S	250	mm

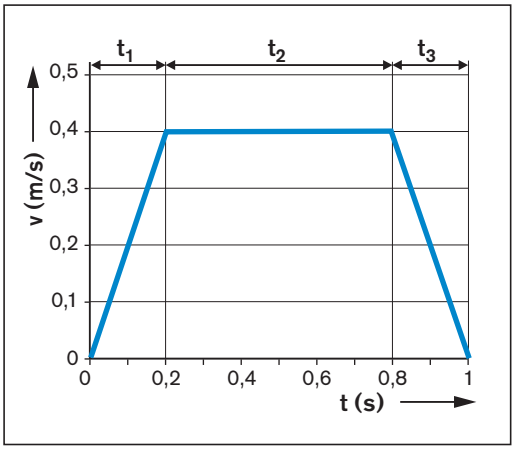


Компоновка направляющей и местоположение центра тяжести массы для примера компоновки с 2 рельсами и 4 каретками

Динамический цикл

Динамический цикл состоит из трех фаз:
- Фаза 1: ускорение
- Фаза 2: обработка
- Фаза 3: замедление

Данные динамического цикла			
Параметр		**Значение**	
Количество фаз	n	3	
Время фазы 1	t_1	0,2	s
Время фазы 2	t_2	0,6	s
Время фазы 3	t_3	0,2	s
Пробег во время фазы 1	s_1	0,04	m
Пробег во время фазы 2	s_2	0,24	m
Пробег во время фазы 3	s_3	0,04	m
Ускорение в фазе 1	a_1	2	m/s^2
Ускорение в фазе 2	a_2	0	m/s^2
Ускорение в фазе 3	a_3	–2	m/s^2



Пример расчета: скорости в отдельных фазах

3.1 Основные положения

3.1.5 Расчеты

Шаги дискретного перемещения

Рассчитать шаги дискретного перемещения q_{sn} с помощью формул (3-42) и (3-41):

$$s = \sum s_n = s_1 + s_2 + s_3 = 0{,}04\ m + 0{,}24\ m + 0{,}04\ m = 0{,}32\ m$$

$$q_{sn} = \frac{s_n}{s} \cdot 100\ \%$$

$$q_{s1} = \frac{s_1}{s} \cdot 100\ \% = \frac{0{,}04\ m}{0{,}32\ m} \cdot 100\ \% = 12{,}5\ \%$$

$$q_{s2} = \frac{s_2}{s} \cdot 100\ \% = \frac{0{,}24\ m}{0{,}32\ m} \cdot 100\ \% = 75\ \%$$

$$q_{s3} = \frac{s_3}{s} \cdot 100\ \% = \frac{0{,}04\ m}{0{,}32\ m} \cdot 100\ \% = 12{,}5\ \%$$

Шаги дискретного времени

Расчитать шаги дискретного времени q_{tn} с помощью формул (3-51) и (3-50):

$$t = \sum t_n = t_1 + t_2 + t_3 = 0{,}2\ s + 0{,}6\ s + 0{,}2\ s = 1\ s$$

$$q_{tn} = \frac{t_n}{t} \cdot 100\ \%$$

$$q_{t1} = \frac{t_1}{t} \cdot 100\ \% = \frac{0{,}2\ s}{1\ s} \cdot 100\ \% = 20\ \%$$

$$q_{t2} = \frac{t_2}{t} \cdot 100\ \% = \frac{0{,}6\ s}{1\ s} \cdot 100\ \% = 60\ \%$$

$$q_{t3} = \frac{t_3}{t} \cdot 100\ \% = \frac{0{,}2\ s}{1\ s} \cdot 100\ \% = 20\ \%$$

Средние скорости

Рассчитать средние скорости во время отдельных фаз:

$$v_n = \frac{s_n}{t_n}$$

$$v_1 = \frac{s_1}{t_1} = \frac{0{,}04\ m}{0{,}2\ s} = 0{,}2\frac{m}{s} = 12\frac{m}{min}$$

$$v_2 = \frac{s_2}{t_2} = \frac{0{,}24\ m}{0{,}6\ s} = 0{,}4\frac{m}{s} = 24\frac{m}{min}$$

$$v_3 = \frac{s_3}{t_3} = \frac{0{,}04\ m}{0{,}2\ s} = 0{,}2\frac{m}{s} = 12\frac{m}{min}$$

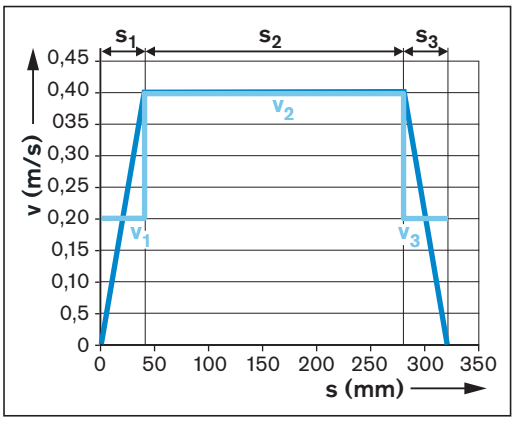


Диаграмма "перемещение-скорость"

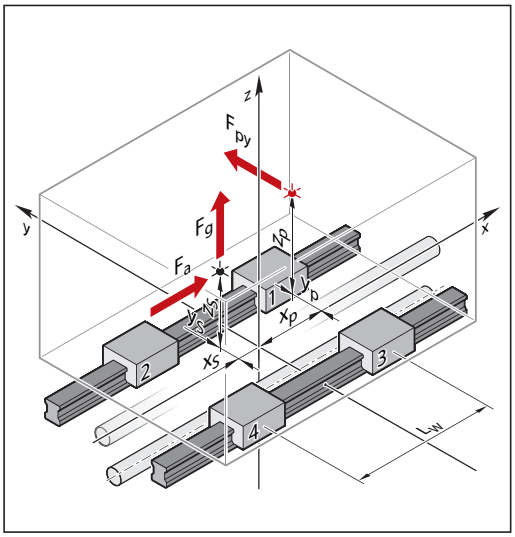
Характер действительных скоростей
Средняя скорость

3.1 Основные положения

3.1.5 Расчеты

Нагрузка

Данные нагрузки		
Параметр		**Значение**
Масса стола станка	m	450 kg
Координата x центра тяжести	x_S	300 mm
Координата y центра тяжести	y_S	–50 mm
Координата z центра тяжести	z_S	250 mm
Сила обработки в направлении y	F_p	–4500 N
Координата x точки приложения силы обработки	x_p	200 mm
Координата y точки приложения силы обработки	y_p	150 mm
Координата z точки приложения силы обработки	z_p	500 mm



Сила ускорения F_a, сила веса F_g, сила обработки F_p и координаты точек приложения сил

Так как привод находится в начале координатной системы, силу привода можно в расчет не включать.

Проанализировать действующие силы:

Фаза n	Действующая сила
1	Сила веса и сила ускорения
2	Сила веса и сила обработки
3	Сила веса и сила ускорения

Рассчитать действующие силы:

Действующая сила	Расчет
Сила веса	$F_g = m \cdot g = 450\ kg \cdot \left(-9{,}81\ \frac{m}{s^2}\right) = -4415\ N$
Сила ускорения в положительном направлении x во время подхода. Из-за инерции массы сила действует в отрицательном направлении x.	$F_{a1} = (-1) \cdot m \cdot a_1 = 450\ kg \cdot 2\ \frac{m}{s^2} = -900\ N$
Сила ускорения в отрицательном направлении x во время замедления. Из-за инерции массы сила действует в положительном направлении x.	$F_{a3} = (-1) \cdot m \cdot a_3 = (-1) \cdot 450\ kg \cdot \left(-2\ \frac{m}{s^2}\right) = 900\ N$

Произвести анализ и присвоение вариантов нагрузки:

Вариант нагрузки j	Описание	Действующая сила $F_{w,j}$	Точка приложения силы $x_{w,j}, y_{w,j}, z_{w,j}$	Фаза n
1	Сила веса	$F_{wz,1} = F_g = -4415$ N	$x_{w,1} = x_S = 300$ mm $y_{w,1} = y_S = -50$ mm $z_{w,1} = z_S = 250$ mm	1; 2; 3
2	Сила ускорения $a_1 = 2$ m/s²	$F_{wx,2} = F_{a1} = -900$ N	$x_{w,2} = x_S = 300$ mm $y_{w,2} = y_S = -50$ mm $z_{w,2} = z_S = 250$ mm	1
3	Сила обработки во время обработки	$F_{wy,3} = F_p = -4500$ N	$x_{w,3} = x_p = 200$ mm $y_{w,3} = y_p = 150$ mm $z_{w,3} = z_p = 500$ mm	2
4	Сила ускорения $a_3 = -2{,}5$ m/s²	$F_{wx,4} = F_{a3} = +900$ N	$x_{w,4} = x_S = 300$ mm $y_{w,4} = y_S = -50$ mm $z_{w,4} = z_S = 250$ mm	3

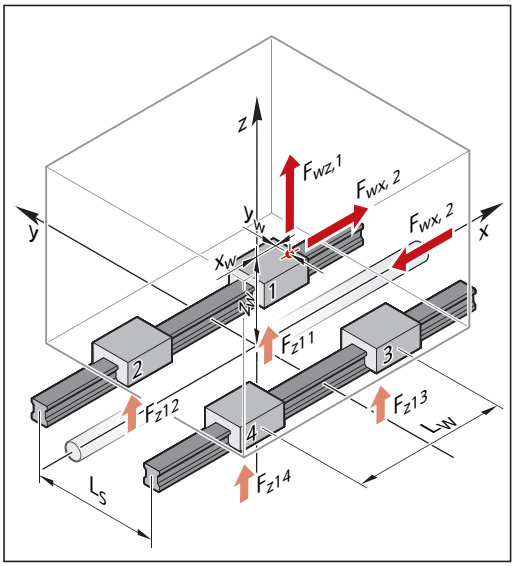
3.1 Основные положения

3.1.5 Расчеты

Шаг 2: Рассчитать силовые и моментные нагрузки

Для компоновки "2 рельса/4 каретки" нужно рассчитать только силы, так как моменты на каретке отсутствуют (допуская, что присоединяемые конструкции имеют бесконечную жесткость).

Произвести расчет сил с помощью формул:
- от (3-25) до (3-28) для нагрузок на каретки в направлении z
- от (3-29) до (3-30) для нагрузок на каретки в направлении y



Нагрузки на подшипник в направлении z во время фазы 1

Рассчитать нагрузки на подшипник каретки в фазе 1

Нагрузка на каретки, вызванная:
- силой веса F_g =-4415 N
- силой ускорения F_{a1} = -900 N во время подхода.

Вариант нагрузки j	$F_{wx,j}$	$F_{wy,j}$	$F_{wz,j}$	$x_{w,j}$	$y_{w,j}$	$z_{w,j}$
1	–	–	$F_{wz,1}$ = –4415 N	$x_{w,1}$ = 300 mm	$y_{w,1}$ = –50 mm	$z_{w,1}$ = 250 mm
2	$F_{wx,2}$ = –900 N	–	–	$x_{w,2}$ = 300 mm	$y_{w,2}$ = –50 mm	$z_{w,2}$ = 250 mm

Отрывающие/прижимающие нагрузки в направлении z

$$F_{z11} = \frac{F_{wz,1}}{4} + \frac{F_{wz,1} \cdot y_{w,1}}{2 \cdot L_S} + \frac{(F_{wz,1} \cdot x_{w,1}) - (F_{wx,2} \cdot z_{w,2})}{2 \cdot L_W}$$

$$F_{z11} = \frac{(-4415\ \text{N})}{4} + \frac{(-4415\ \text{N}) \cdot (-50\ \text{mm})}{2 \cdot 450\ \text{mm}} + \frac{((-4415\ \text{N}) \cdot 300\ \text{mm}) - ((-900\ \text{N}) \cdot 250\ \text{mm})}{2 \cdot 600\ \text{mm}} = -1775\ \text{N}$$

$$F_{z12} = \frac{F_{wz,1}}{4} + \frac{F_{wz,1} \cdot y_{w,1}}{2 \cdot L_S} + \frac{(F_{wx,2} \cdot z_{w,2}) - (F_{wz,1} \cdot x_{w,1})}{2 \cdot L_W}$$

$$F_{z12} = \frac{(-4415\ \text{N})}{4} + \frac{(-4415\ \text{N}) \cdot (-50\ \text{mm})}{2 \cdot 450\ \text{mm}} + \frac{((-900\ \text{N}) \cdot 250\ \text{mm}) - ((-4415\ \text{N}) \cdot 300\ \text{mm})}{2 \cdot 600\ \text{mm}} = 58\ \text{N}$$

$$F_{z13} = \frac{F_{wz,1}}{4} + \frac{-(F_{wz,1} \cdot y_{w,1})}{2 \cdot L_S} + \frac{(F_{wz,1} \cdot x_{w,1}) - (F_{wx,2} \cdot z_{w,2})}{2 \cdot L_W}$$

$$F_{z13} = \frac{(-4415\ \text{N})}{4} + \frac{-((-4415\ \text{N}) \cdot (-50\ \text{mm}))}{2 \cdot 450\ \text{mm}} + \frac{((-4415\ \text{N}) \cdot 300\ \text{mm}) - ((-900\ \text{N}) \cdot 250\ \text{mm})}{2 \cdot 600\ \text{mm}} = -2265\ \text{N}$$

$$F_{z14} = \frac{F_{wz,1}}{4} + \frac{-(F_{wz,1} \cdot y_{w,1})}{2 \cdot L_S} + \frac{(F_{wx,2} \cdot z_{w,2}) - (F_{wz,1} \cdot x_{w,1})}{2 \cdot L_W}$$

$$F_{z14} = \frac{(-4415\ \text{N})}{4} + \frac{-((-4415\ \text{N}) \cdot (-50\ \text{mm}))}{2 \cdot 450\ \text{mm}} + \frac{((-900\ \text{N}) \cdot 250\ \text{mm}) - ((-4415\ \text{N}) \cdot 300\ \text{mm})}{2 \cdot 600\ \text{mm}} = -433\ \text{N}$$

3.1 Основные положения

3.1.5 Расчеты

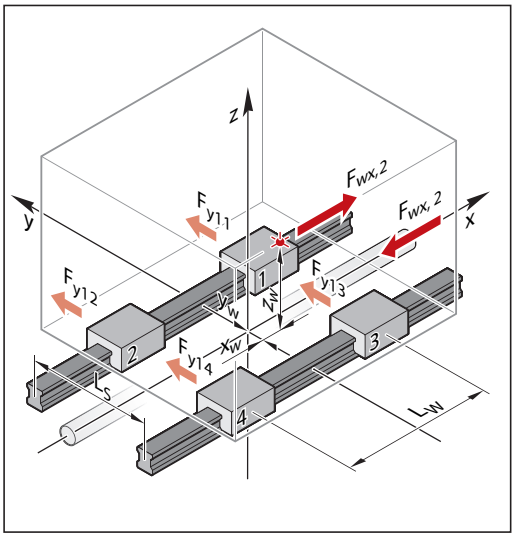
Боковые нагрузки в направлении y

$$F_{y1\,1} = \frac{-\left(F_{wx,\,2} \cdot y_{w,\,2}\right)}{2 \cdot L_W} = \frac{-\left((-900\ \text{N}) \cdot (-50\ \text{mm})\right)}{2 \cdot 600\ \text{mm}} = -38\ \text{N}$$

$$F_{y1\,2} = -\frac{-\left(F_{wx,\,2} \cdot y_{w,\,2}\right)}{2 \cdot L_W} = \frac{\left((-900\ \text{N}) \cdot (-50\ \text{mm})\right)}{2 \cdot 600\ \text{mm}} = 38\ \text{N}$$

$$F_{y1\,3} = \frac{-\left(F_{wx,\,2} \cdot y_{w,\,2}\right)}{2 \cdot L_W} = \frac{-\left((-900\ \text{N}) \cdot (-50\ \text{mm})\right)}{2 \cdot 600\ \text{mm}} = -38\ \text{N}$$

$$F_{y1\,4} = -\frac{-\left(F_{wx,\,2} \cdot y_{w,\,2}\right)}{2 \cdot L_W} = \frac{(-900\ \text{N}) \cdot (-50\ \text{mm})}{2 \cdot 600\ \text{mm}} = 38\ \text{N}$$

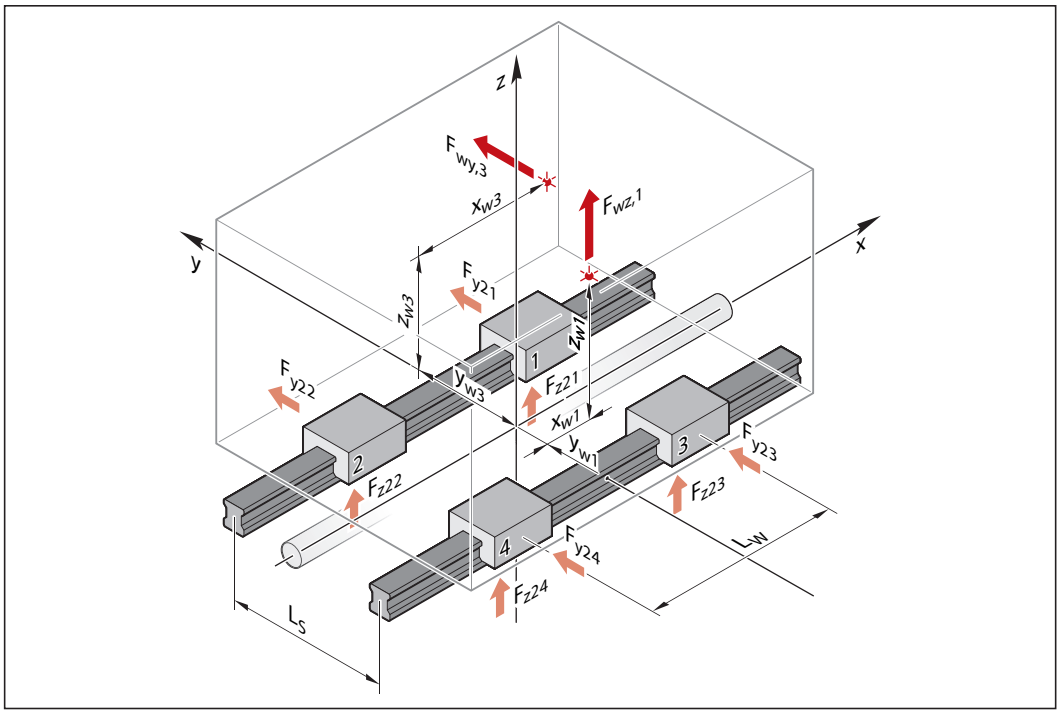


Нагрузки на подшипник в направлении y во время фазы 1

Рассчитать нагрузки на подшипник каретки в фазе 2

Нагрузка на каретки, вызванная
- силой веса F_g =-4415 N
- силой обработки F_p = -4500 N

во время обработки.



Нагрузки на подшипник в направлении z и y во время фазы 2

Вариант нагрузки j	$F_{wx,\,j}$	$F_{wy,\,j}$	$F_{wz,\,j}$	$x_{w,\,j}$	$y_{w,\,j}$	$z_{w,\,j}$
1	–	–	$F_{wz,\,1}$ = –4415 N	$x_{w,\,1}$ = 300 mm	$y_{w,\,1}$ = –50 mm	$z_{w,\,1}$ = 250 mm
3	–	$F_{wy,\,3}$ = –4500 N	–	$x_{w,\,3}$ = 200 mm	$y_{w,\,3}$ = 150 mm	$z_{w,\,3}$ = 500 mm

3.1 Основные положения

3.1.5 Расчеты

Отрывающие/прижимающие нагрузки в направлении z

$$F_{z21} = \frac{F_{wz,1}}{4} + \frac{(F_{wz,1} \cdot y_{w,1}) - (F_{wy,3} \cdot z_{w,3})}{2 \cdot L_S} + \frac{(F_{wz,1} \cdot x_{w,1})}{2 \cdot L_W}$$

$$F_{z21} = \frac{(-4415\ N)}{4} + \frac{(-4415\ N) \cdot (-50\ mm) - ((-4500\ N) \cdot 500\ mm)}{2 \cdot 450\ mm} + \frac{(-4415\ N) \cdot 300\ mm}{2 \cdot 600\ mm} = 538\ N$$

$$F_{z22} = \frac{F_{wz,1}}{4} + \frac{(F_{wz,1} \cdot y_{w,1}) - (F_{wy,3} \cdot z_{w,3})}{2 \cdot L_S} + \frac{-(F_{wz,1} \cdot x_{w,1})}{2 \cdot L_W} = 2745\ N$$

$$F_{z23} = \frac{F_{wz,1}}{4} + \frac{(F_{wy,3} \cdot z_{w,3}) - (F_{wz,1} \cdot y_{w,1})}{2 \cdot L_S} + \frac{(F_{wz,1} \cdot x_{w,1})}{2 \cdot L_W} = -4953\ N$$

$$F_{z24} = \frac{F_{wz,1}}{4} + \frac{(F_{wy,3} \cdot z_{w,3}) - (F_{wz,1} \cdot y_{w,1})}{2 \cdot L_S} + \frac{-(F_{wz,1} \cdot x_{w,1})}{2 \cdot L_W} = -2745\ N$$

Боковые нагрузки в направлении y

$$F_{y21} = \frac{F_{wy,3}}{4} + \frac{F_{wy,3} \cdot x_{w,3}}{2 \cdot L_W} = \frac{(-4500\ N)}{4} + \frac{(-4500\ N) \cdot 200\ mm}{2 \cdot 600\ mm} = -1875\ N$$

$$F_{y22} = \frac{F_{wy,3}}{4} - \frac{F_{wy,3} \cdot x_{w,3}}{2 \cdot L_W} = -375\ N$$

$$F_{y23} = \frac{F_{wy,3}}{4} + \frac{F_{wy,3} \cdot x_{w,3}}{2 \cdot L_W} = -1875\ N$$

$$F_{y24} = \frac{F_{wy,3}}{4} - \frac{F_{wy,3} \cdot x_{w,3}}{2 \cdot L_W} = -375\ N$$

3.1 Основные положения

3.1.5 Расчеты

Рассчитать нагрузки на подшипник каретки в фазе 3

Нагрузка на каретки, вызванная:
- силой веса F_g =-4415 N
- силой ускорения F_{a3} = 900 N

во время замедления.

См. иллюстрацию для фазы 1.

Вариант нагрузки j	$F_{wx,\,j}$	$F_{wy,\,j}$	$F_{wz,\,j}$	$x_{w,\,j}$	$y_{w,\,j}$	$z_{w,\,j}$
1	–	–	$F_{wz,\,1}$ = –4415 N	$x_{w,\,1}$ = 300 mm	$y_{w,\,1}$ = –50 mm	$z_{w,\,1}$ = 250 mm
4	$F_{wx,\,4}$ = 900 N	–	–	$x_{w,\,4}$ = 300 mm	$y_{w,\,4}$ = –50 mm	$z_{w,\,4}$ = 250 mm

Отрывающие/прижимающие нагрузки в направлении z

$$F_{z\,3\,1} = \frac{F_{wz,\,1}}{4} + \frac{F_{wz,\,1} \cdot y_{w,\,1}}{2 \cdot L_S} + \frac{(F_{wz,\,1} \cdot x_{w,\,1}) - (F_{wx,\,4} \cdot z_{w,\,4})}{2 \cdot L_W}$$

$$F_{z\,3\,1} = \frac{(-4415\ \text{N})}{4} + \frac{(-4415\ \text{N}) \cdot (-50\ \text{mm})}{2 \cdot 450\ \text{mm}} + \frac{((-4415\ \text{N}) \cdot 300\ \text{mm}) - (900\ \text{N} \cdot 250\ \text{mm})}{2 \cdot 600\ \text{mm}} = -2150\ \text{N}$$

$$F_{z\,3\,2} = \frac{F_{wz,\,1}}{4} + \frac{F_{wz,\,1} \cdot y_{w,\,1}}{2 \cdot L_S} + \frac{(F_{wx,\,4} \cdot z_{w,\,4}) - (F_{wz,\,1} \cdot x_{w,\,1})}{2 \cdot L_W} = 433\ \text{N}$$

$$F_{z\,3\,3} = \frac{F_{wz,\,1}}{4} + \frac{-(F_{wz,\,1} \cdot y_{w,\,1})}{2 \cdot L_S} + \frac{(F_{wz,\,1} \cdot x_{w,\,1}) - (F_{wx,\,4} \cdot z_{w,\,4})}{2 \cdot L_W} = -2640\ \text{N}$$

$$F_{z\,3\,4} = \frac{F_{wz,\,1}}{4} + \frac{-(F_{wz,\,1} \cdot y_{w,\,1})}{2 \cdot L_S} + \frac{(F_{wx,\,4} \cdot z_{w,\,4}) - (F_{wz,\,1} \cdot x_{w,\,1})}{2 \cdot L_W} = -58\ \text{N}$$

Боковые нагрузки в направлении y

$$F_{y\,3\,1} = \frac{-(F_{wx,\,4} \cdot y_{w,\,4})}{2 \cdot L_W} = \frac{-(900\ \text{N} \cdot (-50\ \text{mm}))}{2 \cdot 600\ \text{mm}} = 38\ \text{N}$$

$$F_{y\,3\,2} = -\frac{-(F_{wx,\,4} \cdot y_{w,\,4})}{2 \cdot L_W} = -38\ \text{N}$$

$$F_{y\,3\,3} = \frac{-(F_{wx,\,4} \cdot y_{w,\,4})}{2 \cdot L_W} = 38\ \text{N}$$

$$F_{y\,3\,4} = -\frac{-(F_{wx,\,4} \cdot y_{w,\,4})}{2 \cdot L_W} = -38\ \text{N}$$

Промежуточный результат: нагрузки на подшипник для каретки во время фазы

Каретка i	Фаза 1		Фаза 2		Фаза 3	
	F_{z1i}	F_{y1i}	F_{z2i}	F_{y2i}	F_{z3i}	F_{y3i}
1	–1775 N	–38 N	538 N	–1875 N	–2150 N	38 N
2	58 N	38 N	2745 N	–375 N	433 N	–38 N
3	–2265 N	–38 N	–4953 N	–1875 N	–2640 N	38 N
4	–433 N	38 N	–2745 N	–375 N	–58 N	–38 N

3.1 Основные положения

3.1.5 Расчеты

Примечание

Можно также рассчитать нагрузки на каретки отдельно для каждого случая нагрузки (силу веса, силу ускорения и силу обработки). После этого рассчитанные индивидуальные нагрузки необходимо сложить надлежащим образом для комбинации варианта нагрузки соответствующей фазы. Благодаря этому расчет станет более ясным.

Шаг 3: Рассчитать комбинированную эквивалентную нагрузку на подшипник

Комбинированная эквивалентная нагрузка на подшипник рассчитывается с помощью формулы (3-31).

Произвести расчет комбинированной эквивалентной нагрузки на подшипник во время фазы 1 для кареток 1 – 4:

$$F_{comb\,1\,1} = |F_{z\,1\,1}| + |F_{y\,1\,1}| = |-1775\ N| + |-38\ N| = 1813\ N$$

$$F_{comb\,1\,2} = |F_{z\,1\,2}| + |F_{y\,1\,2}| = |58\ N| + |38\ N| = 96\ N$$

$$F_{comb\,1\,3} = |F_{z\,1\,3}| + |F_{y\,1\,3}| = |-2265\ N| + |-38\ N| = 2303\ N$$

$$F_{comb\,1\,4} = |F_{z\,1\,4}| + |F_{y\,1\,4}| = |-433\ N| + |38\ N| = 471\ N$$

Произвести расчет комбинированной эквивалентной нагрузки на подшипник во время фазы 2 и фазы 3 для кареток 1 – 4:

$$F_{comb\,2\,1} = |F_{z\,2\,1}| + |F_{y\,2\,1}| = |538\ N| + |-1875\ N| = 2413\ N$$

. . .

$$F_{comb\,3\,4} = |F_{z\,3\,4}| + |F_{y\,3\,4}| = |-58\ N| + |-38\ N| = 96\ N$$

Промежуточный результат: комбинированные эквивалентные нагрузки на подшипник каретки во время фазы

Каретка i	Фаза 1	Фаза 2	Фаза 3
	$F_{comb\,1\,i}$	$F_{comb\,2\,i}$	$F_{comb\,3\,i}$
1	1813 N	2413 N	2188 N
2	96 N	3120 N	471 N
3	2303 N	6828 N	2678 N
4	471 N	3120 N	96 N

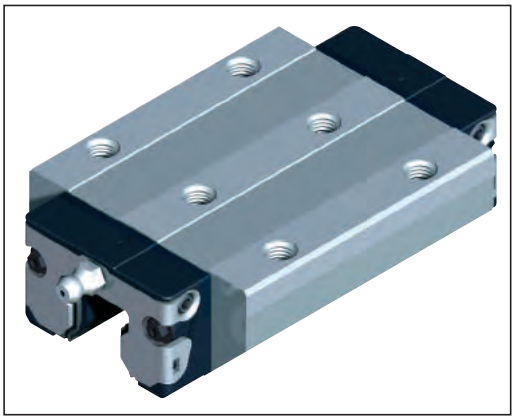
3.1 Основные положения

3.1.5 Расчеты

Шаг 4: Принять во внимание предварительный натяг

Была выбрана следующая шариковая рельсовая направляющая:

- Типоразмер 30, длинная фланцевая каретка стандартной высоты (FLS)
- Класс предварительного натяга C2 (соответствует предварительному натягу величиной 8% допустимой динамической нагрузки C, X_{pr} = 0.08)
- Допустимая динамическая нагрузка C = 40 000 N



Длинная фланцевая каретка стандартной высоты (FLS)

Рассчитать силу предварительного натяга F_{pr} для каретки по формуле (3-37):

$$F_{pr} = X_{pr} \cdot C = 0{,}08 \cdot 40000\ N = 3200\ N$$

Чтобы определить, будет ли предварительный натяг влиять на срок службы, нужно рассчитать отрывающую нагрузку F_{lim} по формуле (3-38):

$$F_{lim} = 2{,}8 \cdot F_{pr} = 2{,}8 \cdot 3200\ N = 8960\ N$$

Так как комбинированная эквивалентная нагрузка на подшипник меньше отрывающей силы для всех кареток i и фаз n, в расчетах необходимо учитывать и предварительный натяг.

$F_{comb\,n\,i} < F_{lim}$ для всех нагрузок на подшипник

Для остальной процедуры расчета сначала нужно рассчитать действительную эквивалентную нагрузку для всех кареток и всех фаз с помощью формулы (3-40).

Произвести расчет фаз 1, 2 и 3 для кареток 1 – 4:

$$F_{eff\,1\,1} = \left(\frac{F_{comb\,1\,1}}{2{,}8 \cdot F_{pr}} + 1\right)^{\frac{3}{2}} \cdot F_{pr} = \left(\frac{1813\ N}{2{,}8 \cdot 3200\ N} + 1\right)^{\frac{3}{2}} \cdot 3200\ N = 4219\ N$$

$$F_{eff\,1\,2} = \left(\frac{F_{comb\,1\,2}}{2{,}8 \cdot F_{pr}} + 1\right)^{\frac{3}{2}} \cdot F_{pr} = \left(\frac{96\ N}{2{,}8 \cdot 3200\ N} + 1\right)^{\frac{3}{2}} \cdot 3200\ N = 3252\ N$$

...

$$F_{eff\,3\,4} = \left(\frac{F_{comb\,3\,4}}{2{,}8 \cdot F_{pr}} + 1\right)^{\frac{3}{2}} \cdot F_{pr} = \left(\frac{96\ N}{2{,}8 \cdot 3200\ N} + 1\right)^{\frac{3}{2}} \cdot 3200\ N = 3252\ N$$

Промежуточный результат: действительная эквивалентная нагрузка на подшипник каретки во время фазы

Каретка i	Фаза 1	Фаза 2	Фаза 3
	$F_{eff\,1\,i}$	$F_{eff\,2\,i}$	$F_{eff\,3\,i}$
1	4219 N	4576 N	4441 N
2	3252 N	5009 N	3456 N
3	4510 N	7485 N	4737 N
4	3456 N	5009 N	3252 N

3.1 Основные положения

3.1.5 Расчеты

Шаг 5: Рассчитать эквивалентную динамическую нагрузку на подшипник

Для расчета номинального срока службы эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник F_m рассчитывается в соответствии с шагами дискретного перемещения q_{sn} с помощью формулы (3-43).

Шаги дискретного перемещения из динамического цикла:

Фаза n	Шаг дискретного перемещения q_{sn}
1	12,5 %
2	75,0 %
3	12,5 %

$$F_{m\,i} = \sqrt[3]{(F_{eff\,1\,i})^3 \cdot \frac{q_{s1}}{100\,\%} + (F_{eff\,2\,i})^3 \cdot \frac{q_{s2}}{100\,\%} + (F_{eff\,3\,i})^3 \cdot \frac{q_{s3}}{100\,\%}}$$

$$F_{m\,1} = \sqrt[3]{(4219\ \mathrm{N})^3 \cdot \frac{12{,}5\,\%}{100\,\%} + (4576\ \mathrm{N})^3 \cdot \frac{75\,\%}{100\,\%} + (4441\ \mathrm{N})^3 \cdot \frac{12{,}5\,\%}{100\,\%}} = 4518\ \mathrm{N}$$

. . .

$$F_{m\,4} = \sqrt[3]{(3456\ \mathrm{N})^3 \cdot \frac{12{,}5\,\%}{100\,\%} + (5009\ \mathrm{N})^3 \cdot \frac{75\,\%}{100\,\%} + (3252\ \mathrm{N})^3 \cdot \frac{12{,}5\,\%}{100\,\%}} = 4698\ \mathrm{N}$$

Промежуточный результат: эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник

Каретка i	Эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник $F_{m\,i}$
1	4518 N
2	4698 N
3	6974 N
4	4698 N

Это говорит о том, что на каретку 3 действует самая тяжелая нагрузка. Поэтому расчет номинального срока службы базируется на каретке 3.

3.1 Основные положения

3.1.5 Расчеты

Шаг 6: Расчет номинального срока службы

Теперь нужно проверить срок службы и убедиться, что он составит 10 000 рабочих часов.

Согласно формуле (3-48) номинальный срок службы в метрах для шариковой каретки 30 типоразмера с допустимой динамической нагрузкой 40 000 N составит:

$$L_i = \left(\frac{C}{F_{m\,i}}\right)^3 \cdot 10^5\,\text{m}$$

$$L_3 = \left(\frac{C}{F_{m\,3}}\right)^3 \cdot 10^5\,\text{m} = \left(\frac{40000\,\text{N}}{6974\,\text{N}}\right)^3 \cdot 10^5\,\text{m} = 18868000\,\text{m}$$

Шаги дискретного времени и средние скорости в отдельных фазах:

Фаза n	Шаг дискретного времени q_{tn}	Средняя скорость v_n
1	20 %	12 m/min
2	60 %	24 m/min
3	20 %	12 m/min

Рассчитать среднюю скорость во всем диапазоне цикла с помощью формулы (3-52):

$$v_m = \frac{|v_1| \cdot q_{t1} + |v_2| \cdot q_{t2} + \ldots + |v_n| \cdot q_{tn}}{100\,\%}$$

$$v_m = \frac{12\frac{m}{min} \cdot 20\,\% + 24\frac{m}{min} \cdot 60\,\% + 12\frac{m}{min} \cdot 20\,\%}{100\,\%} = 19{,}2\frac{m}{min}$$

На основании изменяющейся скорости расчет номинального срока службы в рабочих часах производится с помощью формулы (3-53):

$$L_{h\,i} = \frac{L_i}{60 \cdot v_m}$$

$$L_{h\,3} = \frac{L_3}{60 \cdot v_m} = \frac{18868000\,\text{m}}{60\frac{min}{h} \cdot 19{,}2\frac{m}{min}} = 16379\,\text{h}$$

Результаты: номинальный срок службы

Каретка i	Срок службы в метрах L_i	Срок службы в рабочих часах $L_{h\,i}$
1	69397000 m	60241 h
2	61722000 m	53578 h
3	18868000 m	16379 h
4	61722000 m	53578 h

Для самой нагруженной каретки 3 номинальный срок службы составит 16379 рабочих часов, что удовлетворяет требованию обеспечить срок службы величиной 10 000 рабочих часов.

3.1 Основные положения

3.1.5 Расчеты

Шаг 7: Рассчитать эквивалентную статическую нагрузку на подшипник

Максимальная нагрузка F_{max} проявляется во время фазы 2 на каретке 3. Для расчета коэффициента запаса прочности статической нагрузки необходимо учитывать и нагрузку, вызываемую предварительным натягом.

$$F_{max} = F_{eff\,2\,3} = 7485\ N$$

Шаг 8: Рассчитать коэффициент запаса прочности статической нагрузки

Согласно формуле (3-60) коэффициент запаса прочности статической нагрузки для C_0 = 57 800 N составляет:

$$S_0 = \frac{C_0}{F_{max}}$$

$$S_0 = \frac{57800\ N}{7485\ N} = 7{,}72$$

3.1 Основные положения

3.1.6 Комплектация направляющих

Для профильных рельсовых направляющих имеется широкий выбор стандартных частей, специальных принадлежностей и приспособлений, благодаря которым направляющие могут адаптироваться к любой области применения. Мы можем предложить также рекомендации по разработке системы смазки и определению периодичности смазки; имеются также принадлежности, облегчающие монтаж и техническое обслуживание системы. В наличии имеются специальные уплотнения, которые защищают систему от воздействия неблагоприятных окружающих условий, способных привести к сокращению срока службы оборудования. Для работы во влажной среде направляющие могут поставляться в специальном, антикоррозионном исполнении. В дополнение к своей главной задаче направляющие могут также комплектоваться такими приспособлениями, как зажимные и тормозные устройства, приводы, измерительные системы, которые расширяют функциональный диапазон направляющих.

Rexroth предлагает следующие решения для усовершенствования профильных рельсовых направляющих:

Решения		Раздел
Смазка		3.1.6.1
Уплотнения		3.1.6.2
Антикоррозионная защита		3.1.6.3
Дополнительные функции	Зажимные и тормозные устройства	3.1.6.4
	Зубчато-реечные приводы	3.1.6.4
	Встроенная измерительная система	3.7

Примечание:
Имеющиеся решения подходят не для всех типов и типоразмеров профильных рельсовых систем. Выбор желаемых дополнительных устройств должен производиться во время выбора изделия. Информацию о наличии деталей/исполнений и относящиеся к ним данные можно найти в соответствующих каталогах.

3.1.6.1 Смазка

Рабочие условия

При выборе смазочного материала должны учитываться следующие факторы:

- Нагрузки
- Скорость
- Длина хода
- Температура
- Влажность
- Воздействие смазочно-охлаждающих жидкостей
- Загрязнения/стружки

Если линейные направляющие будут работать в экстремальных условиях, например, под сильным воздействием смазочно-охлаждающей жидкости, это необходимо учесть при выборе смазочного материала и его количества. Смазочно-охлаждающая жидкость, проникшая внутрь каретки, может вымыть смазку. Чтобы избежать этого, смазку нужно производить чаще.

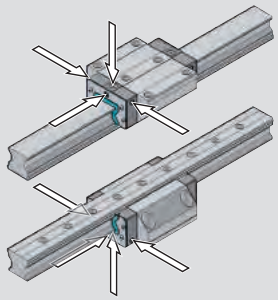
3.1 Основные положения

3.1.6 Комплектация направляющих

Монтажное положение

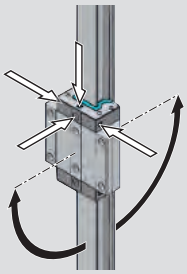
Если используется масляная смазка, монтажное положение будет влиять на распределение смазки в системе. Количество и местоположение смазочных отверстий должно соответствовать выбранному монтажному положению. Более подробные сведения можно найти в соответствующих каталогах Rexroth.

Монтажное положение I
Горизонтальное
1 смазочное отверстие в **любой** из двух торцевых крышек



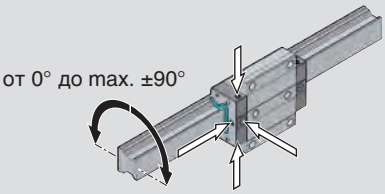
Горизонтальное, перевернутое
Одно и то же отверстие

Монтажное положение II
Вертикальное до наклонного горизонтального
1 смазочное отверстие в верхней торцевой крышке



от 0° до max. ±90°

Монтажное положение III
Настенный монтаж
1 смазочное отверстие в **любой** из двух торцевых крышек



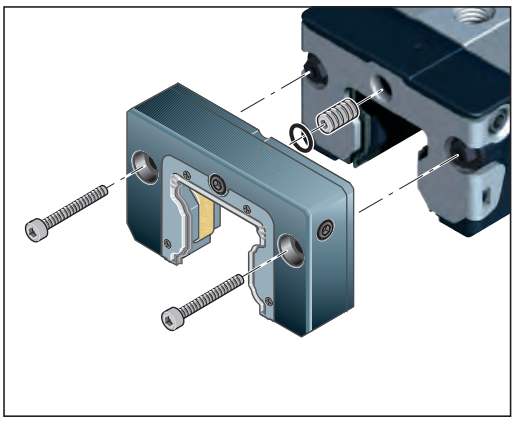
Информация о монтажном положении и смазочных отверстиях для применений с нормальным ходом (Примеры взяты из каталога роликовых рельсовых направляющих, в которых приводится полная информация)

Периодичность смазки

Периодичность смазки зависит от условий эксплуатации, используемого смазочного материала и прилагаемых нагрузок. Более подробная информация приводится в соответствующих каталогах фирмы Rexroth.

Торцевые смазочные устройства

Эти смазочные устройства крепятся к торцам каретки. Они обеспечивают подачу смазки в точки контактов качения и уплотнения. По распределительным каналам специальной конструкции смазочный материал подается в нужные места: непосредственно дорожки качения и на поверхность направляющего рельса. Это способствует увеличению интервалов периодической смазки. Каретка должна предварительно смазываться консистентной смазкой. Торцевые смазочные устройства заполняются маслом. В условиях нормальной нагрузки они обеспечивают пробег до 10 000 км до повторной смазки. Максимальная рабочая температура торцевых смазочных устройств составляет 60°C.



Торцевое смазочное устройство для шариковых рельсовых направляющих

3.1 Основные положения

3.1.6 Комплектация направляющих

3.1.6.2 Уплотнения

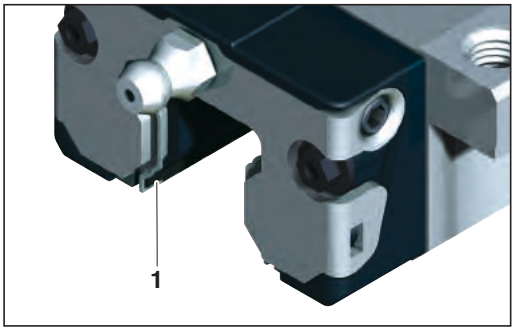
Элементы и дорожки качения в каретке должны быть защищены от воздействия посторонних частиц. Загрязнения или стружки могут в значительной степени сократить срок службы направляющей. В дополнение к стандартным опциям Rexroth предлагает широкий спектр дополнительных приспособлений. Поэтому заказчики могут сами выбирать систему уплотнений, которая лучше всего подходит к их области использования.

Вариант	Типы уплотнения	Степень загрязнения
Встроенные уплотнения	Легкоходовые уплотнения	
	Стандартные (универсальные) уплотнения	
	Армированные уплотнения	
Дополнительные внешние уплотнения	Торцевые уплотнения (стандартная комплектация роликовых рельсовых направляющих)	
	Уплотнения Viton	
	Уплотнительный комплект	
	Защитные рукава	

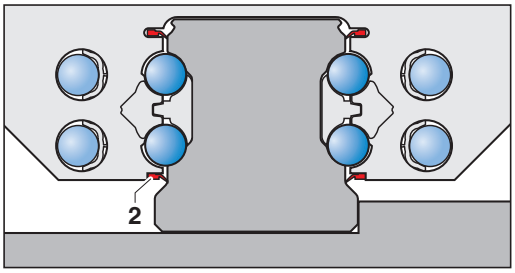
Грязесъемные манжеты

Грязесъемные манжеты (1) – это уплотнения, встроенные в торцевые крышки. Они являются частью стандартной комплектации всех кареток. Имеется несколько типов грязесъемных манжет: стандартные (универсальные), с низким коэффициентом трения (легкоходовые), армированные (для работы в тяжелых условиях).

Универсальные грязесъемники являются стандартной опцией для кареток Rexroth. Они предназначены для нормальных рабочих условий и обеспечивают хорошую герметизацию при низком сопротивлении перемещению.
Легкоходовые уплотнения предназначены для тех областей применения, в которых требуется плавный ход в условиях с минимальным загрязнением, где эффект уплотнения играет второстепенную роль.
Армированные уплотнения предназначены для работы в экстремальных условиях. Благодаря своей отличной уплотняющей способности, они обеспечивают надежную защиту направляющих.



Встроенные грязесъемные манжеты в шариковой каретке



Встроенные боковые уплотнения в шариковой каретке

Боковые уплотнения

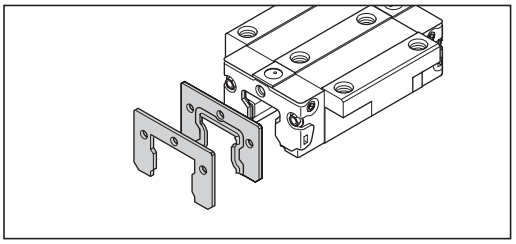
Большинство профильных рельсовых направляющих поставляется в стандартном исполнении с двумя или четырьмя боковыми уплотнениями (2), обеспечивающими боковую защиту внутренних частей кареток (перпендикулярно направлению перемещения).

3.1 Основные положения

3.1.6 Комплектация направляющих

Торцевые уплотнения

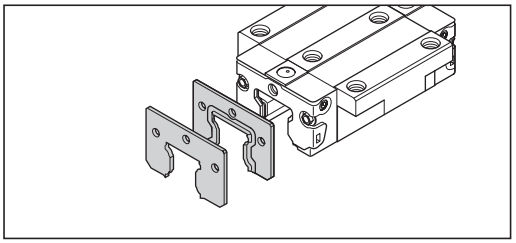
Наружные торцевые уплотнения обеспечивают эффективную защиту кареток от попадания в них загрязнений или жидкостей. Торцевые уплотнения крепятся к торцевой части каретки. В зависимости от типа профильной рельсовой направляющей данные уплотнения могут состоять из одной или двух частей. Они являются стандартными принадлежностями роликововых рельсовых направляющих.



Двухсекционное торцевое уплотнение

Уплотнения Viton

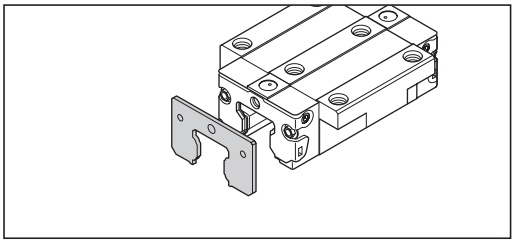
Уплотнения Viton являются дополнительной опцией для наружных уплотнений. Они имеют лучший уплотняющий эффект, чем торцевые уплотнения. Однако материал Viton имеет значительно больший коэффициент трения. Уплотнения Viton имеют хорошую химическую стойкость и могут выдерживать высокие температуры.



Уплотнение Viton

Металлические скребки

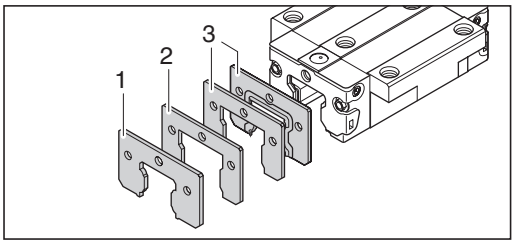
Металлические скребки обеспечивают дополнительную защиту от грубых частиц. Они изготавливаются из нержавеющей пружинной стали и предназначены для эффективного удаления стружек и грубых загрязнений.



Металлический скребок

Уплотнительный комплект

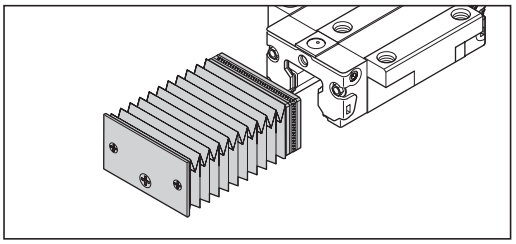
Уплотнительный комплект предназначен для тех областей применения, в которых направляющие подвергаются воздействию грубых и мелких загрязнений или жидкостей. В состав такого комплекта входит металлический скребок (1), усилительная пластина (2) и двухсекционное торцевое уплотнение (3).



Уплотнительный комплект

Защитные рукава

Защитные рукава могут иметь разную конструкцию. Они могут поставляться со смазочной пластиной или без нее. Имеются также термостойкие защитные рукава, одна сторона которых металлизирована. Благодаря этому такие защитные рукава устойчивы к воздействию искр, сварочных брызг или горячих стружек. Они предназначены для работы при температуре 100°C, но кратковременно могут выдерживать температурные всплески до 200°C.



Защитный рукав

3.1 Основные положения

3.1.6 Комплектация направляющих

3.1.6.3 Антикоррозионная защита

Ниже перечислены опции антикоррозионной защиты профильных рельсовых направляющих.

Тип антикоррозионной защиты для каждой направляющей указывается в соответствующих каталогах.

Тип антикор. защиты	Описание
Алюминий	Каретка изготовлена из алюминия
Resist NR	Каретка изготовлена из коррозионностойкой стали
Resist NR II	Каретка и направляющий рельс изготовлены из коррозионностойкой стали
Resist CR	Каретка и направляющий рельс изготовлены из твердо-хромированной стали

Алюминий

В этом исполнении корпус каретки изготовлен из алюминия. Данные каретки имеют такую же допустимую динамическую нагрузку (100% C), как и стандартные стальные исполнения, однако их несущая способность снижается из-за меньшей прочности алюминия. Поэтому для таких кареток фирма Rexroth указывает максимально допустимую нагрузку F_{max}. Алюминиевые каретки обеспечивают экономию в весе до 60%.

Resist NR

Корпус каретки изготовлен из коррозионностойкой стали. Остальные стальные части такие же, как и в стандартных каретках. Конструкция обеспечивает высокую коррозионную стойкость с такими же допустимыми динамическими и статическими нагрузками (100% C и 100% C_0), как и в стандартном исполнении.

Resist NR II

В этом исполнении все стальные части изготавливаются из коррозионностойкой стали, что обеспечивает их хорошую защиту от коррозии. Недостатком же данной конструкции является то, что она имеет меньшую несущую способность (65% C), чем стандартные исполнения; это объясняется тем, что элементы и дорожки качения каретки и направляющего рельса изготовлены не из антифрикционной подшипниковой стали. Профильные рельсовые направляющие исполнения Resist NR II специально предназначены для работы в условиях воздействия водной среды, сильно разбавленных кислот, щелочей или соляных растворов. В частности, они могут использоваться в условиях с относительной влажностью выше 70% и температуре более 30°C; это могут быть очистные линии, гальванические и травильные системы, установки обезжиривания в парах растворителя, холодильные машины. Так как данные каретки обладают встроенной антикоррозионной защитой, они идеально подходят и для обычной очистки, и для очистки под вакуумом. Каретки данного типа используются для сборки печатных плат, а также в фармацевтической и пищевой отраслях промышленности.

Resist CR

В данном исполнении корпус каретки и направляющий рельс имеют твердое хромированное покрытие с матовой серебристой отделкой. Соответственно они имеют высокую коррозионную стойкость. Рельсовые направляющие Resist CR имеют такие же допустимые динамические и статические нагрузки (100% C и 100% C_0), как и стандартные исполнения. Толщина хромового покрытия на каретке и направляющем рельсе увеличивает наружные размеры, что влечет за собой разные допуски для класса точности.

3.1 Основные положения

3.1.6 Комплектация направляющих

3.1.6.4 Дополнительные функции

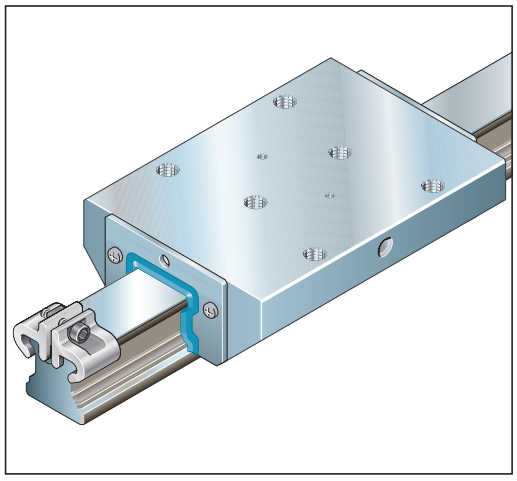
Зажимные и тормозные устройства

В качестве принадлежностей Rexroth предлагает также зажимные и тормозные устройства. Зажимные устройства предотвращают перемещение направляющих, когда они находятся в состоянии покоя. Тормозные устройства предназначены для динамического торможения направляющих и их фиксации в состоянии покоя. Данные элементы не имеют направляющих функций.

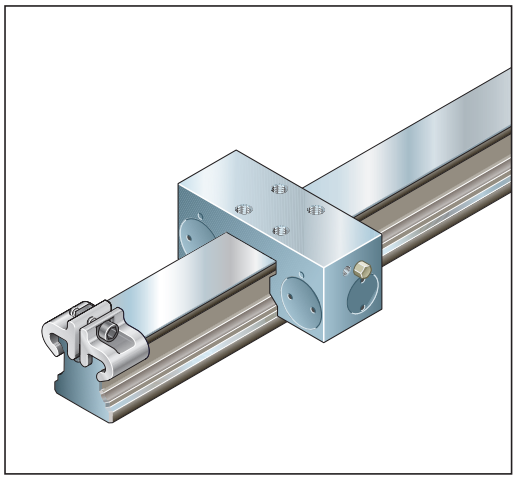
Примечание:
Тормозные устройства не являются аварийными тормозами!

Зажимные и тормозные устройства имеют следующие исполнения:

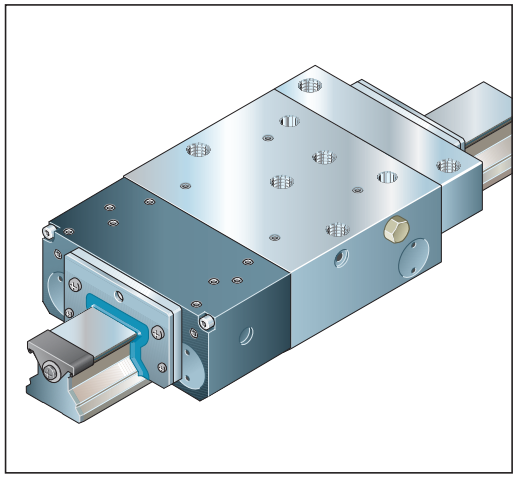
- Гидравлические зажимные устройства
- Пневматическое зажимные устройства
- Электрические зажимные устройства
- Гидравлические зажимные и тормозные устройства
- Пневматические зажимные и тормозные устройства
- Ручные зажимные устройства



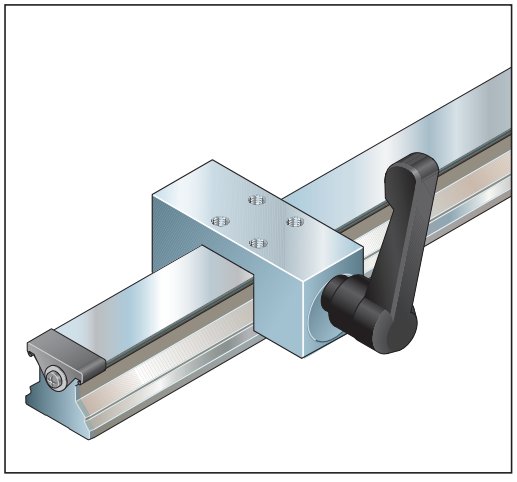
Гидравлическое зажимное устройство на шариковом направляющем рельсе



Пневматическое зажимное устройство на шариковом направляющем рельсе



Пневматическое зажимное и тормозное устройство на роликовом направляющем рельсе



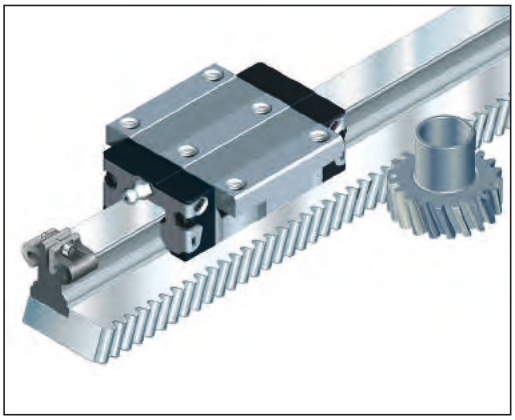
Ручное зажимное устройство на роликовом направляющем рельсе

3.1 Основные положения

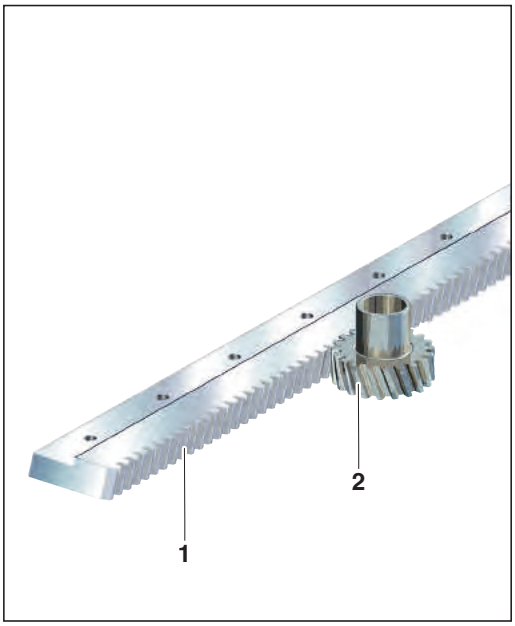
3.1.6 Комплектация направляющих

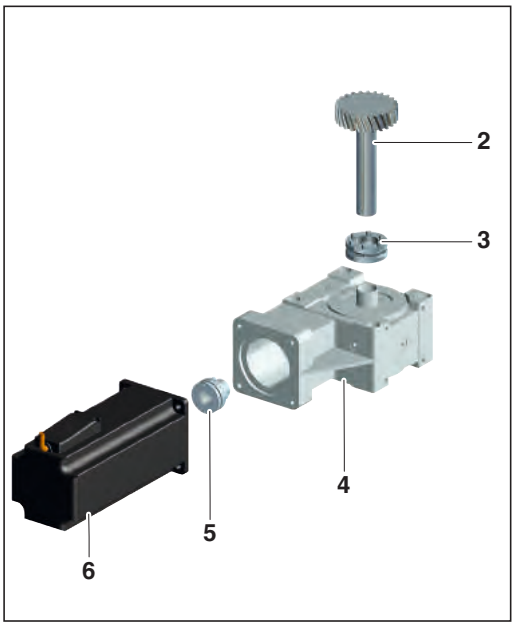
Зубчато-реечные приводы

Зубчатые рейки и шестерни представляют собой компактную конструкцию, предназначенную для привода линейных направляющих. Они изготавливаются из высококачественной стали, а зубья подвергаются индуктивной закалке, что гарантирует их длительный срок службы. Кроме чисто механических элементов в наличии имеются также все остальные необходимые устройства, включая редукторы, двигатели и контроллеры. Винтовые зубья обеспечивают передачу больших сил, занимая небольшое рабочее пространство и создавая низкий уровень шума.



Шариковая рельсовая направляющая с зубчато-реечным приводом





Элементы зубчато-реечного привода

1 Зубчатая рейка
2 Шестерня (возможны разные передаточные числа)
3 Диск горячей посадки
4 Редуктор
5 Муфта
6 Двигатель

Зубчатую рейку можно выровнять с направляющим рельсом и болтами прикрепить их к станине, что значительно упрощает процесс монтажа. Зубчато-реечный привод должен получать достаточное количество смазки. Поэтому рекомендуется постоянная система смазки, желательно с помощью фетрового колеса, подсоединенного к централизованной системе смазки.

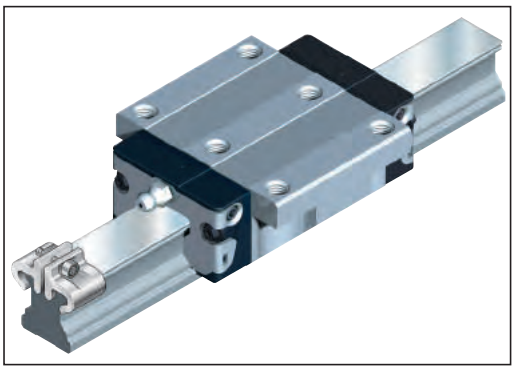
Преимущества зубчато-реечных приводов:
- Большая длина направляющей
- Высокая скорость перемещения
- Если используется несколько кареток, каждая ось может перемещаться отдельно
- Возможность снижения веса по оси Z за счет использования подвижного рельса (каретка и двигатель неподвижны, направляющий рельс и зубчатая рейка перемещаются)
- Высокая жесткость, особенно при большой длине хода

3.2 Шариковые рельсовые направляющие

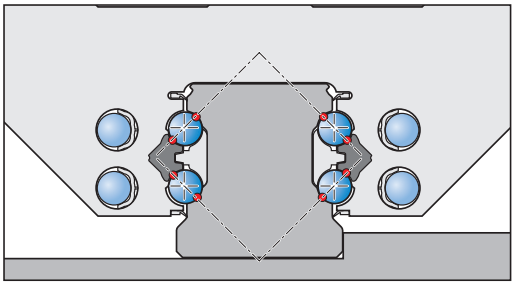
3.2.1 Характеристики системы

Шариковая рельсовая направляющая (ШРН) состоит из направляющего рельса и кареток. ШРН имеет 4 ряда шариков с О-образным расположением и углом контакта 45°. Шарики находятся в 2-точечном контакте с рельсом и кареткой (см. рисунок).

Направляющий рельс имеет 4 дорожки качения, по которым могут перемещаться одна или несколько кареток. Направляющий рельс может крепиться болтами сверху или снизу. Призматические направляющие рельсы запрессовываются в основание. В зависимости от требований каретка имеет или сквозные, или резьбовые отверстия для прямого соединения со смежной конструкцией. В зависимости от области применения каретки могут быть разных размеров, конструкции и классов предварительного натяга. Шариковые рельсовые направляющие являются наиболее универсальными из числа всех профильных рельсовых направляющих (см. раздел 3.2.3.1).



Шариковая рельсовая направляющая ШРН



Четыре ряда шариков с О-образным расположением

Характеристики

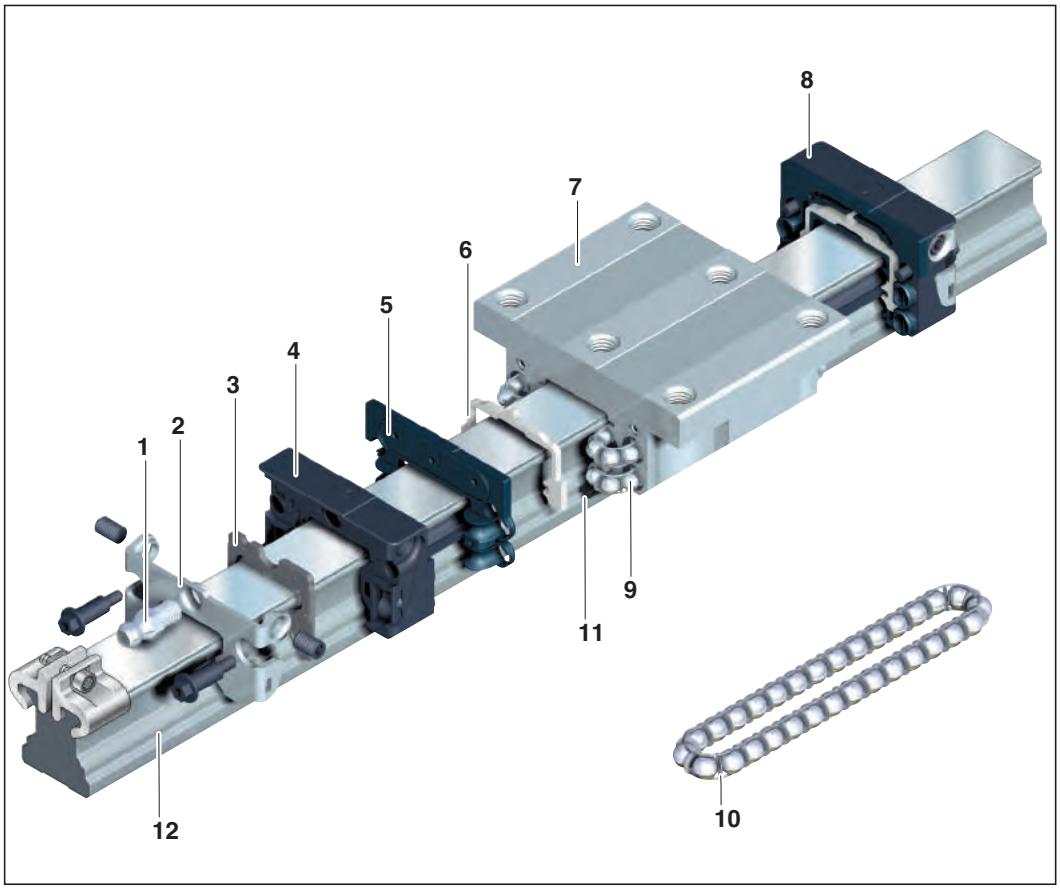
- Высокая несущая способность во всех четырех главных плоскостях приложения нагрузки
- Высокая жесткость системы
- Неограниченная взаимозаменяемость благодаря высокой точности изготовления
- Плавный ход
- Беззазорное перемещение
- Отличные характеристики ускоренного хода
- Легко достигаемая точность
- Очень высокая точность перемещения с каретками серии HP
- Длительный период работы, не требующий технического обслуживания
- Система смазки минимального объема со встроенным резервуаром для масляной смазки (в зависимости от исполнения)
- Смазочные отверстия на всех сторонах
- Опциональная шариковая цепь
- Широкий выбор принадлежностей для промышленно-ориентированных решений (уплотнения, грязесъемные манжеты/скребки)
- Высокие динамические характеристики, благодаря использованию высокоскоростных кареток
- Оптимальная компенсация монтажных погрешностей при использовании кареток «Супер»
- Встроенная индуктивная износостойкая измерительная система в качестве опции
- В наличии имеются каретки, изготовленные из корозионностойкой и кислотоупорной стали согласно EN 10088
- Экономия веса до 60% при использовании алюминиевых кареток

Характеристики изделия

Характеристики изделия	Значения	
Скорость	v_{max}	До 10 m/s
Ускорение	a_{max}	До 500 m/s^2
Температурная стойкость	t_{max}	100 °C кратковременно, 80 °C в непрерывном режиме работы
Классы предв. натяга	4	C0, C1, C2, C3
Жесткость		Примерные диаграммы жесткости в каталоге; диаграммы для других типов по запросу
Классы точности	6	N, H, P, XP, SP, UP
Типоразмеры	11	15, 20, 25, 30, 35, 45, 55, 65 20/40, 25/70, 35/90

3.2 Шариковые рельсовые направляющие

3.2.2 Конструкция



Пример конструкции шариковой рельсовой направляющей последнего поколения

1 Смазочное отверстие (шприц-масленка)
2 Резьбовая пластина
3 Уплотнительная пластина (грязесъемная манжета)
4 Шариковая направляющая (часть торцевой крышки)
5 Рециркуляционная пластина (часть торцевой крышки)
6 Смазочная вставка
7 Корпус каретки
8 Торцевая крышка
9 Шарики (элементы качения)
10 Шариковая цепь (опционально)
11 Боковое уплотнение
12 Направляющий рельс

Каретки, общее описание

Перед отправкой заказчику каретки предварительно смазываются. Заказчик сам выбирает смазочный материал в зависимости от области применения. Можно использовать консистентную смазку или масло Resist CR, Resist NR и Resist NR II – это исполнения с антикоррозионной защитой.

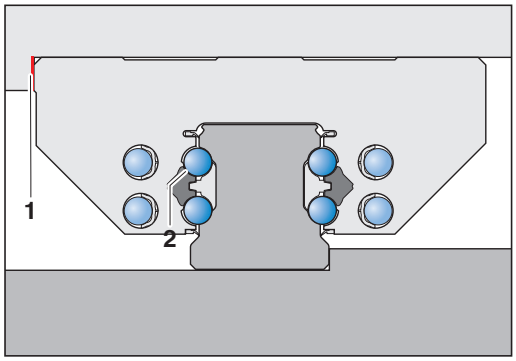
Для дополнительной герметизации каретки могут использоваться торцевые уплотнения, уплотнения Viton, металлические скребки, уплотнительные комплекты и защитные рукава.

3.2 Шариковые рельсовые направляющие

3.2.2 Конструкция

Корпус каретки

В зависимости от исполнения корпус каретки может изготавливаться из термообработанной или антифрикционной подшипниковой стали. В особых случаях, в частности для использования в промышленных роботах, корпус изготавливается из алюминия. В сравнении со стальной версией алюминиевый корпус обеспечивает экономию веса до 60%. Каждая каретка имеет боковую базовую кромку (1), которая прилагает к присоединяемой конструкции. Базовая кромка способствует более точной монтажной сборке и обеспечивает передачу боковых нагрузок.



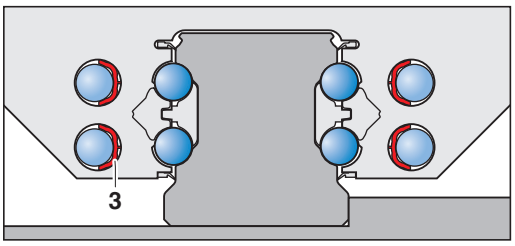
Стальные вставки и базовая кромка в каретке

Стальные вставки

Каретки имеют две закаленные стальные вставки (2) из антифрикционной подшипниковой стали. Они предназначены для передачи нагрузки с корпуса каретки на шарики.

Рециркуляционные втулки

В каждом из четырех отверстий для возврата шариков в корпусе каретки имеется втулка (3), которая обеспечивает рециркуляцию шариков с низким коэффициентом трения. Она функционирует также как направляющая для опциональной шариковой цепи.



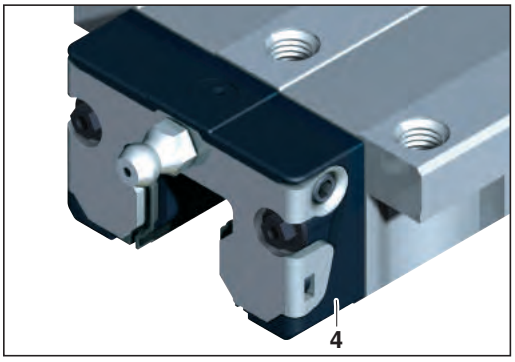
Рециркуляционные втулки

Торцевая крышка

В состав торцевой крышки (4) входят рециркуляционная пластина (6), смазочная вставка (7), шариковая направляющая (5), уплотнительная пластина и резьбовая пластина.

Рециркуляционная пластина

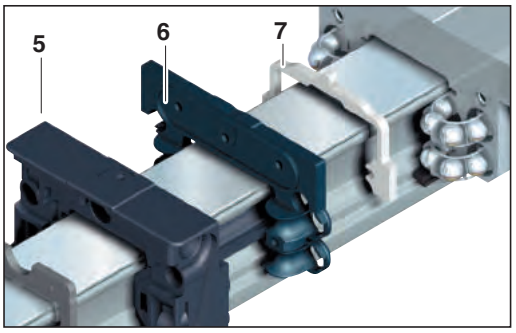
В рециркуляционной пластине (6) имеются специально разработанные смазочные каналы, по которым смазка подается прямо к смазочной вставке, обеспечивая тем самым оптимальный режим смазки. Благодаря этому достигаются большие интервалы между смазками; возможна даже смазка на весь срок службы. Кроме этого рециркуляционная пластина обеспечивает внутреннюю циркуляцию шариков.



Торцевая крышка в сборе

Смазочная вставка

Смазочная вставка (7) изготавливается из пористого вспененного полиуретана. Благодаря этому она впитывает смазку и отдает ее пробегающим шарикам. Конструкция вставки позволяет ей работать и с консистентной смазкой, и со смазочным маслом.



Рециркуляционная пластина со смазочной вставкой

3.2 Шариковые рельсовые направляющие

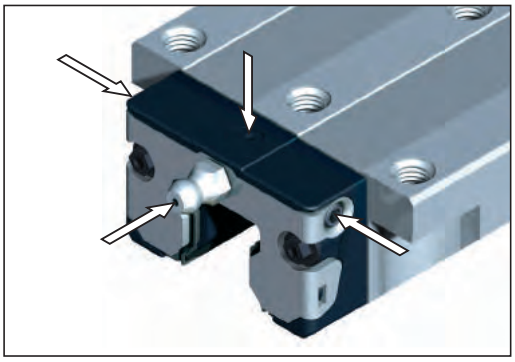
3.2.2 Конструкция

Шариковая направляющая

Шариковая направляющая фиксируется на месте рециркуляционной пластиной. Шарики перенаправляются в пространстве между двумя этими деталями. Шариковая направляющая также удерживает шарики в несущей дорожке качения каретки, не установленной на рельс.

Смазочные отверстия

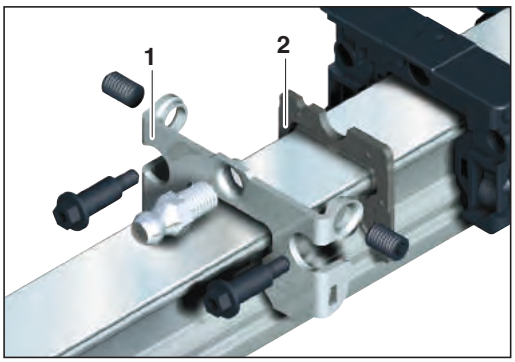
В шариковой направляющей имеются смазочные отверстия, в которые могут вставляться шприц-масленки или фитинги системы централизованной смазки. Отверстия расположены на торцах с каждой стороны. Благодаря этому смазка может производиться с трех сторон без адаптера. Для смазки сверху необходимо открыть предварительно просверленное отверстие. Отверстие можно пробить нагретым острым металлическим инструментом, после смазка возможна через стол станка. Поверхность раздела стола герметизируется с помощью уплотнительного кольца. Для высоких кареток требуется адаптер для компенсации разницы в высоте между торцевой крышкой и корпусом каретки.



Смазочные отверстия в торцевой крышке

Резьбовая пластина

Резьбовая пластина, изготовленная из нержавеющей стали (1), имеет две функции: в ней находятся шприц-масленки, и она защищает торцевую крышку.



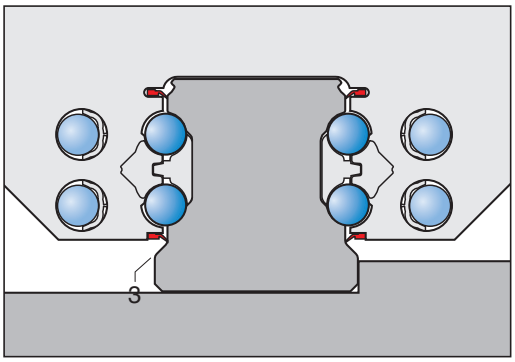
Уплотнительная пластина и резьбовая пластина

Уплотнительная пластина

Уплотнительная пластина (2), находящаяся на торце, защищает внутренние элементы каретки от загрязнений, стружек и жидкостей. Она препятствует также вымыванию смазочного материала. Оптимальная геометрия рабочей кромки уплотнения создает минимальное трение. Имеются уплотнительные пластины со стандартными уплотнениями, уплотнениями с низким коэффициентом трения и армированными уплотнениями.

Боковые уплотнения

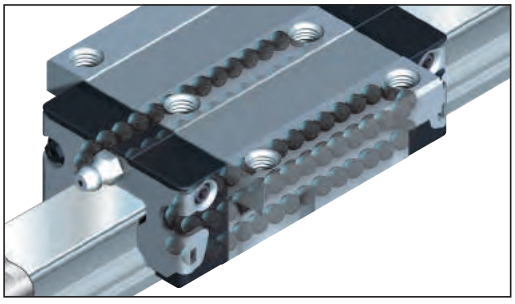
Боковые уплотнительные ленты обеспечивают дополнительную защиту несущих подшипниковых зон от попадания туда грязи и стружек. Каждая каретка имеет четыре таких боковых уплотнения (3).



Встроенные боковые уплотнения в шариковой каретке

Шарики

В качестве элементов качения используются шарики. Обычно они изготавливаются из антифрикционной подшипниковой стали марки 100Cr6. Шарики из нержавеющей стали используются для кареток, которые будут работать в агрессивной среде, требующей применения коррозионностойких элементов. Для высокоскоростных кареток используются специальные керамические шарики. Благодаря своей легковесной конструкции, эти шарики отличаются отличными динамическими характеристиками. Кроме того, они являются хорошими электроизоляторами.



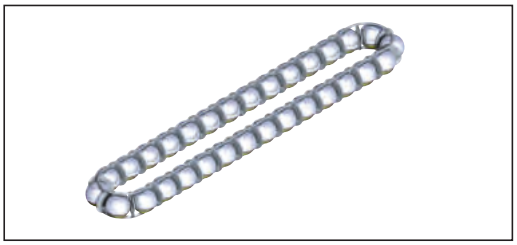
Керамические шарики для высокоскоростных кареток

3.2 Шариковые рельсовые направляющие

3.2.2 Конструкция

Шариковая цепь

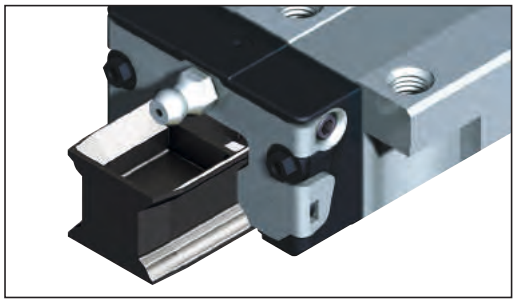
Каретки могут также оснащаться шариковыми цепями, благодаря которым шарики не сталкиваются друг с другом, обеспечивая плавное перемещение. При этом снижается и уровень шума. Каретки с шариковыми цепями имеют меньше нагружаемых шариков, что может привести к снижению несущей способности системы.



Шариковая цепь

Транспортная и монтажная оправка

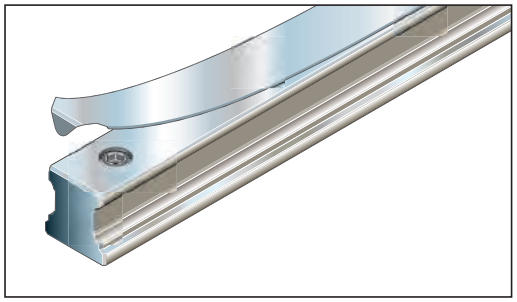
Для транспортировки шариковые каретки устанавливаются на оправку. Такая оправка не только защищает шарики от повреждения во время транспортировки; она используется также для монтажа и демонтажа каретки.



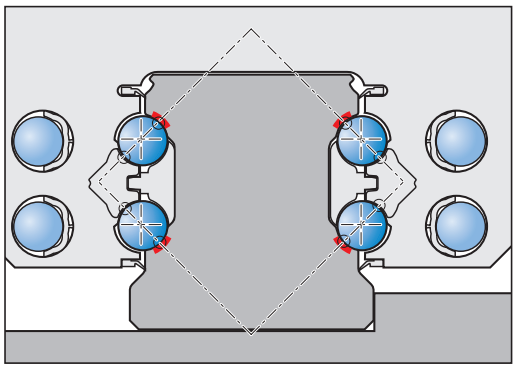
Транспортная и монтажная оправка

Направляющий рельс

Направляющий рельс изготавливается из термообработанной стали, которая была специально разработана для удовлетворения требований, предъявляемых системами линейных перемещений. Поэтому она обеспечивает оптимальные параметры системы. Четыре шлифованные дорожки качения имеют круглый дуговой профиль с согласованием радиуса контакта. Такая геометрия обеспечивает идеальные рабочие условия и в определенной степени может компенсировать нарушения центровки. Дорожки качения индуктивно закалены и точно отшлифованы. Направляющие рельсы Rexroth могут хромироваться (Resist CR) или изготавливаться из коррозионностойкой стали (Resist NR II). Такие рельсы могут использоваться в агрессивной среде под воздействием, например, разбавленных кислот, щелочей или соляных растворов. В зависимости от типоразмера цельные рельсы могут поставляться длиной до 6 м. Если потребуется большая длина, ее можно получить последовательным соединением нескольких рельсов в один составной рельс. Направляющие рельсы могут крепиться сверху или снизу. Призматические рельсы запрессовываются в основание.



Направляющий рельс для монтажа сверху (с защитной лентой для закрытия монтажных отверстий)



Направляющий рельс с четырьмя дорожками качения (полукруглой дуговой формы с согласованием радиуса контакта)

3.2 Шариковые рельсовые направляющие

3.2.3 Инструкции по выбору изделия

3.2.3.1 Исполнения

Rexroth предлагает много разных конструкций и исполнений для удовлетворения широкого спектра требований, предъявляемых различными областями использования:

Типы кареток	Ширина	F					S							B
	Длина	N	N	L	K	K	N	N	N	L	L	K	K	N
	Высота	S	N	S	S	N	S	N	H	S	H	S	N	N
	Аббрев.	FNS	FNN	FLS	FKS	FKN	SNS	SNN	SNH	SLS	SLH	SKS	SKN	BNN
														

- Каретки с шариковой цепью или без нее
- Каретки «Супер» с функцией самоцентровки
- Алюминиевые каретки
- Высокоскоростные каретки
- Высокопрецизионные шариковые каретки
- Коррозионностойкие шариковые направляющие рельсы

3.2.3.2 Области применения

Шариковые рельсовые направляющие нашли широкое применение в различных отраслях промышленности. Ниже перечислены наиболее типичные области применения:

Область	Применения	
Металлорежущие станки	▮ Обрабатывающие центры ▮ Токарные станки ▮ Сверлильные станки ▮ Фрезерные станки ▮ Шлифовальные станки	▮ Вырубные станки ▮ Строгальные станки ▮ Электроэрозионные станки ▮ Лазерные/световые/фотолучевые станки
Сборочные технологии и промышленные роботы	▮ Сборочное оборудование ▮ Роботы-сборщики	▮ Многоцелевые промышленные роботы ▮ Захватные и зажимные устройства
Деревообрабатывающие и деревоперерабатывающие станки	▮ Ленточные пилы ▮ Дисковые пилы ▮ Продольно-строгальные ▮ Сверлильные станки	▮ Долбежные станки ▮ Заточные станки ▮ Машины продольной резки
Оборудование по обработке резины и пластмассы	▮ Каландровые станы ▮ Прокатные станы ▮ Экструдеры	▮ Дутьевые машины ▮ Машины инжекторного литья
Пищевая промышленность	▮ Наполнительные машины ▮ Формовочные машины	▮ Кондитерские системы
Печатная и бумажная промышленность	▮ Целлюлозно-бумажное оборудование ▮ Резальные машины для бумаги и целлюлозы	▮ Упаковочные машины ▮ Намоточные/перемоточные машины ▮ Печатные машины ▮ Оборудование для переработки бумаги
Автомобильная промышленность	▮ Линии по сборке автомобилей	▮ Сварочные системы
Прессовые и штамповочные станки	▮ Гибочные машины ▮ Рихтовочные/ нивелировочные машины	▮ Прессы ▮ Машины для гибки проволоки

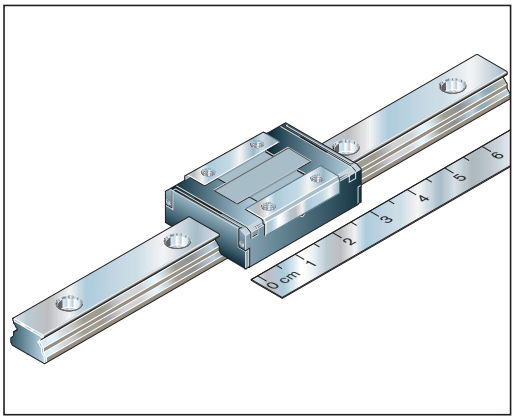
3.3 Миниатюрные шариковые рельсовые направляющие

3.3.1 Характеристики системы

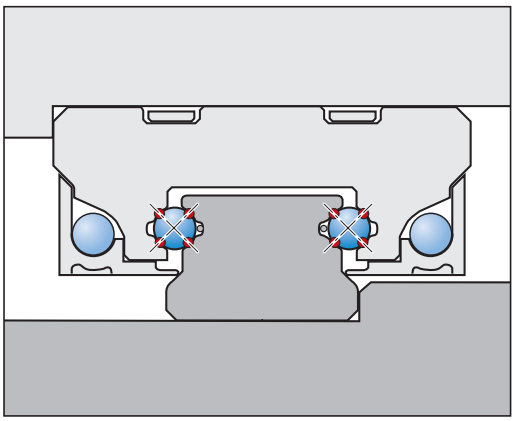
В мире наблюдается устойчивая тенденция к миниатюризации. Это объясняется различными факторами:

- Стремление уменьшить размеры комплексных деталей
- Необходимость в компактном и очень точном оборудовании, способном производить загрузочно-разгрузочные операции в ограниченном пространстве
- Более низкая масса подвижных частей означает меньшие моментные нагрузки и моменты инерции механической системы
- Уменьшение монтажного пространства освобождает место для новых технологий.

Фирма Rexroth отреагировала на эту тенденцию разработкой миниатюрных шариковых рельсовых направляющих. Эти системы имеют два ряда шариков с углом контакта 45°. Элементы качения имеют 4-точечный контакт.



Миниатюрная шариковая рельсовая направляющая



2 ряда шариков с 4-точечным контактом

Свойства

- Чрезвычайно компактная конструкция с высокой несущей способностью
- Одинаково высокие допустимые нагрузки во всех четырех основных плоскостях приложения нагрузки
- Высокая несущая способность на всех направлениях нагрузки, включая моменты вокруг осей, благодаря использованию максимально больших размеров шариков
- Плавный ход за счет оптимизированной рециркуляции и направления шариков
- Уплотнения с низким коэффициентом трения обеспечивают низкое трение несмотря на 4-точечный контакт
- Неограниченные возможности взаимозаменяемости благодаря высокой точности изготовления
- Минимальный пробег, не требующий технического обслуживания, составляет не менее 5 000 км при:

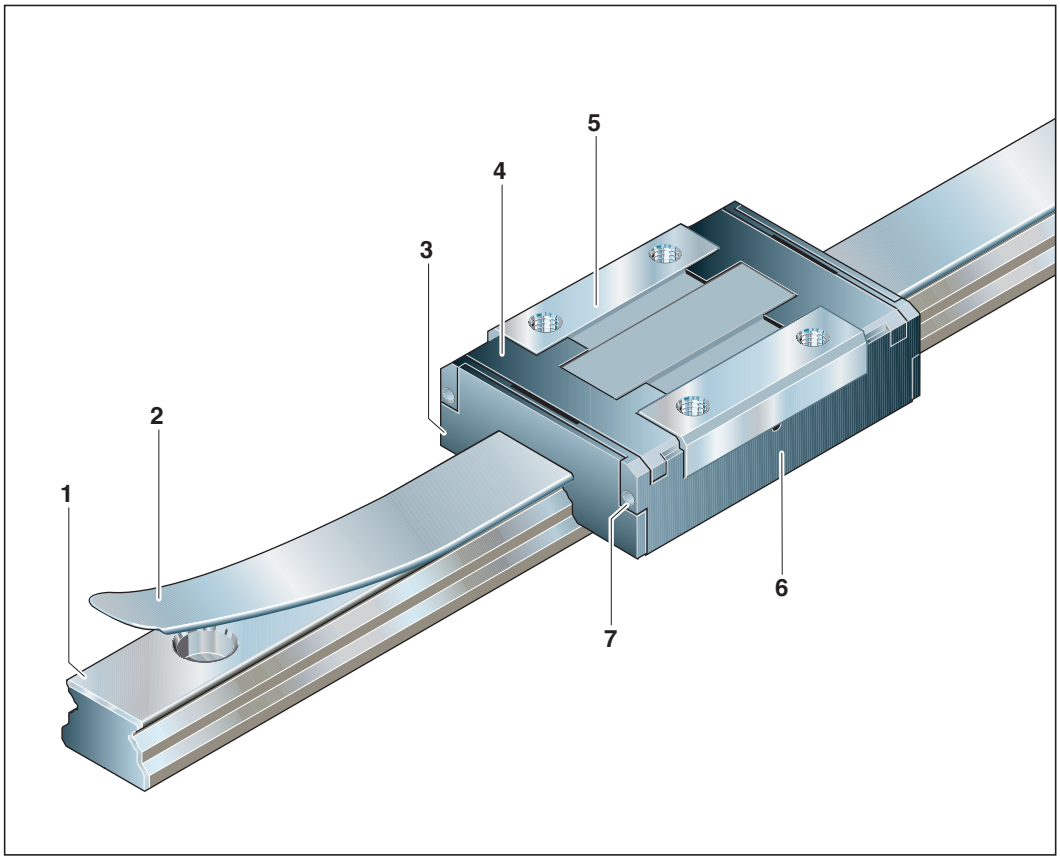
  F < 10 % C,
  v_m = 0,65 m/s,
  Ход = 90 mm,
  Легкоходовые уплотнения
- Сертификация «чистой комнаты» (класс 10 согласно Фед. стд. США 209E)
- Высокие допустимые скорости перемещения и ускорения
- Легкий монтаж благодаря фиксации шариков

Характеристики изделия

Характеристики изделия	Значения	
Скорость	v_{max}	До 5 m/s
Ускорение	a_{max}	До 250 m/s^2
Температурная стойкость	t_{max}	100 °C кратковременно, 80 °C при длительной работе
Классы предв. натяга	2	Зазор, предварительный натяг
Жесткость		Диаграммы жесткости для отрывающих и прижимающих нагрузок в каталоге
Классы точности	3	N, H, P
Типоразмеры	8	7, 9, 12, 15, 20 9B, 12B, 15B

3.3 Миниатюрные шариковые рельсовые направляющие

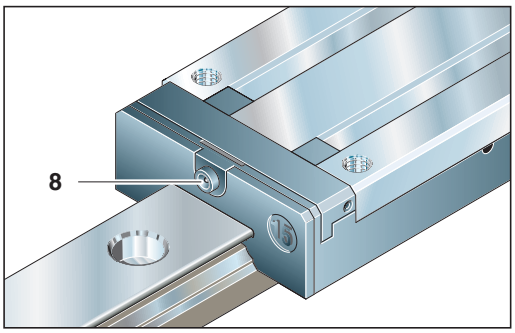
3.3.2 Конструкция



Миниатюрная шариковая рельсовая направляющая, типоразмер 12

1 Направляющий рельс
2 Защитная лента
3 Грязесъемная манжета
4 Рециркуляция шариков
5 Корпус каретки
6 Кожух
7 Смазочные отверстия
8 Воронкообразная масленка

Все стальные части в миниатюрных шариковых рельсовых направляющих изготавливаются из коррозионностойкой стали согласно ISO 683-17/EN 10088. Этот материал обеспечивает устойчивость к воздействию агрессивных сред и сохраняет внешний вид на протяжении всего срока службы.



Миниатюрная каретка, типоразмер 15,
с воронкообразной масленкой

3.3 Миниатюрные шариковые рельсовые направляющие

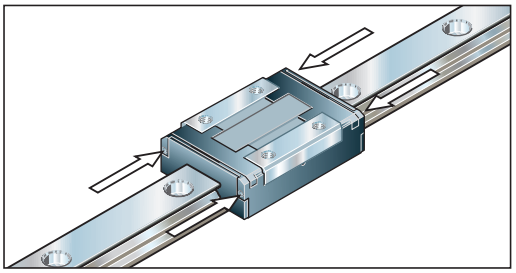
3.3.2 Конструкция

Каретки, общее описание

Стандартные исполнения этих кареток имеют типоразмеры согласно DIN 645-2. Есть также широкие и длинные исполнения. Каретки могут заказываться с основной смазкой или без нее, что позволит заказчику использовать консистентную смазку или масло в зависимости от области применения. Смазочные отверстия предусмотрены для смазки кареток во время эксплуатации.

Смазочные отверстия или шприц-масленки

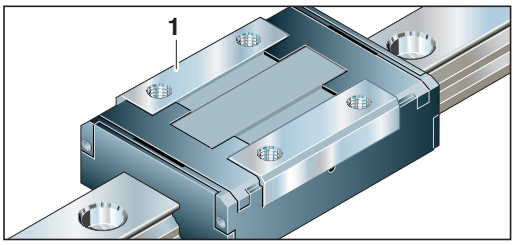
Начиная с типоразмера 15 и выше миниатюрные шариковые рельсовые направляющие имеют дополнительное смазочное отверстие сбоку, а также масленку в торцевой части.



Смазочные отверстия (пример: типоразмер 12)

Корпус каретки

В корпусе каретки (1) в верхней части имеются четыре резьбы для крепления присоединяемой конструкции. Стальная часть имеет сквозную закалку и является коррозионностойкой. Базовые кромки с обеих сторон облегчают монтаж со смежными конструкциями станка.



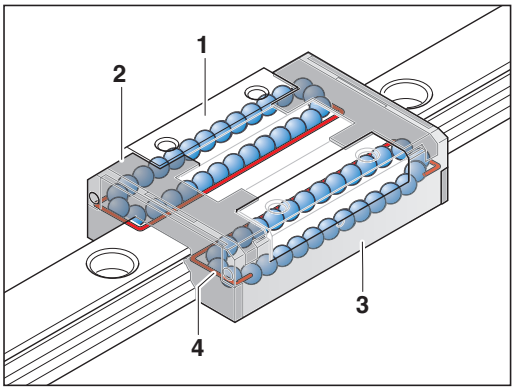
Корпус каретки

Рециркуляция шариков

С каждой торцевой стороны корпуса каретки (1) имеется механизм рециркуляции шариков (2). Циркуляция каждого ряда шариков происходит вдоль боковой стороны. Механизм рециркуляции шариков состоит из рециркуляционной части и уплотнительной пластины, в которой имеются смазочные каналы.

Кожух

Рециркуляционные шарики защищаются и направляются каналом, образованным кожухом (3) и корпусом. Кожух закрывает корпус и служит монтажной поверхностью для установки приспособлений.



Механизм рециркуляции шариков с кожухом и фиксирующей проволокой

Фиксирующая проволока

Фиксирующая проволока (4) надежно удерживает шарики внутри несущих дорожек качения каретки. Это облегчает монтаж и демонтаж каретки, сокращая тем самым время монтажных работ.

3.3 Миниатюрные шариковые рельсовые направляющие

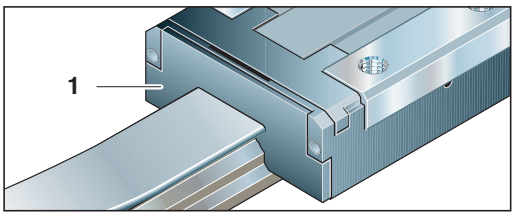
3.3.2 Конструкция

Шарики

Шарики, используемые в каретке, изготавливаются из коррозионностойкой и специально закаленной стали. Этот коррозионностойкий материал идеально подходит для использования в миниатюрных шариковых рельсовых направляющих.

Грязесъемная манжета

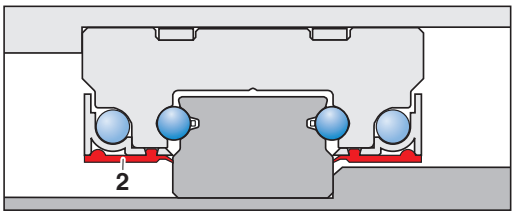
В стандартном исполнении миниатюрные каретки поставляются укомплектованными грязесъемными манжетами с низким коэффициентом трения (1). При этом имеется возможность установки обычного уплотнения с высоким качеством работы.



Грязесъемная манжета

Боковые уплотнения

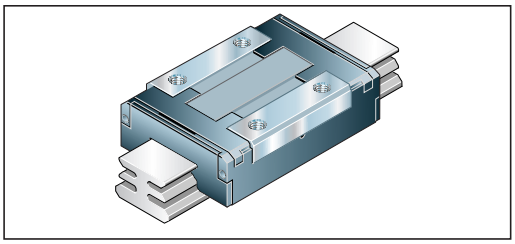
Некоторые типоразмеры кареток могут оснащаться стандартным уплотнением и двухсекционным боковым уплотнением (2) в нижней части каретки, что обеспечивает полную герметизацию системы.



Боковые уплотнения (пример: типоразмер 15)

Транспортная и монтажная оправка

Все миниатюрные каретки поставляются установленными на оправку. Такая оправка не только защищает шарики от повреждения во время транспортировки; она используется также для монтажа и демонтажа каретки.



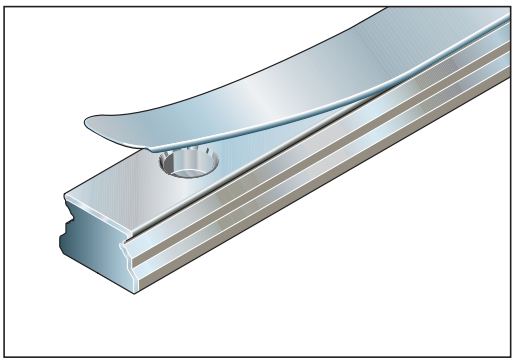
Миниатюрная каретка, типоразмер 12,
на монтажной оправке

Направляющий рельс

Полностью закаленные стандартные миниатюрные направляющие рельсы имеют сквозные отверстия для установки сверху. Защитные ленты для закрытия монтажных отверстий предусмотрены для типоразмера 9 и выше. Направляющие рельсы могут поставляться также для установки снизу. Фирма Rexroth предлагает данные рельсы цельной длины до 2 м. Рельсы большей длины состоят из нескольких рельсовых секций, подогнанных друг к другу.

Защитная лента

Защитная лента изготавливается из нержавеющей стали и просто защелкивается на рельсе. Она защищает монтажные отверстия от загрязнения и в контакте с уплотнениями обеспечивает оптимальную герметичность рельса.



Направляющий рельс для монтажа сверху
(с защитной лентой, закрывающей монтажные отверстия)

3.3 Миниатюрные шариковые рельсовые направляющие

3.3.3 Инструкции по выбору изделия

3.3.3.1 Исполнения

Типы каретки			
Ширина	**S**		**B**
Длина	**N**	**L**	**N**
Высота	**S**	**S**	**S**
Аббревиатура	**SNS**	**SLS**	**BNS**
			

3.3.3.2 Области применения

Примеры широкого спектра областей применения миниатюрных шариковых рельсовых направляющих:

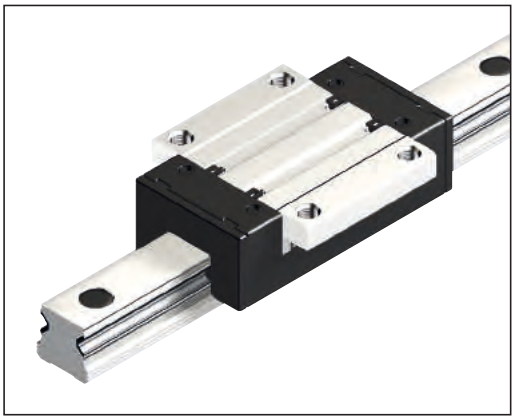
Область	Применения	
Текстильная промышленность	▮ Прядильные машины ▮ Крутильные машины ▮ Вспомогательные машины	▮ Ткацкие машины ▮ Машины для отделки текстильных изделий ▮ Трикотажные машины и круглочулочные автоматы
Оборудование по переработке резины и пластмассы	▮ Извлекатели форм для оборудования по переработке пластмасс ▮ Экструдеры	▮ Дутьевые литьевые машины ▮ Машины для инжекторного литья
Сборочные технологии и промышленные роботы	▮ Сборочное оборудование ▮ Роботы-сборщики ▮ Многоцелевые промышленные роботы	▮ Захватное и зажимное оборудование ▮ Погрузка-разгрузка небольших деталей ▮ Промышленные роботы
Медицинская техника	▮ Микроскопы ▮ Диагностическое оборудование	▮ Аналитические приборы
Электрическая/электронная промышленность	▮ Микроэлектроника ▮ Производство полупроводников	▮ Компьютерная периферия ▮ Автоматическая сборка ИС
Пищевая и упаковочная промышленность	▮ Использование в «чистых комнатах» ▮ Этикетировочные машины	▮ Наполнительные машины ▮ Машины для упаковки в картонные коробки
Печатная и бумажная промышленность	▮ Бумаго- и целлюлозорезальные машины	▮ Машины по переработке бумаги ▮ Брошюровочно-переплетные машины
Прецизионное станкостроение	▮ Измерительные устройства	▮ Небольшие инструменты

3.4 Шариковые рельсовые направляющие eLINE

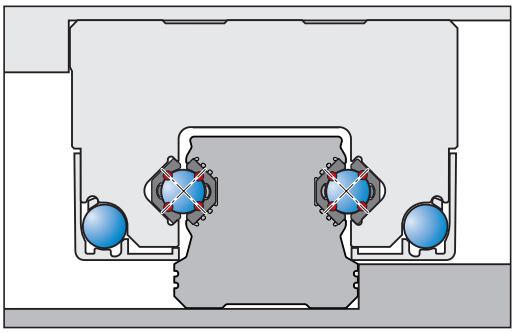
3.4.1 Характеристики системы

Шариковые рельсовые направляющие eLINE фирмы Rexroth были специально разработаны для легковесного оборудования, а также для манипулирования и позиционирования, где основное внимание уделяется экономичности и долговечности. Направляющие eLINE предлагают отличное соотношение цена-производительность.

Шариковая рельсовая направляющая eLINE имеет два ряда шариков с 4-точечным контактом. Угол контакта шариков составляет 45°. Корпус каретки и профиль направляющего рельса изготовлены из алюминия. Несущая способность обеспечивается за счет закаленных стальных вставок в рельсе и каретке.



Шариковая рельсовая направляющая eLINE



2 ряда шариков с 4-точечным контактом

Свойства

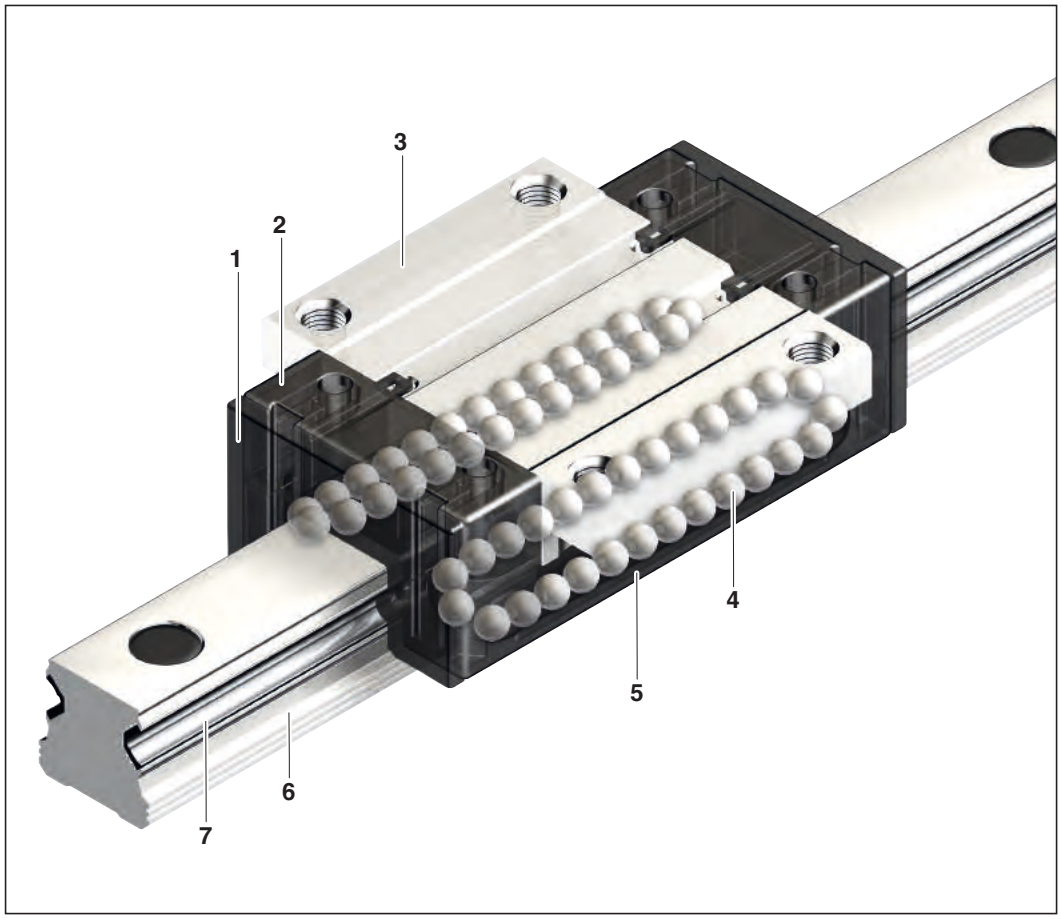
- Легкий вес
- Компактная конструкция
- Одинаковая несущая способность во всех четырех основных плоскостях приложения нагрузки
- Низкие требования к точности сопряженных поверхностей присоединяемых конструкций
- Значительно лучшая коррозионная стойкость в сравнении со стальными исполнениями
- Неограниченные возможности взаимозаменяемости благодаря высокой точности изготовления
- Большие шарики делают эти направляющие нечувствительными к загрязнению
- Опциональный торцевой смазочный узел с функциями уплотнения
- Доступны в наиболее типовых форматах и типоразмерах DIN

Характеристики изделия

Характеристики изделия	Значения	
Скорость	v_{max}	до 2 m/s
Ускорение	a_{max}	до 30 m/s^2
Температурная стойкость	t_{max}	60 °C при длительной работе
Классы предварительного натяга	2	C0, C1
Жесткость		Диаграммы жесткости по запросу
Классы точности	2	E, N
Типоразмеры	3	15, 20, 25

3.4 Шариковые рельсовые направляющие eLINE

3.4.2 Конструкция



Компоненты шариковой рельсовой направляющей eLINE

1 Уплотнение (грязесъемник)
2 Торцевая крышка
3 Корпус каретки со встроенной стальной вставкой
4 Ряды шариков
5 Кожух
6 Тело направляющего рельса
7 Стальная вставка в направляющем рельсе

3.4 Шариковые рельсовые направляющие eLINE

3.4.2 Конструкция

Каретка, общее описание

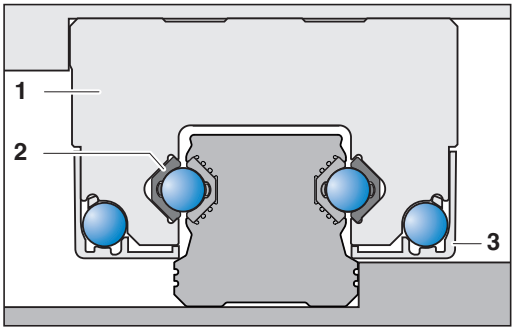
Данные каретки доступны во фланцевом и узком исполнениях. Они смазываются на заводе-изготовителе на длительный срок работы. В качестве принадлежности может использоваться торцевое смазочное устройство с функцией уплотнения, позволяющее производить смазку каретки маслом во время эксплуатации.

Корпус каретки

Корпус каретки (1) изготовлен из алюминия, что в значительной степени снижает общий вес каретки. Каретки могут крепиться как сверху, так и снизу (в зависимости от исполнения) с помощью 4 винтов.

Стальные вставки

Закаленные стальные вставки (2) встраиваются в каретки как дорожки качения для шариков.



Стальные вставки в каретке

Стопорная пластина

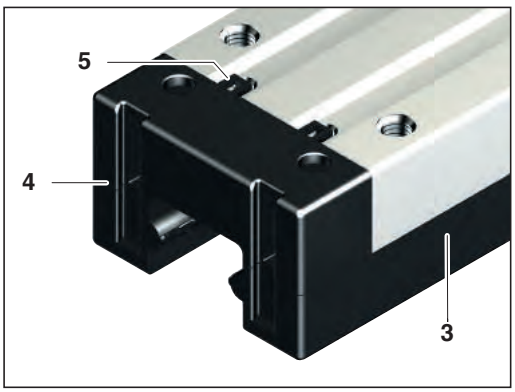
Стопорная пластина предотвращает выпадение шариков. Благодаря использованию таких стопорных пластин каретки могут легко сниматься с рельса, что значительно облегчает процедуру монтажа и демонтажа.

Кожух

Шарики направляются из зоны нагружения в рециркуляционную зону по двум боковым частям кожуха (3), которые вместе с алюминиевым корпусом образуют рециркуляционный канал. Кожух защищает шарики от внешних воздействий.

Торцевые крышки

Торцевые крышки (4) являются частью геометрии рециркуляции шариков.
С помощью защелок они легко крепятся к алюминиевому корпусу, надежно фиксируя внутренние пластмассовые детали. Кроме того, в торцевых крышках находится уплотнение или торцевое смазочное устройство с функцией уплотнения.



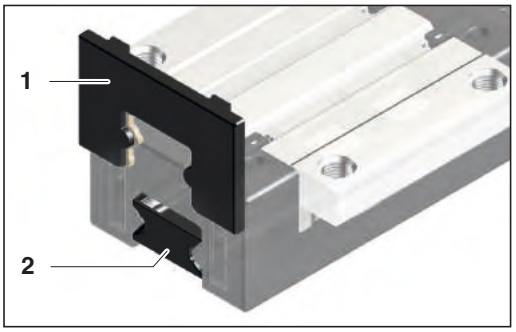
Торцевые крышки с защелками

3.4 Шариковые рельсовые направляющие eLINE

3.4.2 Конструкция

Уплотнение

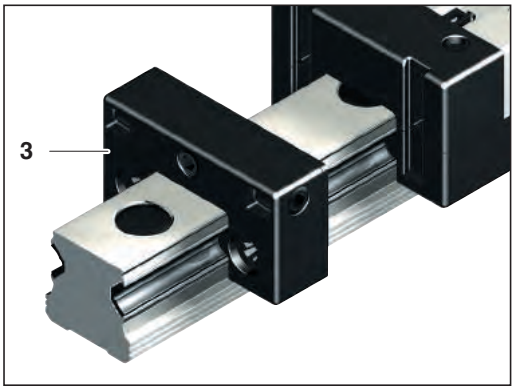
Каждая каретка поставляется с двумя уплотнениями (1), установленными с торцов. Эти уплотнения можно снять и заменить на торцевое смазочное устройство с функцией уплотнения. Уплотнения представляют собой двухсекционные узлы, состоящие из держателя и вспененной вставки.



Каретка eLINE с уплотнением

Смазочное устройство с функцией уплотнения

Смазочное устройство (3) позволяет производить смазку во время эксплуатации каретки и обеспечивает дополнительное уплотнение. Эти смазочные устройства могут заказываться как вспомогательные принадлежности.



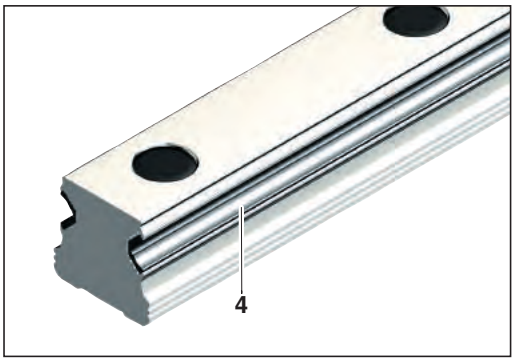
Смазочное устройство с функцией уплотнения в качестве принадлежности

Транспортная и монтажная оправка

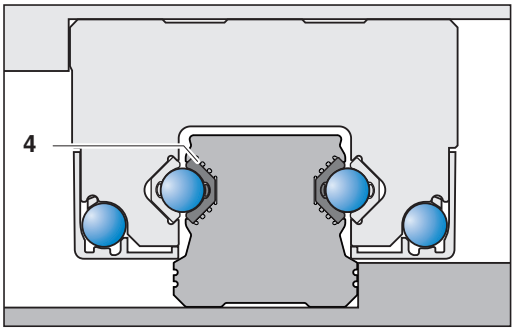
Каретки поставляются установленными на оправку (2). Эта оправка не только предотвращает выпадение шариков во время транспортировки; она используется также для установки каретки на рельс.

Направляющий рельс

Направляющие рельсы eLINE состоят из корпуса и двух стальных вставок (4). Стальные вставки – это дорожки качения для шариков, и поэтому они изготавливаются из закаленной стали. Рельс крепится болтами сверху или снизу. Монтажные отверстия могут закрываться пластмассовыми пробками.



Направляющий рельс eLINE (с пластмассовыми монтажными пробками)



Стальные вставки в направляющем рельсе eLINE

3.4 Шариковые рельсовые направляющие eLINE

3.4.3 Инструкции по выбору изделия

3.4.3.1 Исполнения

Типы кареток		
Ширина	**F**	**S**
Длина	**N**	**N**
Высота	**S**	**S**
Аббревиатура	**FNS**	**SNS**
		

3.4.3.2 Области применения

Шариковые рельсовые направляющие eLINE были разработаны для тех областей применения, которые требуют хорошей производительности при умеренной цене. Ниже перечислены типичные области применения:

Область	Применения
Технологии, обслуживающие строительство Организация выставок и магазинов	▮ Производство окон и дверей ▮ Элементы фурнитуры ▮ Внутренний дизайн
Сборочные/манипуляционные технологии и промышленные роботы	▮ Сборочное оборудование ▮ Сборочные линии ▮ Устройства позиционирования ▮ Системы ручных перемещений ▮ Захваты и зажимные устройства
Машины специального назначения	▮ Технологическая оснастка ▮ Легковесное оборудование ▮ Кожухи машин
Выполнение работ по дому	▮ Различные проекты типа «сделай сам»

3.4.3.3 Упрощенные расчеты

Области применения шариковых рельсовых направляющих eLINE отличаются от областей применения шариковых рельсовых направляющих, рассмотренных раньше. Расчет номинального срока службы для направляющих eLINE имеет упрощенную форму. Нагрузка на подшипник P_{act} рассчитывается с использованием ряда коэффициентов, включая коэффициент рабочих условий k_f и коэффициенты нагрузок, вызванных моментами кручения k_t и продольными моментами k_L. Необходимый типоразмер можно выбрать с помощью рассчитанной нагрузки на подшипник P_{act} и максимальной нагрузки на подшипник P_{max}. Результат такого расчета – это пробег в километрах в соответствии с используемым типом смазки.

При необходимости точный номинальный срок службы можно рассчитать обычным образом с помощью эквивалентной нагрузки на подшипник и несущей способности (см. раздел 3.1.5). Поскольку конструкция шариковых рельсовых направляющих eLINE оптимизирована по весу, не разрешается превышение максимально допустимых сил F_{max} и максимально допустимых моментов кручения $M_{t\,max}$, а также продольных моментов $M_{L\,max}$.

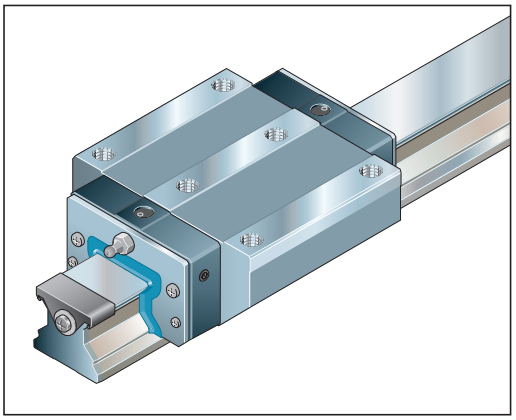
Более подробную информацию о полном и упрощенном расчете номинального срока службы можно найти в каталоге шариковых рельсовых направляющих eLINE.

3.5 Роликовые рельсовые направляющие

3.5.1 Характеристики системы

Роликовые рельсовые направляющие Rexroth были специально разработаны для станочного оборудования и промышленных роботов. Имея несколько классов точности, они отличаются исключительно высокой несущей способностью и жесткостью.

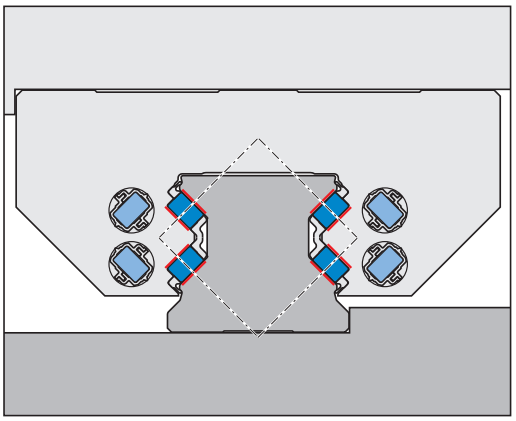
Роликовые рельсовые направляющие имеют четыре контура циркуляции роликов с О-образным расположением. Ролики имеют линейный контакт с дорожками качения с углом контакта 45°.



Роликовая рельсовая направляющая

Свойства

- Элементы качения: ролики
- Очень высокие допустимые статические нагрузки
- Очень высокие допустимые динамические нагрузки
- Высокая статическая несущая способность по крутящему моменту
- Очень высокая жесткость во всех главных плоскостях приложения нагрузки
- Очень высокое качество перемещений, даже при экстремально высокой нагрузке
- Неограниченные возможности взаимозаменяемости благодаря высокой точности изготовления
- Встроенная полная герметизация
- Широкий выбор принадлежностей для специальных целей (уплотнения, грязесъемники/скребки)
- Встроенные, индуктивные и износостойкие измерительные системы в качестве опции
- Имеются зажимные и тормозные устройства



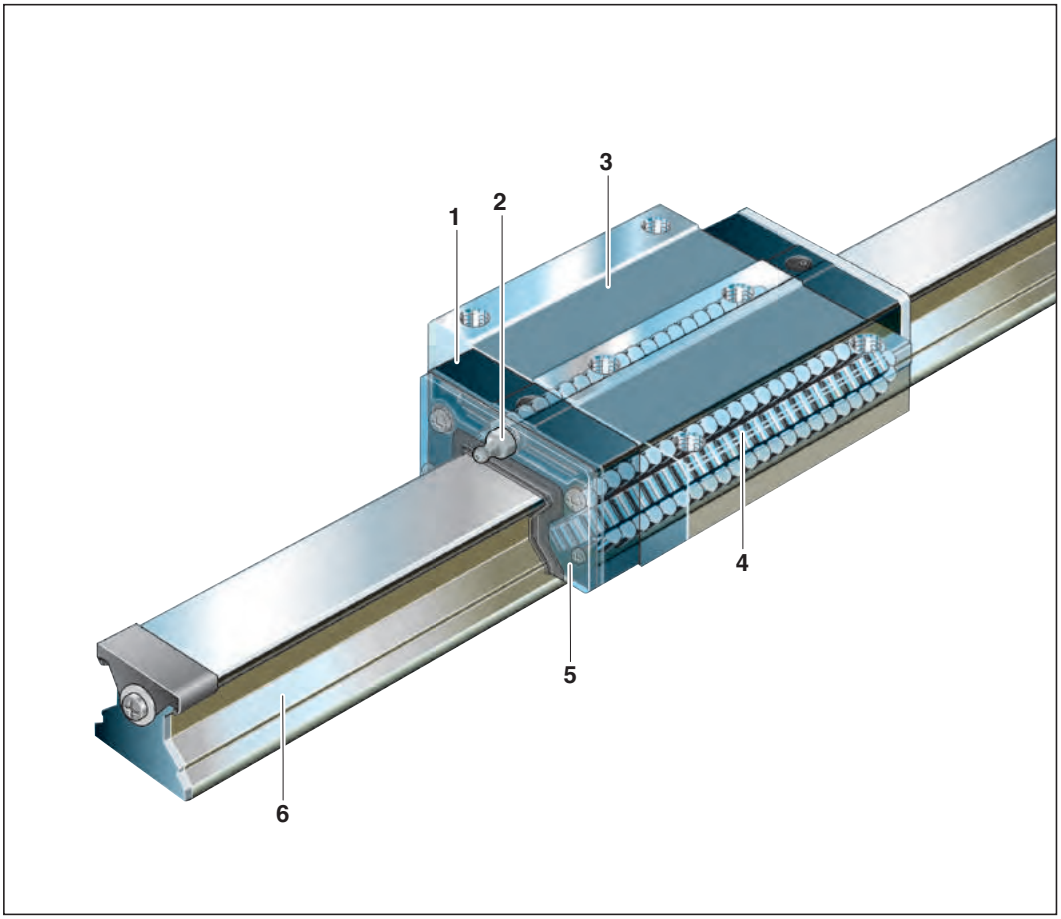
Четыре ряда роликов с О-образным расположением

Характеристики изделия

Характеристики изделия	Значения	
Скорость	v_{max}	до 3 m/s
Ускорение	a_{max}	до 50 m/s^2
Температурная стойкость	t_{max}	100 °C кратковременно, 80 °C в постоянном режиме
Классы предварительного натяга	4	C2, C3 (C1 по запросу)
Жесткость		Диаграммы жесткости для отрывающих/прижимающих/боковых нагрузок для всех типов в каталоге
Классы точности	4	H, P, SP, UP
Типоразмеры	9	25, 35, 45, 55, 65, 100, 125 55/85, 65/100

3.5 Роликовые рельсовые направляющие

3.5.2 Конструкция



Роликовая рельсовая направляющая

1 Торцевая накладка (торцевая крышка)
2 Смазочное отверстие (масленка)
3 Корпус каретки
4 Цилиндрические ролики (элементы качения)
5 Торцевое уплотнение
6 Направляющий рельс

Каретки, общее описание

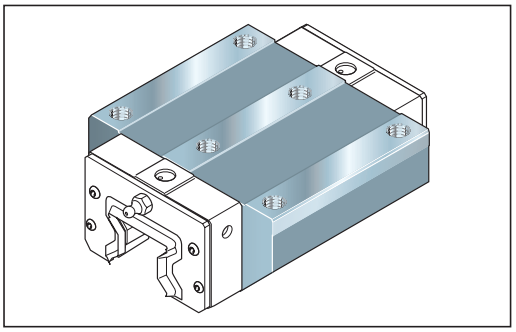
Роликовые каретки поставляются в смазанном виде для их защиты от коррозии. Они могут быть смазаны маслом или консистентной смазкой. Rexroth предлагает специальные каретки для минимального количества смазки маслом, для настенной установки и для смазки сверху. Для обеспечения долгосрочной смазки может использоваться торцевое смазочное устройство. Для оптимального уплотнения направляющая может оснащаться принадлежностями (например, уплотнения Viton, металлические скребки, защитные рукава).

3.5 Роликовые рельсовые направляющие

3.5.2 Конструкция

Корпус каретки

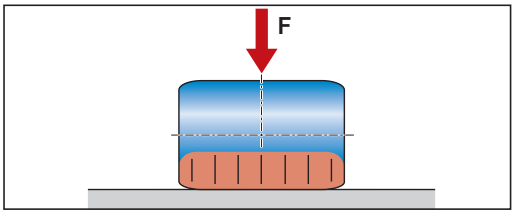
Корпуса кареток Rexroth выпускаются в четырех исполнениях согласно DIN 645-1 и в различных специальных исполнениях. Все корпуса кареток изготавливаются из антифрикционной подшипниковой стали.
В зависимости от своей конструкции каретки одного типоразмера могут иметь разную несущую способность и жесткость.
В корпусе каретки имеются четыре дорожки качения и рециркуляционные каналы для элементов качения. Резьбовые отверстия на каретках предназначены для крепления присоединяемых конструкций.



Корпус каретки

Логарифмический ролик

В качестве элементов качения в корпусах кареток используются ролики с логарифмическим профилем. Такой профиль исключает повышенные нагрузки на края и способствует увеличению срока службы каретки. Ролики изготавливаются из антифрикционной подшипниковой стали марки 100Cr6.



Распределение напряжений в ролике с логарифмическим профилем

Роликовая направляющая

Ролики направляются рециркуляционной частью и рамой. Для снижения трения все направляющие детали изготавливаются из пластмассы с низким коэффициентом трения.

Рециркуляционная часть

Рециркуляционная часть направляет ролики из несущей зоны в зону возврата. В О-образной конфигурации, используемой фирмой Rexroth, элементы качения рециркулируют в крестообразном направлении. Встроенные смазочные каналы обеспечивают надежную смазку всех дорожек качения.

Обойма

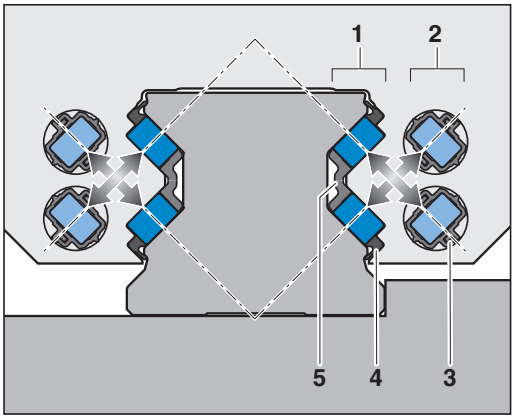
Главная цель обоймы состоит в боковом направлении роликов в зонах нагружения каретки. Обоймы также удерживают ролики и предотвращают их выпадение во время монтажа и демонтажа кареток.

Боковые уплотнения

Два встроенных боковых уплотнения на обойму предназначены для защиты элементов и дорожек качения от загрязнения.

Возвратный канал

Рециркуляционная зона роликовых кареток состоит в основном из возвратных каналов, изготовленных из пластмассы с хорошим скольжением. Боковые карманы обеспечивают хорошую подачу смазочного материала и способствуют снижению трения.



Роликовые направляющие и возвратные каналы

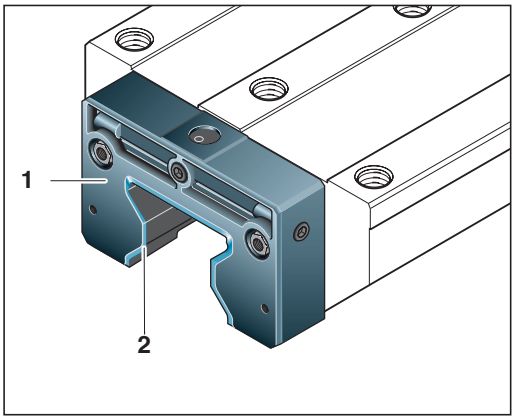
1 Зона нагружения роликов
2 Зона рециркуляции роликов
3 Возвратные каналы
4 Боковые уплотнения (4x)
5 Обойма

3.5 Роликовые рельсовые направляющие

3.5.2 Конструкция

Торцевая крышка

Торцевая крышка (1) предназначена для защиты внутренних пластмассовых элементов от загрязнения, а также для распределения смазки. Смазочные отверстия закрываются установочными винтами. Каретки со стандартными черными торцевыми крышками могут использоваться для смазки и маслом, и консистентной смазкой. Каретки с серыми торцевыми крышками используются для смазки минимальным количеством масла. Для настенного монтажа Rexroth предлагает каретки с двумя смазочными отверстиями в торцевой части каждой торцевой крышки для отдельной смазки каждой дорожки качения. Торцевые крышки, изготовленные их алюминия, обеспечивают дополнительную защиту от сильных загрязнений и горячих стружек. Исполнение со смазочным адаптером для смазки сверху завершает перечень данных кареток.



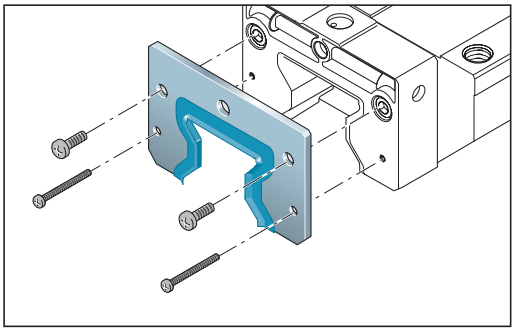
Торцевая крышка со встроенной уплотнительной пластиной

Уплотнительная пластина

Встроенная уплотнительная пластина (2) предотвращает попадание загрязнений внутрь каретки и исключает вымывание смазки. Чтобы обеспечить хорошее уплотнение с низким коэффициентом трения, рабочая кромка грязесъемника отличается упругостью и натяжением относительно направляющего рельса.

Торцевые уплотнения

Все роликовые рельсовые каретки поставляются с дополнительными прочными внешними уплотнениями, известными как торцевые уплотнения. Вместе с внутренней уплотнительной пластиной они создают эффективную уплотнительную систему. Торцевое уплотнение состоит из эластичной рабочей кромки, нанесенной на металлическую пластину.



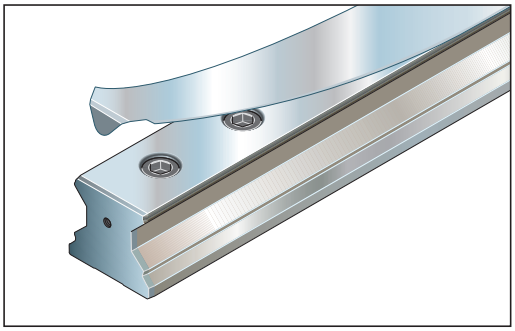
Торцевое уплотнение

Транспортная и монтажная оправка

Все роликовые каретки поставляются установленными на оправку. Оправка не только предотвращает выпадение роликов во время транспортировки, но и используется для монтажа и демонтажа каретки.

Направляющий рельс

Направляющий рельс изготавливается из термообработанной стали и имеет четыре закаленные дорожки качения. Rexroth предлагает направляющие рельсы для установки сверху и снизу. Для направляющих рельсов, монтируемых сверху, имеется несколько опций уплотнения монтажных отверстий. Призматические направляющие рельсы с соединением типа «ласточкин хвост» могут устанавливаться на основание с использованием прижимающих деталей.



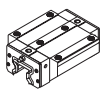
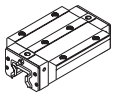
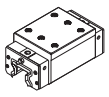
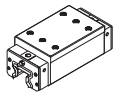
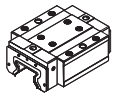
Направляющий рельс с защитной лентой

3.5 Роликовые рельсовые направляющие

3.5.3 Инструкции по выбору изделия

3.5.3.1 Исполнения

Rexroth предлагает широкий выбор различных конструкций и исполнений для удовлетворения требований широкого спектра областей применения:

Типы кареток					
Ширина	**F**		**S**		**B**
Длина	**N**	**L**	**N**	**L**	**N**
Высота	**S**	**S**	**H**	**H**	**N**
Аббревиатура	**FNS**	**FLS**	**SNH**	**SLH**	**BNN**
					

- Роликовые рельсовые направляющие Resist CR
- Широкие роликовые рельсовые направляющие
- Роликовые рельсовые направляющие для больших нагрузок
- Каретки для настенного монтажа
- Каретки с алюминиевыми торцевыми крышками
- Каретки для централизованной масляной смазки (с минимальным количеством смазки)

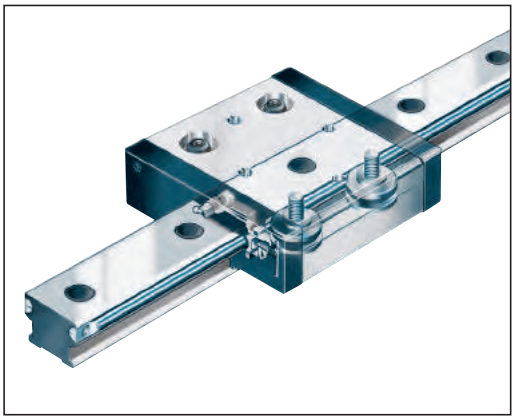
3.5.3.2 Области применения

Область	Применения	
Металлорежущие станки	▮ Обрабатывающие центры ▮ Токарные станки ▮ Сверлильные станки ▮ Фрезерные станки	▮ Шлифовальные станки ▮ Вырубные станки ▮ Электроэрозионные станки ▮ Лазерные/световые/фотолучевые станки
Прессовые и штамповочные машины	▮ Гибочные машины ▮ Рихтовочные/нивелировочные машины ▮ Прессы	▮ Машины для гибки проволоки ▮ Проволоко-волочильные станы
Обработка резины и пластмасс	▮ Машины для инжекторного литья ▮ Экструдеры	▮ Каландровые станы ▮ Дутьевые литьевые машины
Автомобильная промышленность	▮ Линии по сборке автомобилей ▮ Сварочные системы	▮ Прессовые и штамповочные линии ▮ Покрасочные системы
Печатная и бумажная промышленность	▮ Бумагонамоточные/перемоточные машины ▮ Печатные станки	▮ Бумагорезальные машины
Сборочные технологии и промышленные роботы	▮ Оборудование для тяжелых нагрузок ▮ Намотчики для кабеля и ленты	▮ Роботы-укладчики
Прокатные станы	▮ Регулировка вальцов	▮ Намотчики и размотчики
Сварочное производство	▮ Автоматические сварочные машины ▮ Оборудование горячей сварки	▮ Машины для сварки трением
Пищевая и упаковочная промышленность	▮ Автоматические укладчики ▮ Формовочные машины	▮ Резальное оборудование
Деревообработка и деревопереработка	▮ Тяжелые деревообрабатывающие центры	▮ Пильные станки

3.6 Направляющие на кулачковых роликах

3.6.1 Характеристики системы

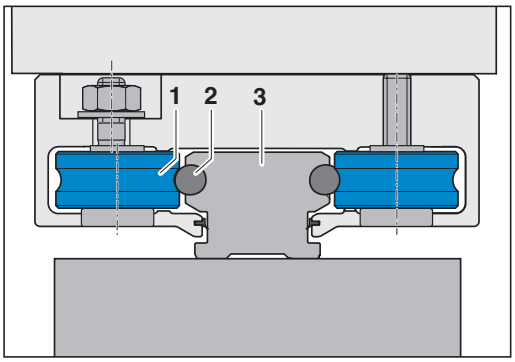
Направляющие на кулачковых роликах Rexroth были разработаны в первую очередь для использования в области автоматизации и для выполнения загрузочно/разгрузочных работ. Они отличаются от обычных роликовых направляющих тем, что у них нет циркуляции элементов качения между каретками и направляющими рельсами. Основными элементами данных направляющих являются кулачковые ролики (1) на шариковых подшипниках. Изготовленные из стали, кулачковые ролики направляют каретки по дорожкам качения (2) вдоль направляющего рельса (3).



Направляющая на кулачковых роликах

Свойства

- Высокая несущая способность во всех четырех основных плоскостях приложения нагрузки
- Высокая допустимая моментная нагрузка вокруг всех осей
- Очень высокая допустимая скорость
- Компактные размеры
- Очень низкий вес
- Легкий монтаж
- Незначительное трение
- Низкий уровень шума
- Полная комплектация направляющей
- Прочная конструкция
- Взаимозаменяемые части готовые на складе
- Низкие требования к точности присоединяемых конструкций



Направляющая на кулачковых роликах – принцип работы

Характеристики изделия

Характеристики изделия	Значения	
Скорость	v_{max}	10 m/s
Ускорение	a_{max}	50 m/s^2 Допускается более высокое ускорение, если отсутствует проскальзывание
Температурная стойкость	t_{max}	80 °C
Классы предварительного натяга	нет	Регулируется через эксцентрики
Жесткость		Зависит от настройки эксцентриков
Классы точности	1	Один класс точности, по заказу возможны более высокие классы точности
Типоразмеры	5	20, 25, 32, 42, 52

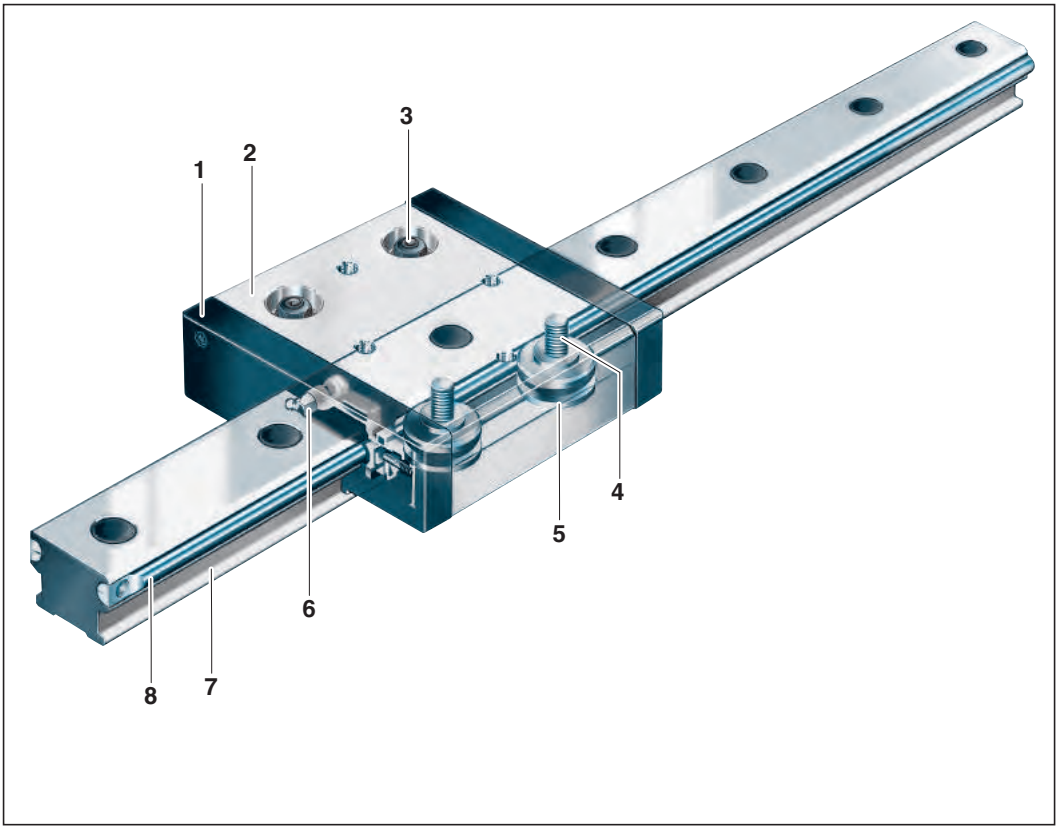
Более высокой жесткости можно добиться посредством регулировки эксцентриков, повышая силу предварительного натяга.

В отличие от других рельсовых направляющих, направляющие на кулачковых роликах не имеют классов точности. Все типоразмеры имеют одни и те же значения точности (см. каталог).

3.6 Направляющие на кулачковых роликах

3.6.2 Конструкция

Направляющие на кулачковых роликах имеются в разных исполнениях. Они состоят, по крайней мере, из одного направляющего рельса и одной каретки на кулачковых роликах. На рисунке ниже показан пример конструкции стандартной каретки на кулачковых роликах. Это наиболее типичная конструкция. Более подробное описание приводится в разделе 3.6.3.1.



Элементы направляющей на кулачковых роликах

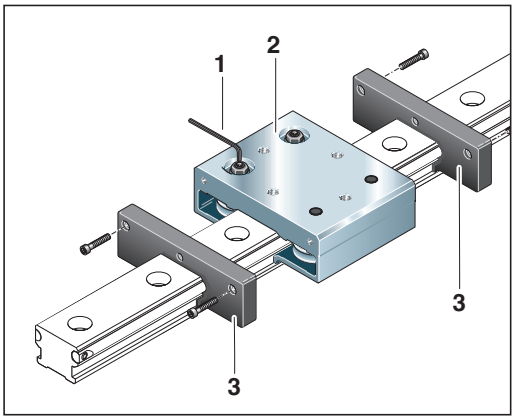
1 Смазочно/очистное устройство
2 Корпус каретки
3 Эксцентричная цапфа кулачкового ролика
4 Центральная цапфа кулачкового ролика
5 Кулачковый ролик
6 Смазочное отверстие (масленка)
7 Корпус направляющего рельса
8 Прецизионный стальной вал

3.6 Направляющие на кулачковых роликах

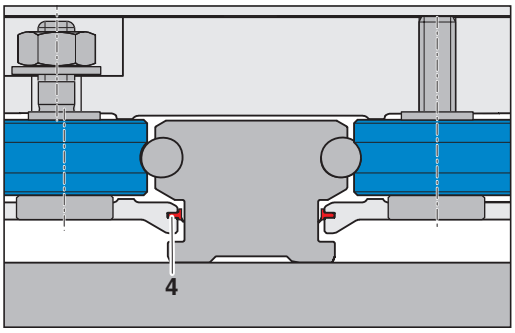
3.6.2 Конструкция

Каретка

Кулачковые ролики имеют эксцентричные подшипники, и каретки могут регулироваться с помощью эксцентричных цапф (1). Корпус каретки (2) изготовлен из алюминия. Он оснащен смазочно/очистным устройством с большим масляным резервуаром (3) с обеих сторон. Это ведет к увеличению интервалов техобслуживания и обеспечивает смазку, возможно, на весь период срока службы. Если потребуется смазка в период эксплуатации, с обеих сторон могут быть установлены масленки. Кроме смазочно/очистного устройства, каретки оснащаются боковыми уплотнениями (4), обеспечивающими их герметичность снизу. К присоединяемым конструкциям каретки крепятся с помощью болтов.



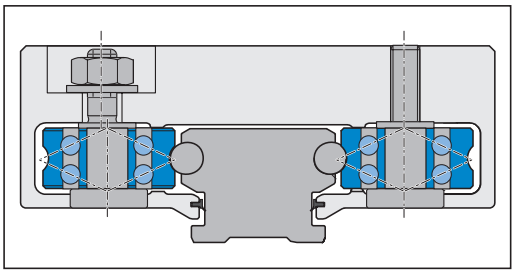
Элементы каретки на кулачковых роликах



Боковые уплотнения

Кулачковые ролики

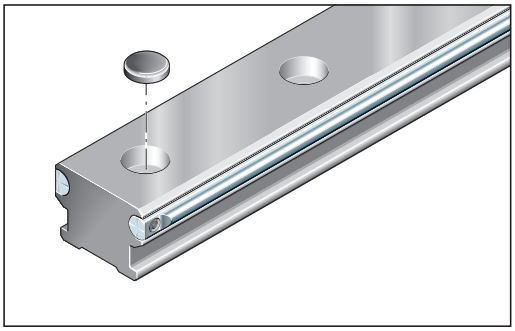
Кулачковые ролики устанавливаются на двухрядные радиально-упорные шарикоподшипники. Эти подшипники герметизируются и смазываются на весь срок службы. Внутренние и наружные дорожки качения изготовлены из антифрикционной подшипниковой стали. Наружная дорожка качения имеет контакт качения с прецизионным стальным валом на направляющем рельсе. Кулачковые ролики, установленные в каретках, имеются в наличии и как отдельные части.



Кулачковые ролики с двухрядными радиально-упорными шарикоподшипниками

Направляющий рельс

Корпус направляющего рельса изготовлен из анодированного алюминия. Один или два закаленных, коррозионностойких, прецизионных стальных вала встраиваются в направляющий рельс в качестве дорожек качения. Кулачковые ролики осуществляют ход вдоль этих валов. В зависимости от требований имеются в наличии разные исполнения направляющих рельсов. Рельсы могут устанавливаться сверху или снизу. В последнем случае для крепежных винтов предусмотрены пазовые сухари. Если рельсы устанавливаются сверху, монтажные отверстия могут закрываться пробками.

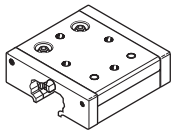
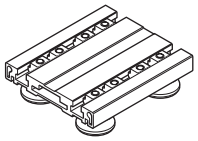
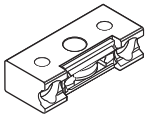
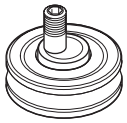
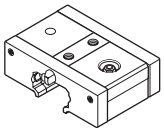
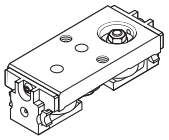
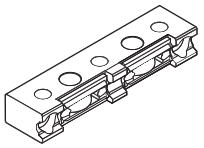
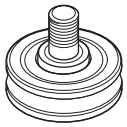


Стандартный направляющий рельс с монтажными пробками

3.6 Направляющие на кулачковых роликах

3.6.3 Инструкции по выбору изделия

3.6.3.1 Исполнения

Исполнения			
Каретка	**Профильная каретка**	**Одиночная кассета**	**Кулачковый ролик с эксцентричной цапфой**
			
Супер-каретка	**U-образная каретка**	**Двойная кассета**	**Кулачковый ролик с центральной цапфой**
			

Супер-каретка

Основное свойство Супер-кареток заключается в их способности компенсировать нарушения центровки.

Эти каретки имеют эксцентричные цапфы кулачковых роликов, а также смазочно/очистное устройство.

Профильная каретка

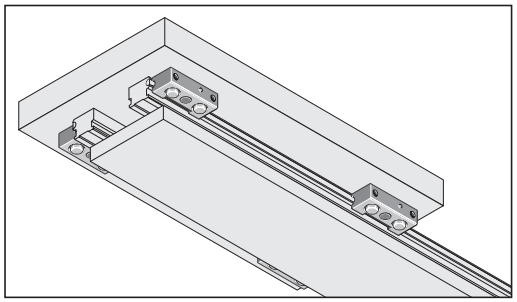
Профильные каретки имеют два Т-образных паза для облегчения монтажа приспособлений заказчика с помощью винтов и пазовых сухарей. Данные каретки поставляются с нулевым зазором.

Они также могут иметь длительные циклы технического обслуживания за счет установки дополнительных смазочно/очистных устройств.

Одиночная кассета

Двойная кассета

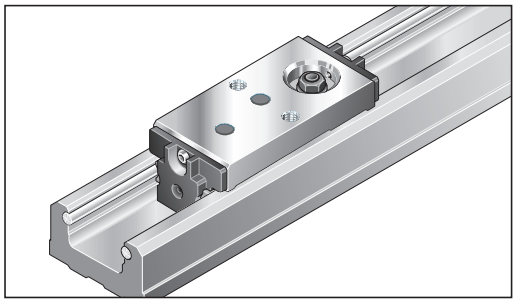
И одиночные, и двойные кассеты предлагают хорошие возможности быстрого и эффективного создания пользовательских решений. Укомплектованная направляющая состоит, по крайней мере, из двух двойных или четырех одиночных кассет. Кассеты имеют встроенные смазочные устройства, обеспечивающие длительный пробег с одновременным поддержанием функции обтира. Предпочтительным смазочным материалом для кассеты является консистентная смазка.



Направляющая с четырьмя одиночными кассетами и двумя стандартными полу-рельсами (пример)

U-образная каретка

U-образные каретки устанавливаются в U-образные рельсы, внутри которых находятся направляющие дорожки. Благодаря такой геометрии компактные каретки U-образного типа защищаются направляющим рельсом. Преимущество такой конфигурации заключается в том, что пользователи могут отказаться от дополнительной защиты, если позволяют условия.



U-образная направляющая на кулачковых роликах

3.6 Направляющие на кулачковых роликах

3.6.3 Исполнения, области применения, другая процедура расчета

3.6.3.2 Области применения

Направляющие на кулачковых роликах используются в следующих отраслях промышленности с низкими нагрузками и высокими скоростями. Часто они устанавливаются во вспомогательном оборудовании, которое обслуживает главное производство.

Области
Сборочные/транспортные/промышленные роботы
Пищевые и упаковочные машины
Металлорежущие станки
Печатное и бумажное оборудование
Электрическая/электронная промышленность
Оборудование по обработке резины и пластмассы
Оборудование для производства строительных материалов, керамики и стекла
Конвейерные системы
Прецизионные станки
Прессовые и штамповочные машины

3.6.3.3 Другая процедура расчета

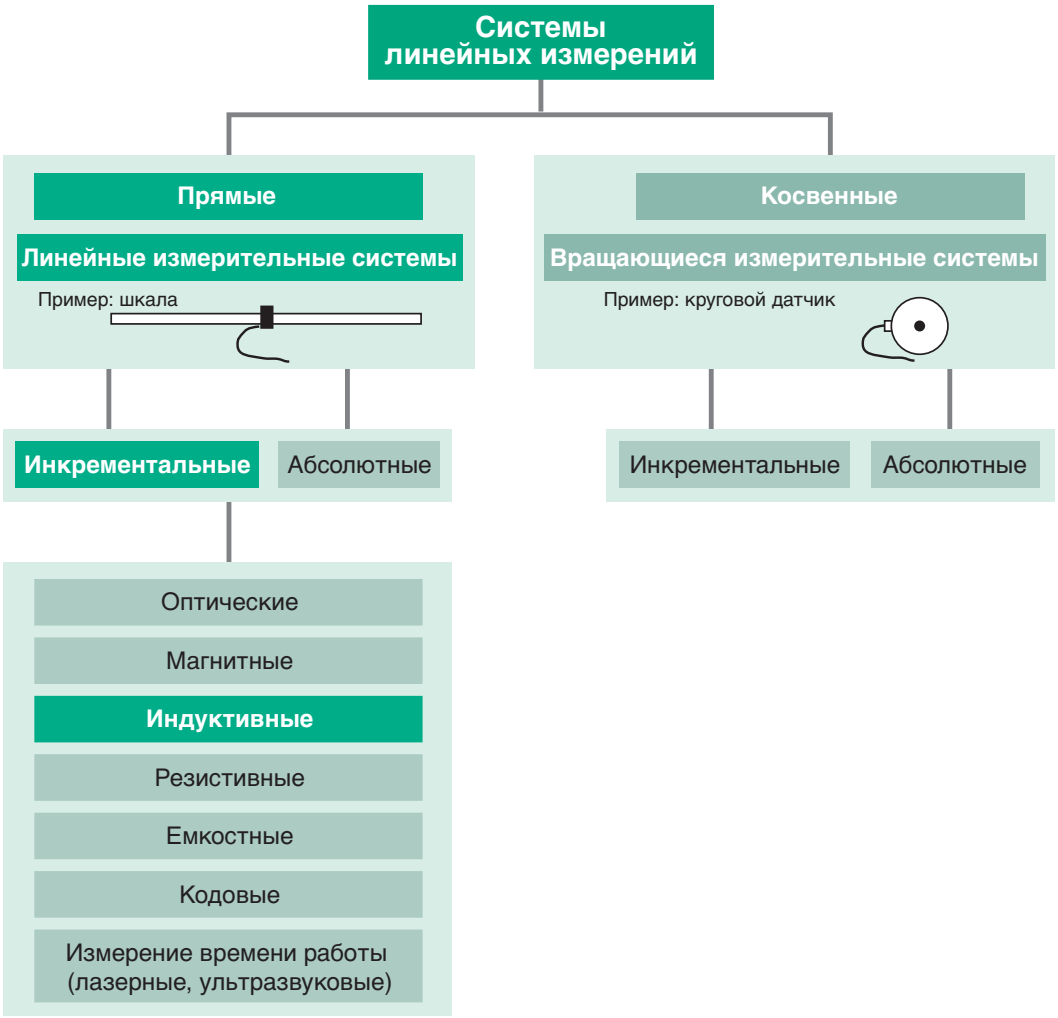
Расчет номинального срока службы для направляющих на кулачковых роликах отличается от расчета этого параметра для других профильных рельсовых направляющих. Расчет допустимых статических $C_{0\ y,z}$ и динамических $C_{y,z}$ нагрузок производится с использованием номинальной нагрузки встроенных радиально-упорных шарикоподшипников вместо контакта качения между дорожкой качения и кулачковым роликом. В результате мы получаем допустимый статический момент нагрузки $M_{0\ x,y,z}$ и динамический момент нагрузки $M_{x,y,z}$ для расчета моментных нагрузок.

Кроме того, имеются ограничения нагрузки для действующих динамических сил $F_{max\ y,z}$, статических сил $F_{0\ max\ y,z}$, а также для динамических моментов $M_{max\ x,y,z}$ и статических моментов $M_{0\ max\ x,y,z}$. При этом учитывается прочность рельса и каретки, а также несущая способность кулачковых роликов и винтовых соединений. Значения несущей способности и максимально допустимых нагрузок приводятся в каталоге для всех исполнений и типоразмеров.

3.7 Встроенная измерительная система

3.7.1 Принцип работы системы линейных измерений

Разные принципы могут использоваться для измерения линейных перемещений. Чтобы понять преимущества и недостатки той или иной системы, необходимо сначала разобраться в терминологии.



Прямые и косвенные системы линейных измерений

Существуют прямые и косвенные системы линейных измерений. В прямых системах линейное перемещение измеряется с помощью шкалы, длина которой должна быть не меньше всей длины перемещения. Что касается косвенных измерительных систем, то они измеряют линейные перемещения через изменения углового положения привода. Измерительная система Rexroth является прямой измерительной системой.

Инкрементальные и абсолютные системы линейных измерений

Измерительные системы могут быть инкрементальными и абсолютными. Инкрементальные системы линейных измерений измеряют только изменения в пройденном расстоянии. Для того чтобы определить абсолютное положение, необходимо выйти в исходную точку. Система, которой пользуется фирма Rexroth, является инкрементальной системой. В абсолютных системах точное положение становится известным сразу же после запуска системы. Для поиска нулевой точки установка в исходное положение не требуется.

3.7 Встроенная измерительная система

3.7.1 Принцип работы системы линейных измерений

Принципы работы систем линейных измерений

Еще одной отличительной чертой систем линейных измерений является конструкция используемых датчиков. Рекомендуется использовать систему с электрическими измерительными сигналами. В таких системах используется оптический, магнитный или индуктивный способ измерения. Фирма Rexroth использует индуктивную систему. Ниже приводится описание принципов работы, которое позволит сравнить разные измерительные системы.

Оптические системы линейных измерений

Для вывода аналоговых сигналов могут использоваться оптические лучи с апертурами разных размеров или градуированными шкалами с кодированными или инкрементальными, свето-проницаемыми поверхностями или сетками. Счетчики и оценочные устройства преобразуют эти сигналы в цифровые измерительные сигналы положения.

Магнитные системы линейных измерений

Работа магнитных измерительных систем основана на линейно-зависимом влиянии магнитного воздействия в соответствующих датчиках, например, датчиках Холла.

Индуктивные измерительные системы

В них используется линейно-зависимое воздействие электромагнитной индуктивности через взаимосвязанное смещение катушек переменного тока и стального сердечника (принцип плунжера и ярма).

Преимущества и недостатки систем линейных измерений

Системы линейных измерений	Преимущества	Недостатки
Оптические системы	▮ Высокая разрешающая способность и линейность	▮ Очень трудное подключение ▮ Чувствительность к грязи
Магнитные системы	▮ Простой монтаж (навесной элемент)	▮ Чувствительность к намагничиваемым частицам (металлические стружки, продукты истирания) ▮ Чувствительность к сильным статическим магнитным полям (линейный двигатель)
Индуктивные системы	▮ Устойчивость к воздействию грязи и стружек ▮ Простое подключение (немагнитная лента) ▮ Устойчивость к воздействию магнитных полей (линейный двигатель) ▮ Отсутствие контакта	▮ Относительно высокая потребляемая мощность

Система линейных измерений	Совместимость с СОЖ	Нечувствительность к стружкам	Сухая обработка	Занимаемое пространство	Монтаж
Оптическая	o	o	++	+	++
Магнитная	+	o	++	+++	+++
Индуктивная	+++	+++	+++	+++	+++

Система линейных измерений	Возможность модернизации	Конструкция	Класс точности	Разрешающая способность Повторяемость
Оптическая	o	o	+++	+++
Магнитная	++	+++	+	+++
Индуктивная	+++	+++	++	++

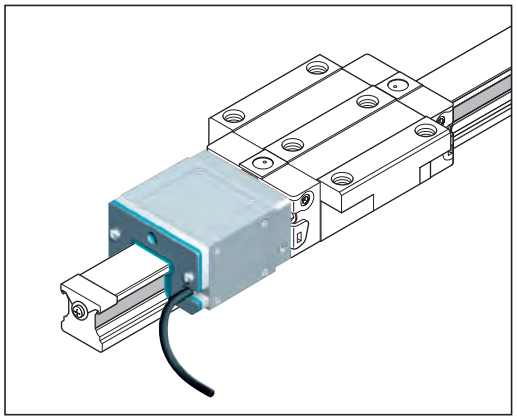
+++ Очень хорошо ++ Хорошо + Удовлетворительно o Приемлемо

3.7 Встроенная измерительная система

3.7.2 Характеристики системы

Шариковые и роликовые рельсовые направляющие Rexroth могут поставляться с встроенными индуктивными системами прямых линейных измерений. В данном случае одно устройство выполняет и функцию управления, и функцию измерения, что открывает новые возможности в машиностроении.

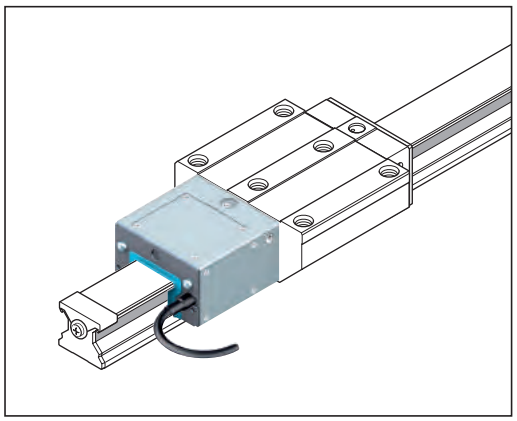
Встроенная измерительная система включает в себя сканер (датчик), установленный на каретке, и очень точную шкалу, встроенную в рельс. Это единственная система линейных измерений, в которой высокая жесткость конструкции гармонично сочетается с точностью оптических систем.



Шариковая рельсовая направляющая с встроенной измерительной системой

Основные особенности встроенной измерительной системы Rexroth:

- Система прямых линейных измерений
- Бесконтактная, индуктивная система сканирования
- Не требует ухода, практически не «стареет»
- Объединение функций направления и измерения
- Нечувствительность в магнитным полям
- Взаимозаменяемость
- Высокая ударная и вибрационная стойкость
- Отсутствие погрешностей измерения из-за нарушения параллельности
- Возможность установки нескольких датчиков на одном рельсе
- Стойкость к воздействию воды, масла, СОЖ, пыли, стружек и т.д. (класс защиты IP67)
- Не требуется дополнительное пространство для внешней измерительной системы
- Легкая модернизация (совместимость со стандартными элементами направляющей)
- Нет затрат на наружный монтаж
- Нечувствительность к любым загрязнениям
- Высокая точность и разрешающая способность
- Допускаются высокие скорости
- Встроенная опорная точка, также с кодировкой по расстоянию

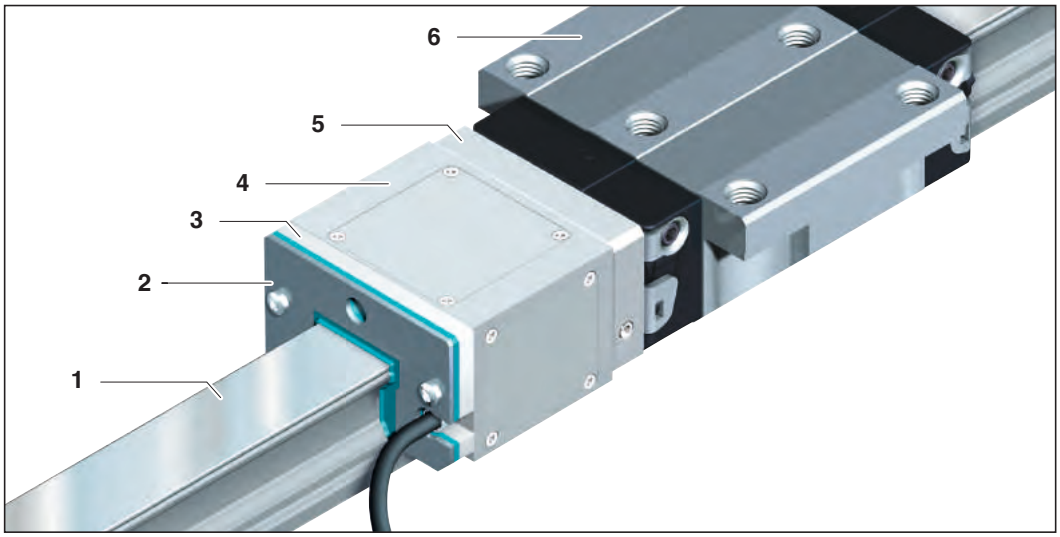


Роликовая рельсовая направляющая с встроенной измерительной системой

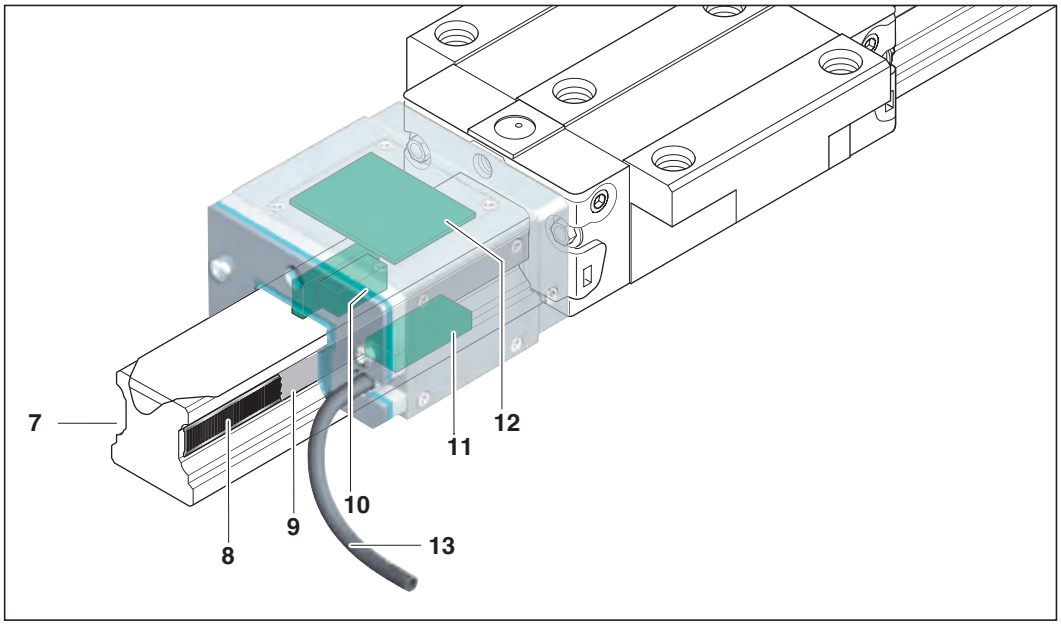
3.7 Встроенная измерительная система

3.7.3 Конструкция

Прямая индуктивная система линейных измерений включает сканер, шкалу и опорные точки, встроенные в шариковую или роликовую направляющую. Сканер с датчиками устанавливается на каретке. По мере перемещения он производит оценку шкалы и опорных точек, встроенных в рельс.



Компоненты индуктивной измерительной системы



Функциональные элементы встроенной измерительной системы

1 Направляющий рельс со шкалой
2 Торцевой уплотнение
3 Опорная пластина
4 Сканер
5 Адаптер с промежуточной пластиной
6 Каретка
7 Опорные точки (на противоположной стороне направляющего рельса)
8 Шкала
9 Защита шкалы: лента из нержавеющей стали, приваренная лазерной сваркой
10 Опорный датчик
11 Измерительный датчик
12 Электронные средства оценки
13 Кабель и разъем

3.7 Встроенная измерительная система

3.7.3 Конструкция

3.7.3.1 Функциональное описание компонентов

Направляющий рельс

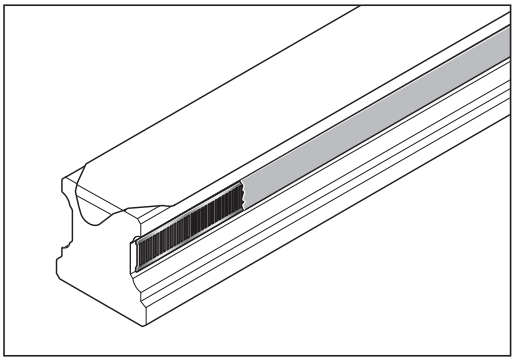
Шкала и опорные точки для измерительной системы встроены в направляющий рельс. Т.е. вся настройка производится на заводе-изготовителе. Использование этой системы не влечет за собой никаких дополнительных монтажных расходов. Более того, этой системе не нужно дополнительное место.

Шкала

Шкала приварена к боковой стороне направляющего рельса. Это немагнитная, высокоточная стальная лента с градуировочными делениями с шагом 1 000 µm.

Защита шкалы

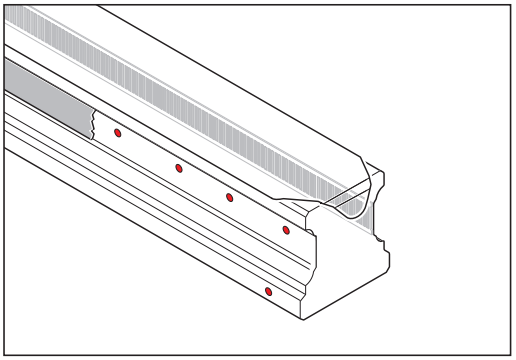
Коррозионностойкая лента из нержавеющей стали, приваренная лазерной сваркой, защищает шкалу от загрязнения.



Шкала

Опорные точки

На противоположной стороне рельса находятся опорные точки. Они представляют собой отверстия, просверленные в определенных положениях. Они также защищены лентой из нержавеющей стали. Для того чтобы не путать стороны рельса, на стороне с опорными точками имеется отверстие, просверленное в базовой кромке. Альтернативно, одна опорная точка может быть просверлена в положении, указанном заказчиком.



Опорные точки

Монтаж

Направляющий рельс монтируется сверху или снизу. Монтажные отверстия могут закрываться защитной лентой или пробками.

3.7 Встроенная измерительная система

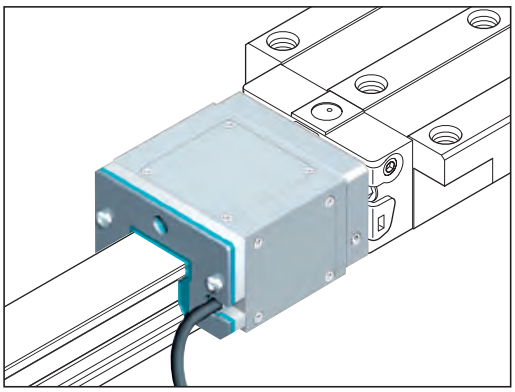
3.7.3 Конструкция

Сканер на каретке

Здесь рассматривается базовая конструкция сканера, с использованием шариковой каретки в качестве примера.

Сканер крепится к торцевой крышке каретки и имеет такую же ширину и высоту, как и крышка. При этом расположение монтажных отверстий на каретке остается без изменений. Это означает, что каретка крепится к присоединяемой конструкции так же, как и каретка без измерительной системы. В сканере находится бесконтактная сенсорная система, а также устройство распознавания опорных точек и необходимая электроника. Сканер может выдавать аналоговые или цифровые сигналы.

Сканер для роликовой каретки имеет небольшие отличия.



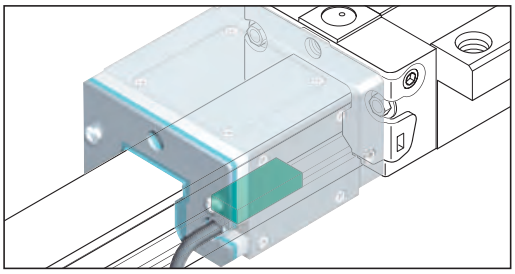
Корпус сканера с адаптером

Корпус сканера

В алюминиевом корпусе сканера находятся все остальные компоненты сканера. Он крепится к каретке через адаптер, образуя, таким образом, цельный блок. Благодаря адаптеру сканер можно заменить, не снимая каретку с рельса. Вместе с тремя крышками кожуха он защищает электронные и механические компоненты от загрязнений и ударов. Крышки плотно привинчены к корпусу и не должны открываться пользователем.

Измерительный датчик

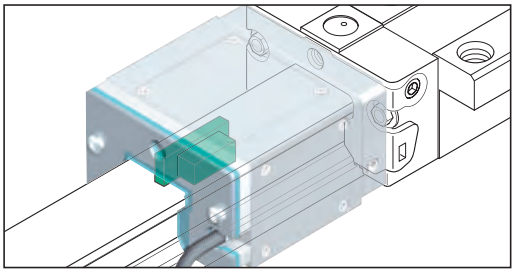
Бесконтактный измерительный датчик, сканирующий шкалу направляющего рельса, находится на одной стороне сканера. Он содержит большое количество катушек передатчика и приемника (см. принцип функционирования, раздел 3.7.3.2) и защищается алюминиевым кронштейном датчика.



Измерительный датчик

Опорный датчик

Опорный датчик находится с противоположной стороны. Этот датчик сканирует опорные точки на направляющем рельсе, что позволяет определить абсолютное положение каретки на рельсе. Опорный датчик также крепится к защитному кронштейну. Оба кронштейна датчиков крепятся винтами к корпусу сканера.



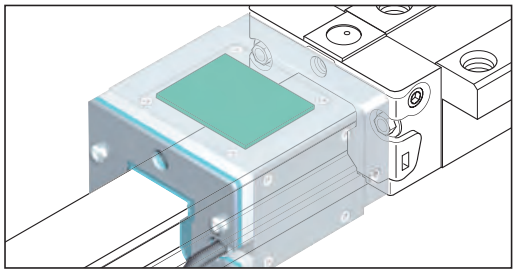
Опорный датчик

3.7 Встроенная измерительная система

3.7.3 Конструкция

Электронный блок оценки

Электронный блок оценки (печатная плата) включает в себя все необходимые электронные схемы для генерирования, обработки, калибровки и передачи сигнала. Функция интерполяции уже встроена в печатную плату для цифрового исполнения.



Печатная плата

Заливочный компаунд

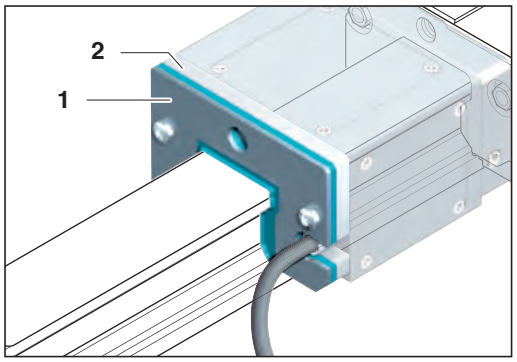
Чтобы обеспечить класс защиты IP67, вышеупомянутые компоненты устанавливаются в корпус сканера, а полости затем заполняются заливочным компаундом. Благодаря этому система становится неуязвимой для воды, масла и смазочно-охлаждающих жидкостей.

Торцевое уплотнение

Для обеспечения дополнительной защиты, торцевое уплотнение (1) крепится винтами к сканеру. Это предотвращает попадание воды, масла, СОЖ, стружек и пыли в сканер с торцевого направления. Для защиты нижней части сканера используются боковые уплотнения.

Опорная пластина

Опорная пластина (2) устанавливается между торцевым уплотнением и сканером. Между ней и направляющим рельсом имеется зазор 0.1 mm, который не дает возможности датчику касаться рельса в случае сильной вибрации и ударов.



Торцевое уплотнение и опорная пластина

Разъем Кабель

Разъем и кабель используются для подсоединения сканера к системе управления. В наличии имеется большой выбор разъемов и кабелей, которые удовлетворяют различным требованиям и конструкциям системы управления.

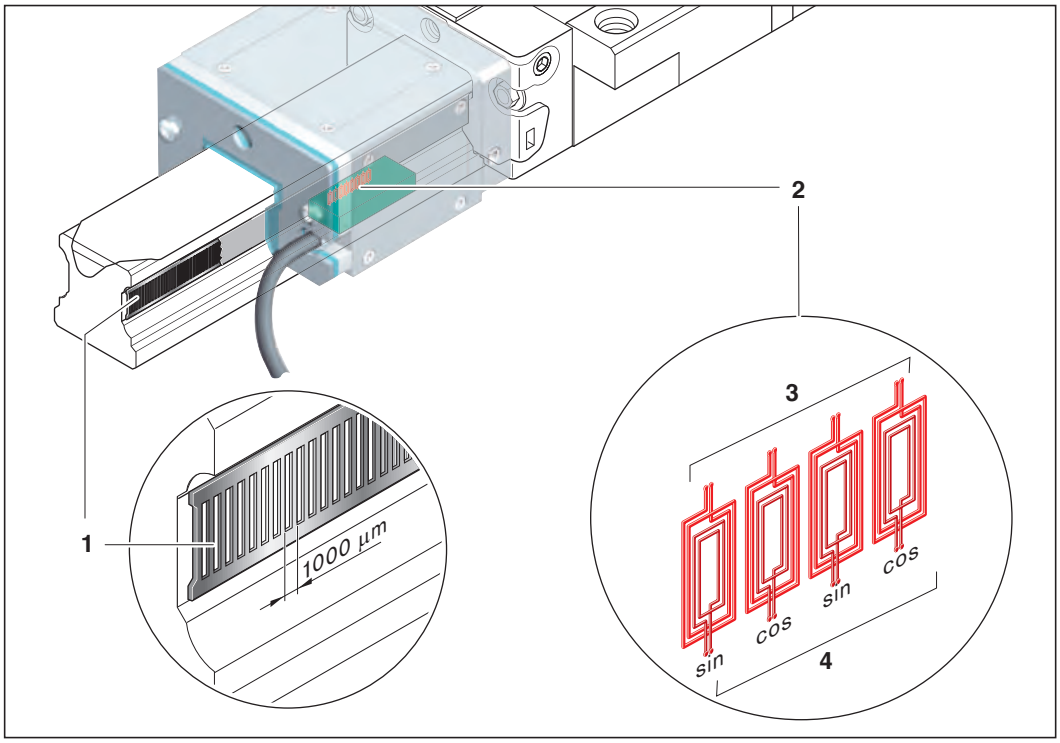
3.7 Встроенная измерительная система

3.7.3 Конструкция

3.7.3.2 Функциональное описание индуктивных датчиков

Функция измерительного датчика и шкалы

Встроенная измерительная система работает как трансформатор. В сканере расположены катушки, защищенные от механических повреждений и электромагнитных помех.



Принцип работы шкалы и измерительного датчика

1 Шкала (градуированная стальная лента с насечками)
2 Катушки в измерительном датчике сканера
3 Первичные катушки
4 Вторичные катушки

Шкала представляет собой стальную ленту с насечками, точно расположенными на одинаковом расстоянии друг от друга. Магнитное сопротивление отдельных магнитных полей между первичными и вторичными катушками изменяется как функция их положения относительно шкалы.

Напряжения, индуцированные во вторичных катушках, обрабатываются дальше и передаются как сигналы с 90° фазовым сдвигом. Затем на основании этих сигналов электронный блок оценки определяет точное положение и направление перемещения.

3.7 Встроенная измерительная система

3.7.3 Конструкция

Функция опорного датчика и опорных точек

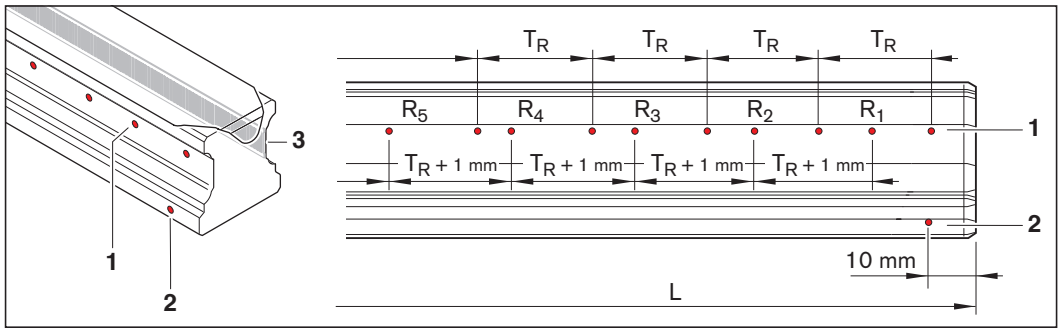
При сканирования шкала выводит только восходящие или нисходящие числовые значения (инкрементные сигналы). Однако данный метод инкрементного измерения не позволяет установить абсолютное положение измерительной системы.

Для определения абсолютного положения каретки на рельсе требуется дополнительная опорная величина. Ее можно получить с помощью:

- опорных точек с кодировкой по расстоянию
- одиночной опорной точки

Опорные точки с кодированным расстоянием

Данные опорные точки представляют собой отверстия в направляющем рельсе на стороне, противоположной шкале, закрытые для защиты от загрязнения. С опорных точек с кодировкой по расстоянию, которые имеют дополнительную защиту в виде приваренной ленты из нержавеющей стали, выводится соответствующий сигнал. Для идентификации стороны с опорными точками имеется отверстие, просверленное в базовой кромке направляющего рельса. Кодировка обеспечивает вывод сигнала абсолютного положения, как только датчик на каретке пройдет две опорные точки.



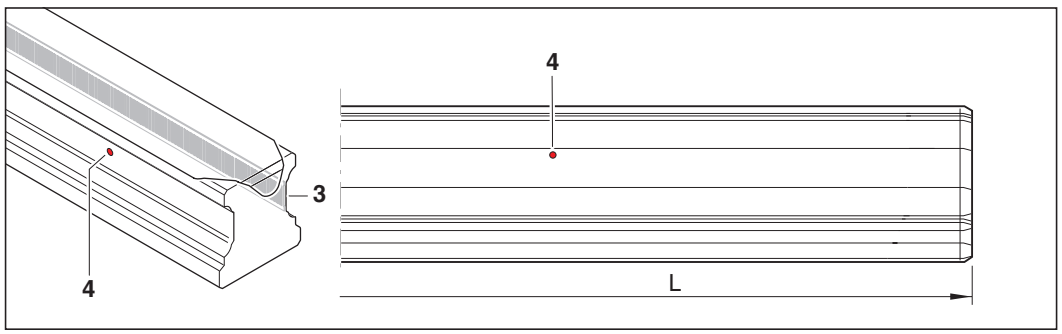
Опорные точки с кодированным расстоянием

1 Опорные точки с кодированным расстоянием
2 Отверстие, идентифицирующее сторону с опорными точками
3 Шкала на противоположной стороне

R_1 ... R_n Опорные точки
T_R Расстояние между опорными точками
L Длина рельса

Одиночная, абсолютная опорная точка

Одиночная абсолютная опорная точка представляет собой отверстие в направляющем рельсе на стороне, противоположной шкале. Она закрыта латунной шпилькой, защищающей ее от загрязнения и повреждения. Датчик должен проехать эту опорную точку для обнаружения положения. Заказчик может сам определить местоположение опорной точки в пределах диапазона измерений.



Одиночная, абсолютная опорная точка

3 Шкала на противоположной стороне
4 Одиночная, абсолютная опорная точка (в любом желаемом положении)

3.7 Встроенная измерительная система

3.7.4 Электроника

Электронные схемы, встроенные в сканер, имеют и аналоговые, и цифровые функции, т.е. по мере необходимости могут выводиться или аналоговые, или цифровые сигналы.

Оба сигнальных выхода оснащены электронными устройствами оценки в режиме реального времени, благодаря чему обслуживаться могут высоко динамичные приводы.

Форма аналогового сигнала

В результате бесконтактного относительного перемещения между сканером и шкалой формируются синусоидальные сигналы напряжения (1 Vpp) , которые напрямую выдаются датчиком во время сканирования.



Синусоидальные аналоговые сигналы

U_{sin}/U_{cos} Синусоидальные сигналы напряжения
U_0 Проход через ноль
$U_0 = 2{,}5\ V \pm 0{,}5\ V$
U_{RI} Сигнал опорной точки

Интерполяция

Промежуточные значения можно получить посредством смещения синусоидальных сигналов относительно косинусоидальных сигналов. Этот процесс называется интерполяцией. Так как блок интерполяции встроен в сканер, внешний интерполяционный блок не требуется.

Разрешающая способность

В зависимости от коэффициента интерполяции измерительная система может иметь разные значения разрешающей способности. Разрешение определяет наименьшее измеряемое изменение в положении измерительной системы. Деление шкалы в 1000 µm и 4-фронтальная оценка сигналов в системе управления дают следующие значения разрешающей способности.
Интегрированные коэффициенты интерполяции после 4-фронтальной оценки:

$$\text{Разрешение} = \frac{\text{деление шкалы}}{\text{оценка} \cdot \text{коэффициент}}$$

Коэффициент	Расчет	Разрешающая способность
25x	$\frac{1000\ \mu m}{4 \cdot 25} = 10\ \mu m$	10 µm
50x	$\frac{1000\ \mu m}{4 \cdot 50} = 5\ \mu m$	5 µm
256x	$\frac{1000\ \mu m}{4 \cdot 256} = 0{,}976\ \mu m \approx 1\ \mu m$	1 µm
1024x	$\frac{1000\ \mu m}{4 \cdot 1024} = 0{,}244\ \mu m \approx 0{,}25\ \mu m$	0,25 µm

3.7 Встроенная измерительная система

3.7.4 Электроника

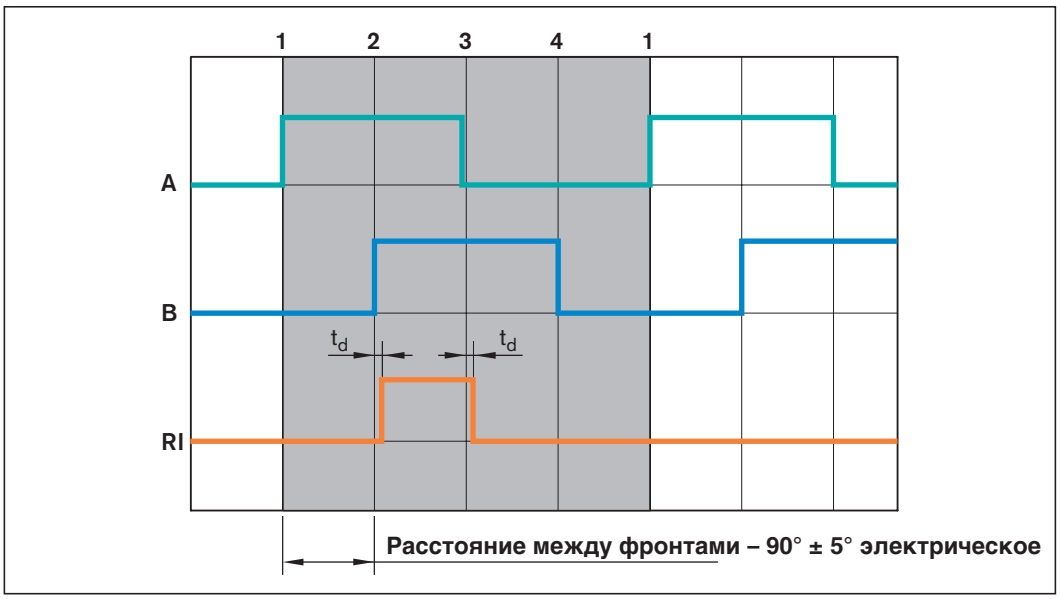
Точность интерполяции

Точность интерполяции является идентичной для всех значений разрешающей способности и составляет ± 3 µm.

Цифровые сигналы

После интерполяции выдаются прямоугольные выходные сигналы (сигналы TTL), которые являются цифровыми сигналами.

Как сказано выше, значения разрешающей способности для сигналов TTL составляют 0.25 µm, 1 µm, 5 µm и 10 µm.



Цифровые прямоугольные сигналы

A/B	Инкрементные прямоугольные сигналы TTL
RI	Сигналы опорной точки
t_d	Время задержки $\lvert t_d \rvert < 0.1$ µs

Повторяемость

Разные значения разрешающей способности определяют повторяемость системы. Повторяемость – это точность, с которой могут производиться повторные измерения одной и той же точки.

Разрешение с сигналом TTL	**µm**	**0.25**	**1**	**5**	**10**
Повторяемость	µm	2	2	5	10

3.7 Встроенная измерительная система

3.7.5 Инструкции по выбору изделия

3.7.5.1 Точность измерительной системы

Точность измерительной системы определяется точностью градуировки шкалы и направляющей, а также от точности интерполяции. Сумма отклонений обобщается в термине «точность системы».

Точность системы – это максимальное отклонение от среднего значения любого положения в диапазоне измерений 1 m, выраженное в ± a (µm).

Точность градуировки шкалы и направляющей

Имеются четыре разных значения точности градуировки шкалы и направляющей. Эти значения гарантируются при температуре окружающей среды 20°C.

Точность градуировки указывается с помощью соответствующего кода в номере направляющего рельса. По заказу можно получить подробный отчет о точности градуировки.

Точность градуировки шкалы и направляющей
± 3 µm
± 5 µm
± 10 µm
± 30 µm

Точность интерполяции

Стандартная точность интерполяции составляет ± 3 µm.

Точность интерполяции
± 3 µm

Точность системы

Ниже перечислены значения точности системы:

Точность градуировки шкалы и направляющей	Точность интерполяции	Точность системы (сумма)
± 3 µm	± 3 µm	± 6 µm
± 5 µm	± 3 µm	± 8 µm
± 10 µm	± 3 µm	± 13 µm
± 30 µm	± 3 µm	± 33 µm

3.7.5.2 Области применения

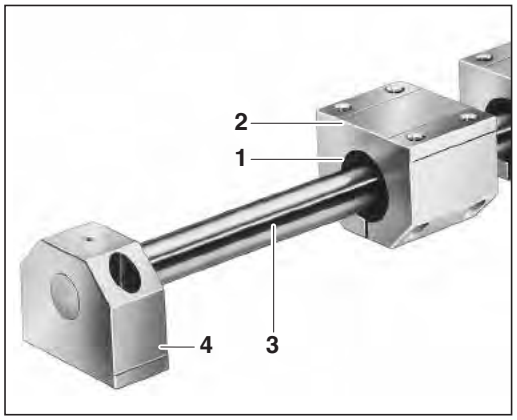
Область	Применения
Деревообрабатывающее и деревоперерабатывающее оборудование	▮ Пильные станки ▮ Автоматические манипуляторы
Электрическая/электронная промышленность	▮ Линии сборки печатных плат
Металлорежущие станки	▮ Обрабатывающие центры ▮ Шлифовальные станки ▮ Фрезерные станки
Прессовое и штамповочное оборудование	▮ Прессы, штампы
Текстильная промышленность	▮ Текстильные станки
Печатная и бумажная промышленность	▮ Вальцовые печатные машины
Сварочное производство	▮ Линии лазерной сварки

4.1 Основные положения

4.1.1 Технология системы

Направляющие с шариковыми втулками предлагают варианты экономичных решений для осуществления линейных перемещений. Существует широкий выбор конструкций, которые могут использоваться во многих различных сферах промышленного применения.

В состав направляющих с шариковыми втулками входят:
- Одна или более шариковых втулок (1, 5)
- Один или более прецизионных стальных валов (3), служащих направляющими для втулок
- Корпус (2), служащий для присоединения втулок к смежной конструкции
- Концевые опоры вала (4) или линейные опоры для поддержания прецизионных стальных валов

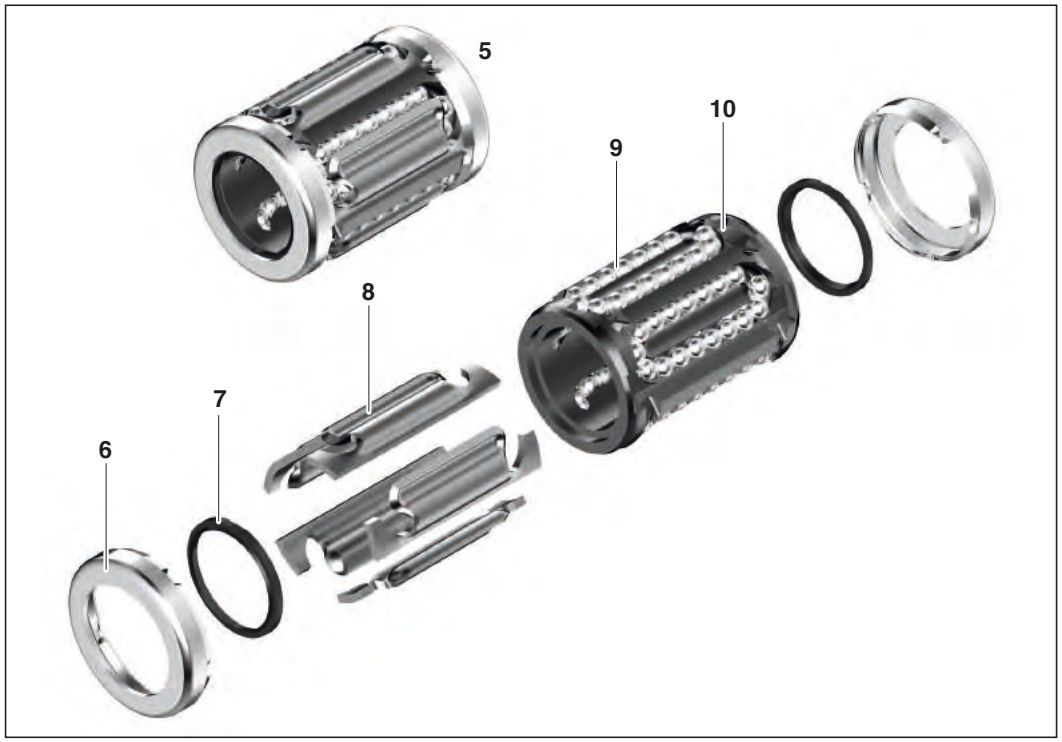


Основные элементы направляющей с шариковыми втулками

1 Шариковая втулка
2 Корпус
3 Стальной вал
4 Концевая опора для вала

4.1.1.1 Конструкция шариковой втулки

Шариковые втулки включают в себя:
- Стальную гильзу или несколько сегментных стальных нагружаемых пластин
- Стальной или пластиковый сепаратор
- Шарики из антифрикционной подшипниковой стали
- В зависимости от конструкции возможно использование стальных удерживающих колец и уплотнений



Пример: Компактная шариковая втулка

5 Шариковая втулка в сборе
6 Удерживающее кольцо
7 Уплотнение
8 Стальные сегментные нагружаемые пластины
9 Шарики
10 Сепаратор

4.1 Основные положения

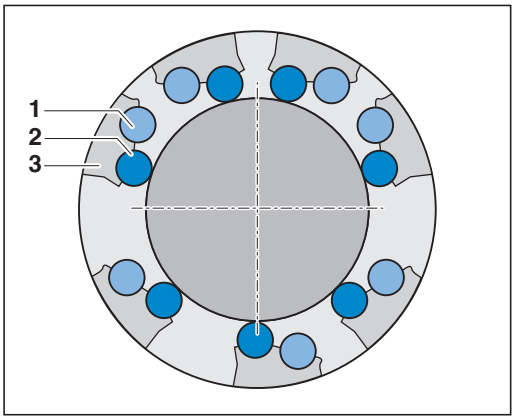
4.1.1 Технология системы

Сепаратор

Ряды шариков осуществляют движение по кругу в закрытых круговых каналах сепаратора. В зоне нагружения (2) шарики опираются непосредственно на вал. В конце зоны нагружения шарики приподнимаются и проходят через зону возврата (1) без какого-либо соприкосновения с валом. При таком процессе сепаратор не подвергается воздействию каких-либо внешних сил.

Стальная гильза
Стальные нагружаемые пластины
Шарики

Передачу действующих на шарики внешних усилий осуществляет стальная гильза или сегментные нагружные пластины (3). Учитывая тот факт, что в месте соприкосновения шарика с валом или шарика с направляющей поверхностью присутствует высокое давление на поверхность, отдельные элементы подвергаются упрочнению до твердости не ниже 60 HRC. Коррозионностойкие стальные валы подвергаются упрочнению до твердости 54 HRC.



Круговое движение шариков в шариковой втулке

1 Ненагружаемый ряд шариков
2 Нагружаемый ряд шариков
3 Стальная сегментная нагружаемая пластина

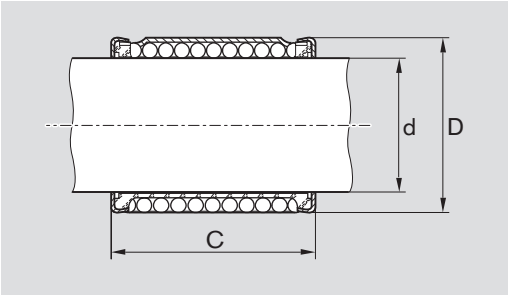
Уплотнения
Удерживающие кольца

Уплотнения обеспечивают защиту шариковых втулок от загрязнения, а удерживающие кольца удерживают в нужном положении стальные нагружаемые пластины.

Основные размеры

Основные размеры шариковой втулки определяются:

- Диаметром вала d (типоразмер втулки)
- Наружным диаметром D
- Длиной шариковой втулки C



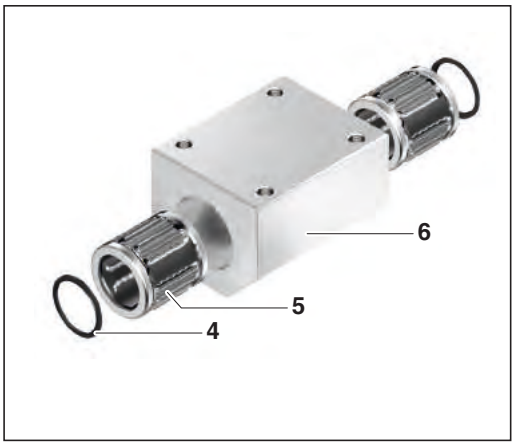
Основные размеры шариковой втулки

4.1.1.2 Конструкция линейных устройств

Для присоединения к смежным конструкциям шариковые втулки устанавливаются в корпуса. Заказчик может использовать свои собственные специально разработанные и изготовленные корпуса. Однако, как правило, проще и дешевле использовать комплектные стандартизированные подшипниковые узлы. Компания Rexroth предлагает такие узлы, выполненные в виде линейных устройств. Они могут легко крепиться к присоединяемой конструкции.

Линейные устройства включают в себя:

- Корпус с отверстиями или с резьбой для присоединения к системе заказчика.
- Одну или две шариковые втулки
- Уплотнения



Элементы линейного устройства

4 Уплотнение
5 Шариковая втулка
6 Корпус

4 Направляющие с шариковыми втулками

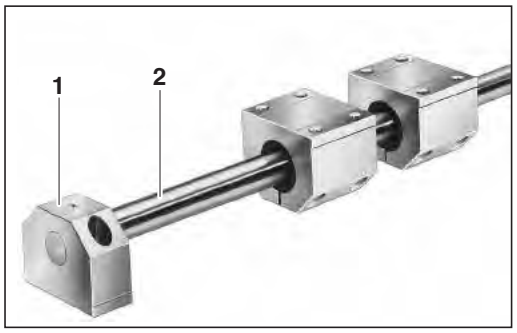
4.1 Основные положения

4.1.1 Технология системы

4.1.1.3 Конструкция валов, концевых опор для валов и линейных опор для валов

Прецизионные стальные валы

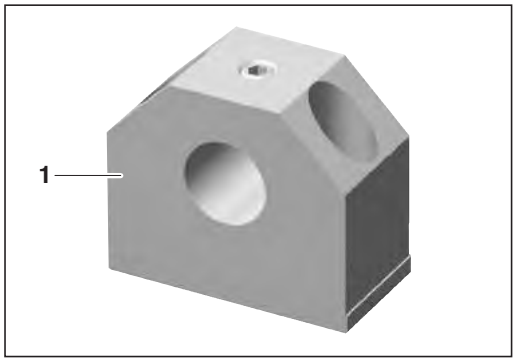
Прецизионные стальные валы (2) имеются двух видов: сплошные валы и трубчатые валы. Для поддержания валов используются концевые опоры для валов (1) или линейные опоры для валов (3). Так же, как и линейные устройства, эти стандартизированные узлы могут значительно сократить время, требующееся для установки. Отпадает необходимость в использовании дорогостоящей соединительной конструкции, так как вал просто привинчивается к концевой или линейной опоре.



Направляющая с шариковой втулкой на валу с концевыми опорами

Концевые опоры для валов

Крепление прецизионных стальных валов (2) может осуществляться при помощи концевых опор (1), и при этом не требуется никакая дополнительная обработка. Вал вставляется в имеющееся в концевой опоре отверстие и фиксируется при помощи установочного винта.

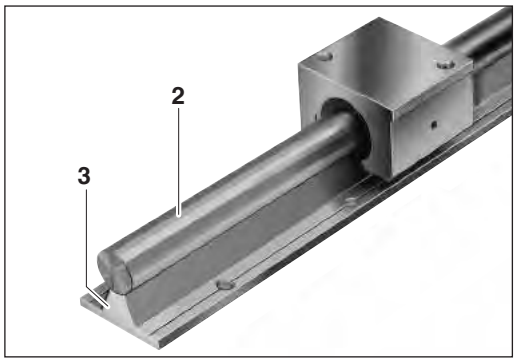


Пример: Алюминиевая концевая опора для вала с обработанной базовой кромкой

Линейные опоры для валов

Использование линейных опор для валов (3) исключает возможность прогибания вала. Для крепления вала на линейной опоре на нем по всей длине должны быть предусмотрены резьбовые отверстия под крепежные винты, обеспечивающие соединение двух элементов.

1 Концевая опора для вала
2 Прецизионный стальной вал
3 Линейная опора для вала



Направляющая с шариковой втулкой на валу с линейной опорой

4.1.1.4 Стандарты

Направляющие с шариковыми втулками представляют собой линейные шариковые опоры, для которых основные размеры, допуски и формулировки определены в стандарте ISO 10285.

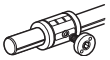
Описание принадлежностей для линейных шариковых опор содержится в стандарте ISO 13012. К таким принадлежностям относятся корпуса подшипников, валы, концевые опоры и линейные опоры для валов.

4.1 Основные положения

4.1.1 Технология системы

4.1.1.5 Типы и формы шариковых втулок

Каждый тип шариковой втулки имеет отличия по конструкции, исполнению, размеру и используемой системе уплотнения. Широкое разнообразие имеющихся шариковых втулок обеспечивает богатый выбор для любого конкретного применения. В приведенной ниже таблице представлен обзор шариковых втулок компании Rexroth.

Тип шариковой втулки		Конструктивная форма	Система уплотнения	Исполнения	Характеристики
Компактная шариковая втулка Шариковая втулка eLINE См. раздел 4.2.1		▮ Закрытого типа	▮ Без уплотнений ▮ Встроенные грязесъемники ▮ Отдельные уплотнения	▮ Также имеется коррозионно-стойкое исполнение[1)]	▮ Компактная конструкция ▮ Не нужно дополнительное осевое крепление ▮ Низкая стоимость
Шариковая втулка Супер A См. раздел 4.2.2		▮ Закрытого типа ▮ Открытого типа	▮ Без уплотнений ▮ Встроенные грязесъемники ▮ Отдельные уплотнения		▮ Самоцентрирование
Шариковая втулка Супер B См. раздел 4.2.2		▮ Закрытого типа ▮ Открытого типа	▮ Без уплотнений ▮ Встроенные грязесъемники ▮ Отдельные уплотнения		▮ Без самоцентрирования
Стандартная шариковая втулка См. раздел 4.2.3		▮ Закрытого типа ▮ Регулируемые ▮ Открытого типа	▮ Без уплотнений ▮ Встроенные грязесъемники	▮ Также имеется коррозионно-стойкое исполнение[1)]	▮ Исключительно прочная ▮ Для высоких температур ▮ Цельнометаллическая конструкция
Сегментная шариковая втулка См. раздел 4.2.4		▮ Закрытого типа	▮ Без уплотнений ▮ Отдельные уплотнения	▮ Также имеется коррозионно-стойкое исполнение[1)]	▮ Низкая стоимость
Шариковая втулка Супер H См. раздел 4.2.5		▮ Закрытого типа ▮ Открытого типа	▮ Без уплотнений ▮ Встроенные грязесъемники ▮ С полным уплотнением		▮ Для больших нагрузок ▮ Самоцентрирование
Шариковая втулка Супер SH См. раздел 4.2.5		▮ Закрытого типа ▮ Открытого типа	▮ Без уплотнений ▮ Встроенные грязесъемники ▮ С полным уплотнением		▮ Для очень больших нагрузок ▮ Самоцентрирование
Радиальная шариковая втулка См. раздел 4.2.6		▮ Открытого типа	▮ Без уплотнений ▮ С полным уплотнением		▮ Для больших нагрузок ▮ Для высокой жесткости
Моментная шариковая втулка См. раздел 4.2.7		▮ Закрытого типа	▮ Без уплотнений ▮ Отдельные уплотнения	▮ С 1, 2 или 4 направляющими канавками под шарики	▮ Для передачи крутящего момента
Шариковая втулка для линейного и вращательного движения См. раздел 4.2.8		▮ Закрытого типа	▮ Встроенные грязесъемники	▮ С радиальными шарикоподшипниками или с игольчатыми подшипниками	▮ Для комбинированного линейного и вращательного движения

1) Коррозионная стойкость согласно EN 10088

4.1 Основные положения

4.1.1 Технология системы

Конструкции втулок

В зависимости от типа шариковой втулки можно выбрать закрытую, открытую или регулируемую конструкцию. Шариковые втулки открытого типа используются в случае применения линейных опор для вала, не допускающих его прогибания.

Для стандартных шариковых втулок имеется регулируемая конструкция, позволяющая производить установку радиального зазора. Для всех остальных шариковых втулок можно регулировать радиальный зазор посредством выбора посадки между валом и внутренним диаметром.



Шариковая втулка закрытого типа



Шариковая втулка открытого типа



Регулируемая шариковая втулка

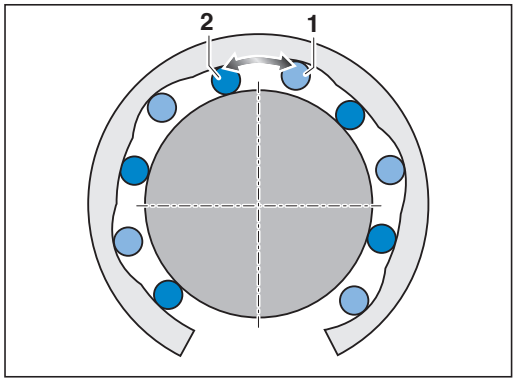
Рециркуляция шариков

Важной отличительной чертой шариковых втулок является способ рециркуляции шариков. От этого напрямую зависит размер допустимой нагрузки на шариковую втулку и ее основные размеры.

Тангенциальная рециркуляция

При тангенциальной рециркуляции возврат шариков в зону нагружения осуществляется сбоку. Такие шариковые втулки отличаются тем, что для их установки не требуется много места (малый наружный диаметр). К этой группе относятся:

- Компактные шариковые втулки и шариковые втулки eLINE
- Шариковые втулки “Супер”
- Стандартные шариковые втулки
- Сегментные шариковые втулки
- Моментные шариковые втулки
- Шариковые втулки для линейного и вращательного движения

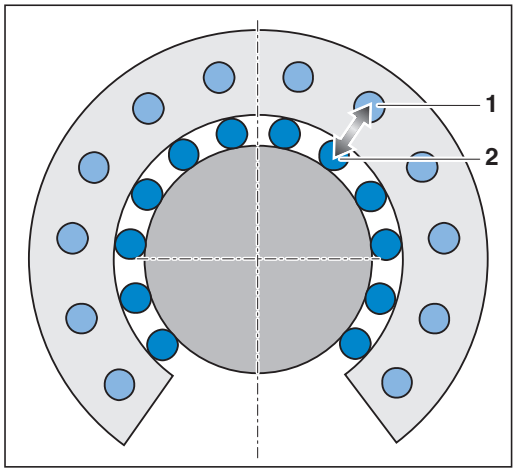


Стандартная шариковая втулка с тангенциальной рециркуляцией для вала диаметром 30 mm, допустимая нагрузка C = 2890 N

Радиальная рециркуляция

При радиальной рециркуляции канал для возврата шариков располагается над зоной нагружения. Такая конструкция позволяет использовать на валу одного диаметра большее число рядов нагружаемых шариков, обеспечивая тем самым более высокие допустимые нагрузки.
К этой группе относятся:

- Радиальные шариковые втулки



Шариковая втулка с радиальной рециркуляцией для вала диаметром 30 mm, допустимая нагрузка C = 8500 N

Дополнительные отличительные особенности

Кроме этих отличительных особенностей существуют еще различные типы уплотнительных систем, и, кроме того, некоторые шариковые втулки имеют коррозионностойкое исполнение.

1 Ненагружаемый ряд шариков
2 Нагружаемый ряд шариков

4.1 Основные положения

4.1.2 Выбор изделия

4.1.2.1 Применение шариковых втулок

Шариковые втулки могут использоваться во многих сферах деятельности. Они подходят лучше других опор качения для следующих способов применения

- Для самонесущих направляющих, т.е. опирающихся только на концевые опоры.
- Для компенсации непрямолинейности монтажного основания, например, необработанных сварных конструкций (благодаря степени свободы в направлении вдоль окружности и использованию шариковых втулок с качающимся эффектом).
- Для направляющих, не требующих технического обслуживания (для шариковых втулок практически не требуется смазка)
- Для опор качения, требующих незначительной смазки
- Для комплексных вариантов исполнения (шариковая втулка запрессовывается в движущуюся деталь вместо привинчивания к ней снаружи)
- Для коррозионных сред (коррозионностойкие варианты исполнения)
- Для пищевой, химической, фармацевтической и медицинской отраслей промышленности, а также других областей, где для очистки используются агрессивные средства.
- В исключительно неблагоприятных условиях окружающей среды, например, на кирпичных и цементных заводах, на предприятиях деревообработки (прочные стандартные шариковые втулки цельностального исполнения без пластмассовых элементов)
- При высоких температурах намного выше 100 °C, например, на литейных предприятиях (цельностальная версия исполнения стандартной шариковой втулки)
- Для применения в условиях вакуума (шариковые втулки без пластмассовых элементов)
- Для комбинированного линейного и кругового движения (шариковые втулки с установленным шариковым или игольчатым подшипником)
- Для вращательного применения (направляющие с осевой симметрией)
- Для скрытой прокладки в трубчатых валах кабелей для подключения датчиков, шлангов для сжатого воздуха и т.п.
- Для упрощения присоединения периферийных устройств к концам вала с обработкой с учетом специальных требований заказчика.
- Для очень длинных направляющих с составными валами с возможностью прохождения стыков под полной нагрузкой.

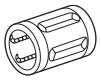
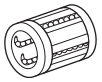
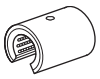
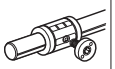
4 Направляющие с шариковыми втулками

4.1 Основные положения

4.1.2 Выбор изделия

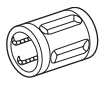
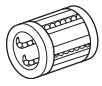
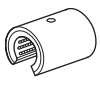
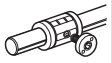
4.1.2.2 Характеристики и технические данные шариковых втулок

Существует широкое множество различных требований, предъявляемых к направляющим с шариковыми втулками. Приведенные ниже таблицы служат для оказания помощи в выборе шариковых втулок.

Требования	Тип шариковой втулки							
	Компактная/ eLINE	Супер A/B	Стандартная	Сегментная	Супер H/SH	Радиальная	Моментная	Для линейного и вращательного движения
								
Частота использования	+++	+++	++	++	+	+	+	+
Низкая стоимость	+++	++	++	+++	+	+	+	+
Особенно легкий монтаж	+++	++	++	++	+	+	+	++
Очень малые размеры	+++	+	+	+++	+	o	+	+
Есть нержавеющ. исполнение	+++	o	+++	+++	o	o	o	o
Высокие нагрузки	+	++	+	+	+++	+++	++	+
Самоцентрирование	o	+++[1]	o	o	+++	o	o	o
Очень плавное перемещение	++	+++	++	++	+	++	++	++
Высокая температура > 100 °C	o	o	+++	o	o	o	o	o
Сильная загрязненность	o	o	+++	o	o	o	o	o
Влажная/сырая обстановка	++	o	+++	++	++	o	o	o
С водными жидкостями для металлообработки	++	o	+++	++	o	o	o	o
Пригодность для вакуума	o	o	+++	o	o	o	o	o
Передача крутящего момента	o	o	o	o	o	o	+++	o
Линейн. и вращат. движение	o	o	o	o	o	o	o	+++

1) Только Супер A

+++ Очень хорошо
++ Хорошо
+ Удовлетворительно
o Приемлемо (не рекомендуется)

Технические данные		Тип шариковой втулки							
		Компактная/ eLINE	Супер A/B	Стандартная	Сегментная	Супер H/SH	Радиальная	Моментная	Для линейного и вращательного движения
									
Допустимая динамическая нагрузка C_{max} [1]	**N**	5680	12060	21000	3870	23500	54800	9250[4]	21000
Диаметр d	**mm**	8 ... 50	10 ... 50	3 ... 80	12 ... 40	20 ... 60	30 ... 80	12 ... 50	5 ... 80
Коэффициент трения μ [2]	**–**	0,001 ... 0,004	0,001 ... 0,004	0,001 ... 0,0025	0,001 ... 0,004	0,001 ... 0,004	0,001 ... 0,002	0,001 ... 0,004	0,001 ... 0,0025
Скорость v_{max}	**m/s**	5	3	2,5	3	5	2	3	2,5
Ускорение a_{max}	**m/s²**	150	150	100	150	150	50	150	100
Рабочая температура	**°C**	–10 ... 100[3]							

1) Величина допустимой нагрузки зависит от направления нагружения. См. раздел 4.1.3.1.
2) Значения без уплотнений. При высокой нагрузке коэффициент трения оказывается наименьшим. При низких нагрузках он может оказаться даже выше, чем представленное значение.
3) Стандартные шариковые втулки без уплотнений могут также использоваться при температурах свыше 100 °C.
4) Значение относится к моментным шариковым втулкам с 1 или 2 направляющими канавками под шарики. Допустимая нагрузка для варианта с 4 направляющими канавками под шарики составляет до 36600 N.

4.1 Основные положения

4.1.2 Выбор изделия

4.1.2.3 Параметры применения

Прежде, чем приступать к выбору шариковых втулок, необходимо определиться со следующими требованиями по применению:

- Требуемая жесткость
- Габаритные размеры
- Нагрузки
- Направление нагружения
- Изготавливаемый заказчиком корпус или готовое к установке линейное устройство
- Диапазон скоростей
- Вращательное движение (степени свободы)
- Условия окружающей среды (грязь, влажность и т.п.)
- Цена

Эти параметры необходимы для определения подходящих для конкретного применения шариковых втулок.

4.1.2.4 Выбор подходящих шариковых втулок

Прогибание

Если нужно исключить прогибание, то требуется высокая жесткость, а также необходимо использовать линейные опоры для валов и соответствующие шариковые втулки открытого типа. Если прогибанию не придается слишком большое значение, то можно использовать более экономичные шариковые втулки закрытого типа (возможно, с концевыми опорами для вала).

Конструктивная высота

Имеющееся свободное пространство по высоте, а также высота перемещаемой нагрузки являются ограничивающими факторами по размеру и выбору шариковой втулки.

Направление нагружения

Если направление нагружения шариковой втулки отличается от основного направления нагружения, то величина допустимой нагрузки будет меньше. При расчете конструкции необходимо учитывать отклонение от основного направления и применять коэффициент уменьшения.



Линейные опоры для валов

4.1 Основные положения

4.1.2 Выбор изделия

Присоединяемая конструкция

Как правило, лучше использовать готовые к установке линейные устройства, так как это экономит время и средства, требующиеся для проектирования и установки. При установке шариковых втулок в изготовленные заказчиком корпуса необходимо соблюдать рекомендации, содержащиеся в каталоге на изделия.

Скорость перемещения

Если требуется скорость перемещения, превышающая 2 m/s, то не все типы шариковых втулок могут использоваться.

Недопущение вращательного движения

Если в направляющих с шариковыми втулками используется только один вал и не допускается вращательное движение, то следует применять моментные шариковые втулки.

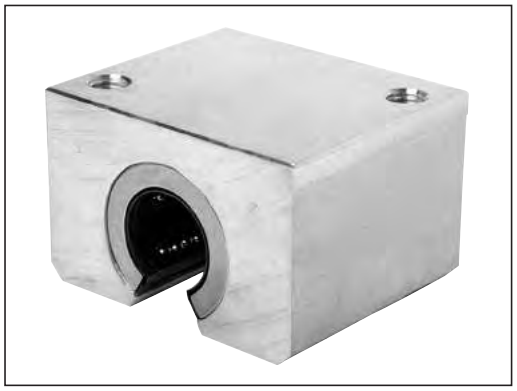
Условия окружающей среды

Некоторые шариковые втулки благодаря своей конструкции лучше подходят для использования в определенных условиях окружающей среды, чем другие типы. Для различных условий применения имеются разные системы уплотнения или же коррозионно-стойкие варианты исполнения.

Предварительный выбор

Анализ всех этих параметров можно использовать для предварительного выбора подходящих шариковых втулок. Помощь при предварительном выборе также оказывают приведенные в разделах 4.1.1.5 и 4.1.2.2 таблицы. Обычно, для конкретного применения могут оказаться приемлемыми несколько типов шариковых втулок. Если в силу каких-либо специальных условий невозможно подобрать шариковую втулку, то Вы всегда можете положиться на многолетний опыт компании Rexroth.

После того, как тип шариковой втулки будет определен, наступает следующий этап, касающийся расчета конструкции.



Линейное устройство



Моментная шариковая втулка

4.1 Основные положения

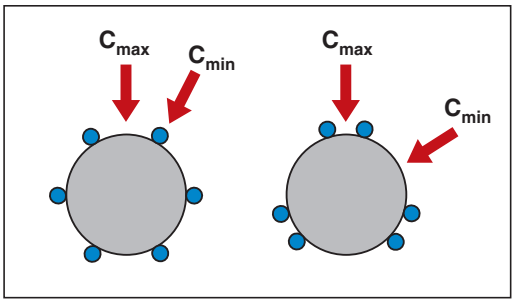
4.1.3 Примечания к конструкции

Для обеспечения безаварийной работы направляющих с шариковыми втулками важно соблюдать приведенные ниже рекомендации.

4.1.3.1 Зависимость величины допустимой нагрузки от направления нагружения

Эффективная допустимая нагрузка

В шариковых направляющих величина эффективной допустимой нагрузки определяется направлением нагружения. Она зависит от ориентации направления приложения нагрузки относительно расположения рядов шариков.



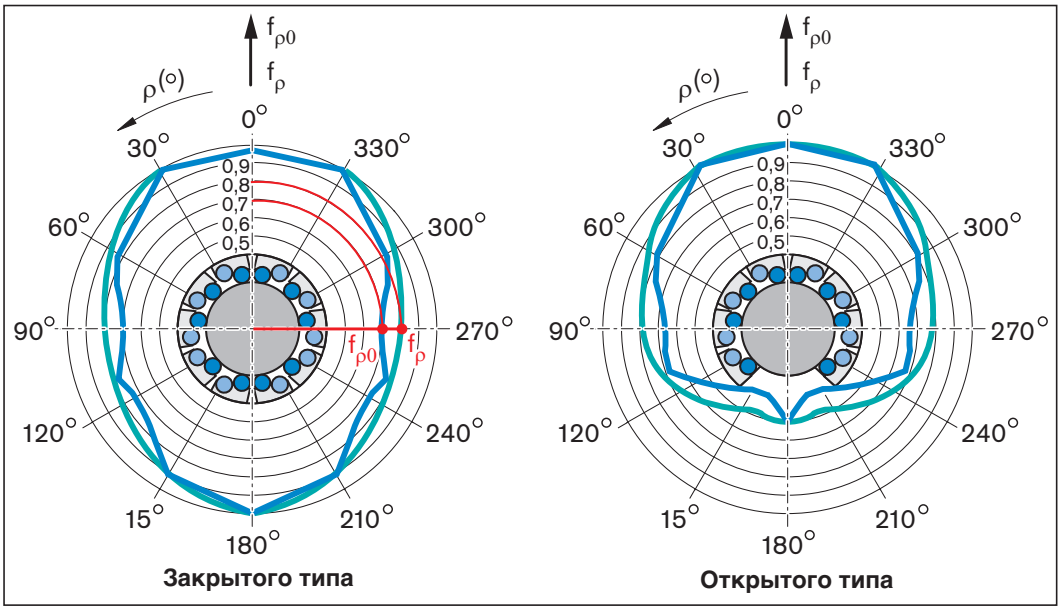
Примеры максимальной и минимальной эффективной допустимой нагрузки в зависимости от расположения рядов шариков

Допустимая динамическая нагрузка C
Допустимая статическая нагрузка C_0

Для определения величины эффективной допустимой нагрузки для каждого направления приложения нужно умножить максимальную величину допустимой нагрузки, указанную в каталоге на изделие, на коэффициент f_ρ (динамическая допустимая нагрузка C) или на коэффициент $f_{\rho 0}$ (статическая допустимая нагрузка C_0). Направления приложения нагрузки, к которым применима максимальная величина допустимой нагрузки C_{max}, называются основными направлениями нагружения. Оптимальная величина допустимой нагрузки обеспечивается правильным центрированием элементов при монтаже. Если добиться точного центрирования невозможно, или если направление нагружения не определено, то применяется минимальная допустимая нагрузка C_{min}. Соответствующие величины допустимых нагрузок указаны в каталоге на продукцию компании Rexroth.

Основное направление нагружения

В приведенных ниже примерах показано влияние направления нагружения и соответствующих коэффициентов f_ρ и $f_{\rho 0}$ на характеристики шариковой втулки Супер SH закрытого и открытого типа.



Шариковая втулка Супер SH, диаметр вала 20...25 mm

— Коэффициент f_ρ для динамич. нагрузок

— Коэффициент $f_{\rho 0}$ для статич. нагрузок

Пояснение к примеру: При направлении нагружения ρ = 270° для шариковой втулки Супер SH закрытого типа с диаметром вала 20...25 mm величину допустимой динамической нагрузки C нужно умножить на коэффициент f_ρ = 0,8. Величину допустимой статической нагрузки C_0 нужно умножить на коэффициент $f_{\rho 0}$ = 0,68.

4.1 Основные положения

4.1.3 Примечания к конструкции

4.1.3.2 Критерии конструкции

Количество шариковых втулок

В направляющих с одним валом необходимо использовать две шариковые втулки. При наличии двух валов по крайней мере на одном из них должны быть установлены две шариковые втулки.

Параллельность при наличии двух валов

Высокие требования предъявляются к точности расстояния между двумя валами и соответствующими шариковыми втулками, а также к параллельности валов и шариковых втулок. Неточности приводят к возникновению деформирующих нагрузок или к перегрузкам, сокращая тем самым срок службы направляющих с шариковыми втулками. В каталоге на продукцию указаны рекомендуемые максимальные отклонения по расстоянию, включая отступы от параллельности.

Рабочие температуры

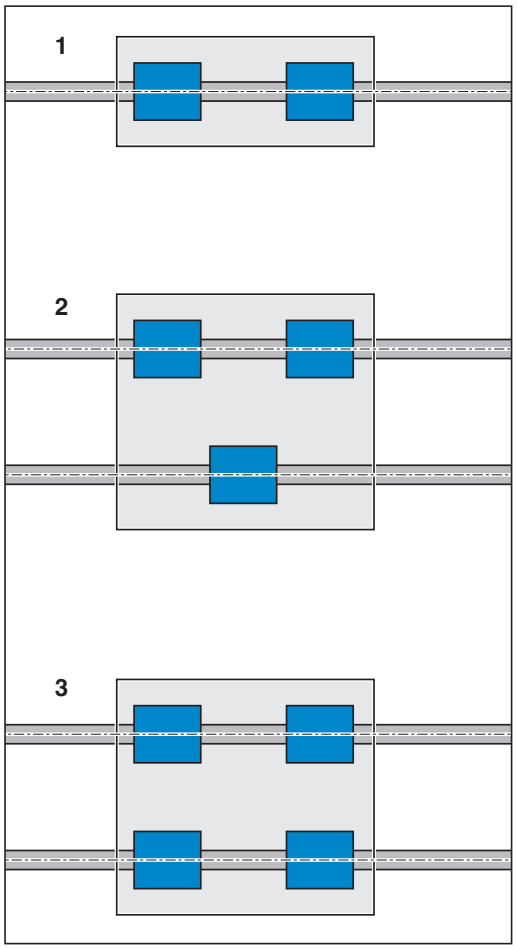
Направляющие с шариковыми втулками лучше всего использовать в диапазоне температур от -10°C до +100°C. Для стандартных шариковых втулок со встроенными грязесъемниками и для радиальных шариковых втулок с отдельными концевыми уплотнениями максимальная рабочая температура снижена до +80°C (с кратковременными пиками до + 100°C). Для стандартных шариковых втулок без уплотнений допускаются более высокие температуры. Хотя температуры свыше +100°C приводят к снижению величины допустимой нагрузки. При рабочих температурах ниже точки замерзания следует избегать образования льда.

Прогибание вала

В узлах с жесткими присоединенными конструкциями (корпуса и т.п.) и большими расстояниями между опорными точками вала возможно прогибание вала и возникновение напряжения между краем втулки и валом, вызывающее сокращение срока службы самонесущих направляющих. Исключение составляют шариковые втулки Супер A, H и SH с компенсацией инерционной погрешности до 0.5°. При расчете прогибания вала следует учесть замечания, приведенные в разделе 4.1.4.7.

Коррозионно-стойкое исполнение

Коррозионно-стойкие стали и стали согласно стандарту EN 10088. В очень суровых, агрессивных средах необходимо производить проверку деталей в рабочих условиях. Следует использовать соответствующие консервирующие масла и смазки.



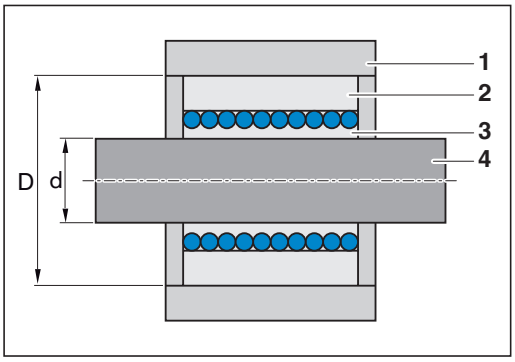
Рекомендации по установке направляющих:
1 Один вал и две шариковые втулки
2 Два вала и три шариковые втулки
3 Два вала и четыре шариковые втулки

4.1 Основные положения

4.1.3 Примечания к конструкции

Радиальный зазор

Для всех шариковых втулок регулировка радиального зазора может осуществляться посредством подбора допусков для вала и внутреннего диаметра (кроме стандартных шариковых втулок закрытого типа). Это зависит от номинального диаметра и выбора посадки.
Для нормального радиального зазора внутренний диаметр корпуса обрабатывается с допуском по классу H7. Для направляющих с уменьшенным радиальным зазором внутренние диаметры обрабатываются с допуском по классу K7 или K6. Допуски по классу M7 и M6 приемлемы для легкого предварительного натяга. Предварительный натяг может сократить теоретический срок службы направляющих с шариковыми втулками.
Величины радиальных зазоров для шариковых втулок и линейных устройств приведены в каталоге на изделия. Эти значения были определены при помощи статистического метода и соответствуют предполагаемым практическим значениям.



Определение радиального зазора

Рабочий зазор	Класс допуска	
	Диаметр вала d	Внутренний диаметр корпуса D
Зазор согласно каталогу на изделие	h7	H7
Переходная область	h7	K7
Легкий предварительный натяг	h7	M7

Выбор посадки

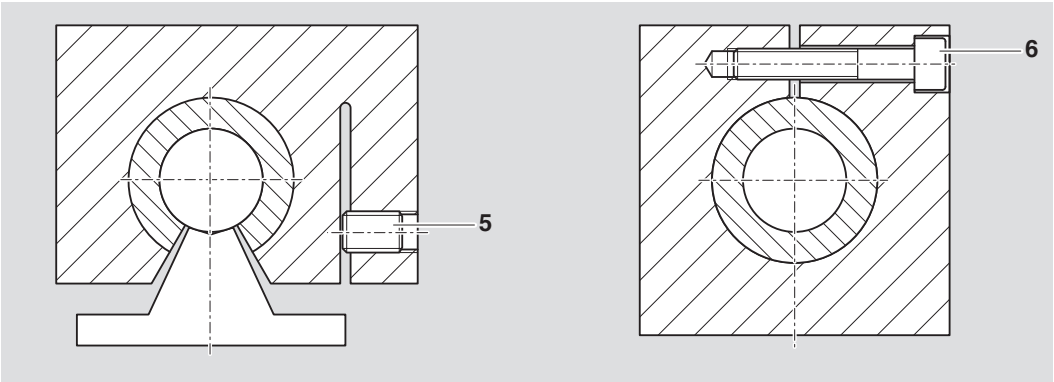
Направляющие с нулевым зазором

Для направляющих с нулевым зазором радиальный зазор шариковой втулки следует уменьшить посредством вращения имеющегося в корпусе регулировочного винта до тех пор, пока при проворачивании вала не будет чувствоваться слабое сопротивление. При использовании с наличием вибраций регулировочный винт необходимо надлежащим образом зафиксировать.

1 Корпус
2 Шариковая втулка
3 Радиальный зазор
4 Вал
5 Регулировочный резьбовой штифт
6 Регулировочный винт

Предварительный натяг

Если требуется отрицательный зазор (предварительный натяг), то мы рекомендуем сначала установить нулевой зазор, используя для этого промежуточный вал, диаметр которого должен быть меньше диаметра фактического направляющего вала, по которому должна перемещаться шариковая втулка, на величину требующегося предварительного натяга. Если требуется установить радиальный зазор для стандартной шариковой втулки закрытого типа, то необходимо использовать соответствующий регулируемый вариант исполнения.



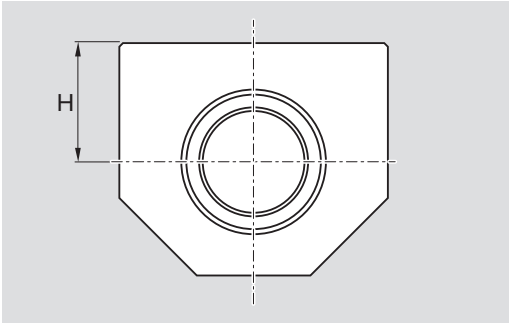
Примеры для регулируемых направляющих с шариковыми втулками

4.1 Основные положения

4.1.3 Примечания к конструкции

Вертикальные размеры

В каталоге на изделия указаны допуски по высоте для линейных устройств. Эти значения были определены при помощи статистического метода и соответствуют предполагаемым практическим значениям.



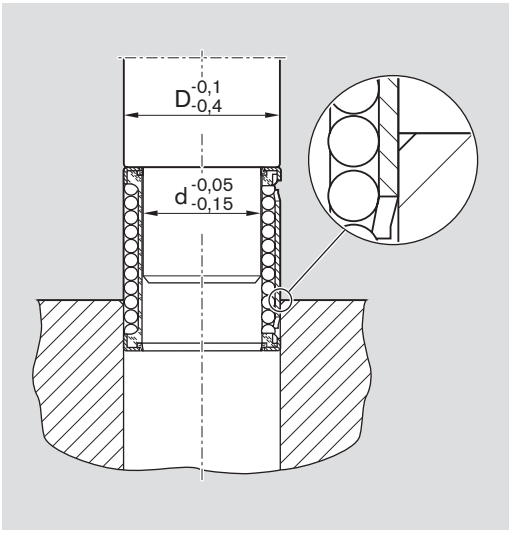
Вертикальный размер

Установка в изготавливаемых заказчиком корпусах

При установке в изготовленный заказчиком корпус с кромки внутреннего отверстия корпуса необходимо снять фаску. Небольшие шариковые втулки (кроме компактных шариковых втулок и шариковых втулок eLINE, начиная с типоразмера 12 и выше) можно устанавливать вручную. Для шариковых втулок большего диаметра, а также для компактных шариковых втулок и шариковых втулок eLINE компания Rexroth рекомендует использовать монтажный инструмент. Ни в коем случае нельзя давить на грязесъемники и стальные удерживающие кольца (стандартные шариковые втулки) так как это может вызвать повреждение сепараторов.

Монтажный инструмент

В случае небольшого перекоса компактной шариковой втулки или шариковой втулки eLINE при вхождении во внутреннее отверстие корпуса она выровняется сама по мере дальнейшего продвижения внутрь. Изъятие и выравнивание не требуется.



Установка в изготовленный заказчиком корпус при помощи монтажного инструмента; с кромки внутреннего отверстия корпуса необходимо снять фаску.

Фиксация

При фиксации шариковых втулок в корпусе необходимо учитывать различные нюансы в зависимости от типа шариковой втулки. В каталоге на изделия для каждого типа шариковых втулок под заголовком “Изготавливаемый заказчиком корпус” приведены соответствующие рекомендации.

Установка втулки на вал

Прецизионные стальные валы компании Rexroth поставляются со снятой фаской на концах. Фаска необходима для упрощения насаживания шариковой втулки на вал и для предохранения концевых уплотнений шариковых втулок от повреждения. Перекос шариковой втулки при установке ее на вал не допускается. Постукивание молотком может привести к повреждению гильзы втулки, удерживающих колец или сепаратора. Не следует проталкивать шариковые втулки с уплотнениями на острые края вала, так как это может вызвать повреждение уплотнительных кромок.

4.1 Основные положения

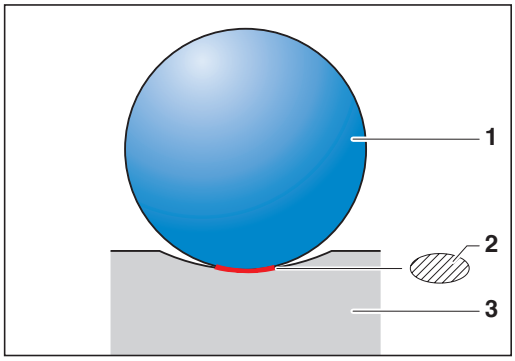
4.1.3 Примечания к конструкции

4.1.3.3 Смазка

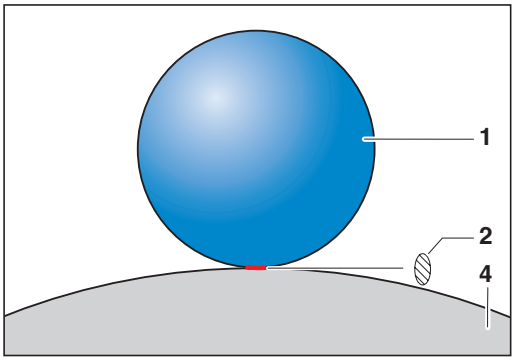
Невысокие требования к смазке

Для смазки шариковых втулок лучше всего подходит консистентная смазка (Dynalub). Консистентная смазка способствует уплотнению шариковых втулок и сцепляется с их внутренними поверхностями. Смазка в процессе эксплуатации требуется только через длительные промежутки времени.

В отличие от шариковых рельсовых направляющих и шариковинтовых передач направляющие с шариковыми втулками требуют значительно меньше смазки благодаря меньшей поверхности контакта между элементами качения и дорожкой качения.



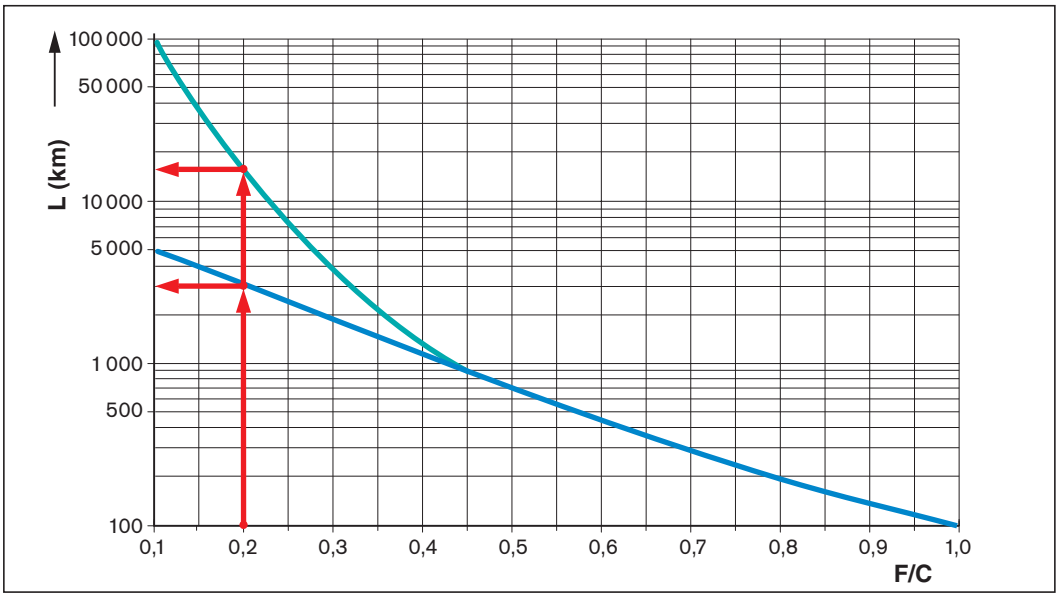
Большая поверхность контакта в шариковых рельсовых направляющих и шариковинтовых передачах



Малая поверхность контакта в направляющих с шариковыми втулками

1 Шарик
2 Поверхность контакта
3 Дорожка качения
4 Вал

Рекомендуемые объемы смазки в зависимости от рабочих нагрузок



Рекомендуемые объемы смазки в зависимости от рабочей нагрузки на примере шариковой втулки eLINE

— С начальной смазкой (без последующих смазок)
— С регулярными последующими смазками

F/C = нагрузка/ допустимая динамическая нагрузка (–)
L = срок службы (km)

Пример смазки в процессе эксплуатации

Если шариковая втулка eLINE работает при 20% допустимой динамической нагрузки, то срок ее службы по условиям испытания только с использованием начальной смазки составляет 3000 км.

При условии регулярной смазки в процессе эксплуатации срок службы может достигать 15000 км.

4.1 Основные положения

4.1.3 Примечания к конструкции

Периодичность смазки

Для увеличения временных интервалов между смазками важно правильно произвести начальную смазку и регулярно проверять состояние смазки. Выбор смазочных материалов, количество и периодичность смазки зависят от многих факторов, как например:

- Нагрузка
- Скорость перемещения
- Последовательность перемещения
- Температура

Следующие факторы сокращают интервалы периодической смазки:

- Высокие нагрузки
- Высокие скорости
- Малая величина хода
- Слабая стойкость к старению смазочного материала

Основные принципы смазки см. в Главе 2, раздел 2.2.5.4.

4.1 Основные положения

4.1.4 Расчеты

4.1.4.1 Номинальная долговечность

Основа для расчета номинальной долговечности

Основой для расчета номинальной долговечности является допустимая динамическая нагрузка. Допустимая динамическая нагрузка определяется исходя из пройденного расстояния, составляющего 100 км. Если за основу берется расстояние, равное 50 км, то указанные в таблицах значения C, приведенные в каталоге на изделие, следует умножить на 1,26 (см. Главу 2, раздел 2.4.1.2). Расчеты, выполненные в соответствии с требованиями стандарта ISO 14728, являются действительными только при следующих условиях:

- $F \leq 0{,}5\ C$
- $F \leq C_0$

F = нагрузка (N)
C = допустимая динамическая нагрузка (N)
C_0 = допустимая статическая нагрузка (N)

Расширенный расчет номинальной долговечности

При использовании валов с твердостью менее 60 HRC, при рабочих температурах свыше 100°C или с малой величиной хода, расчеты могут отличаться от тех, которые приведены в стандарте ISO 14728.
Для таких случаев нужно применять следующие формулы:

(4-1) $$L = \left(\frac{C}{F_m} \cdot f_H \cdot f_t \cdot f_w \right)^3 \cdot 10^5 \text{ m}$$

(4-2) $$L_h = \frac{L}{2 \cdot s \cdot n \cdot 60}$$

L = номинальная долговечность в метрах (m)
L_h = номинальная долговечность в часах (h)
C = допустимая динамическая нагрузка (N)
F_m = эквивалентная динамическая нагрузка (N)
f_H = показатель твердости вала (–)
f_t = температурный коэффициент (только при температурах свыше 100°C) (–)
f_w = коэффициент короткого хода (только для сегментных, компактных, eLINE и Супер шариковых втулок) (–)
s = длина хода (m)
n = частота повторения ходов (полных циклов) (min^{-1})

Показатель твердости вала

Твердость вала играет важную роль в расчете номинальной долговечности. Влияние твердости вала учитывается в формуле расчета номинальной долговечности в виде показателя твердости f_H. Для валов, имеющих минимальную твердость 60 HRC, значение f_H равно 1, т.е. срок службы направляющей с шариковыми втулками не ограничивается твердостью вала. Все валы компании Rexroth, изготавливаемые из термообрабатываемых сталей, имеют минимальную твердость 60 HRC. Коррозионно-стойкие стальные валы Rexroth имеют минимальную твердость 54 HRC. Это соответствует показателю твердости $f_H = 0{,}68$ (см. пример).
При использовании валов, изготовленных заказчиком, показатель следует учитывать так, как показано на соседней диаграмме.

Пример:
Для вала, изготовленного из стали X46Cr13 и имеющего минимальную твердость 54 HRC, показатель твердости $f_H = 0{,}68$.

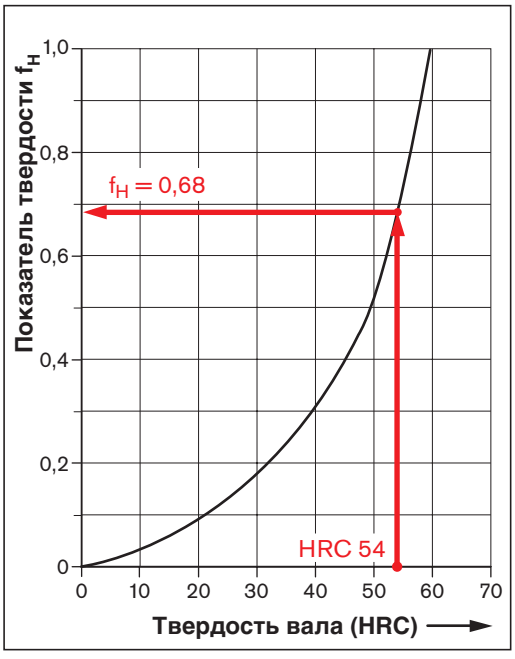


Диаграмма показателя твердости f_H

4.1 Основные положения

4.1.4 Расчеты

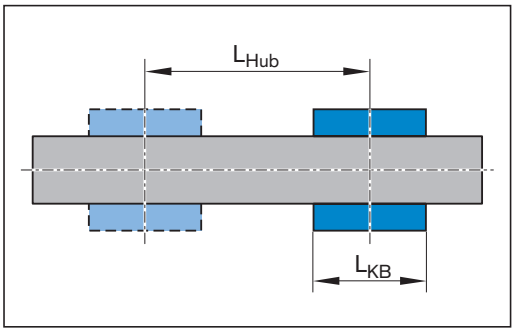
Температурный коэффициент

Высокие рабочие температуры вызывают постоянные изменения в микроструктуре закаленной стали. Это приводит к снижению твердости материала. Вытекающее отсюда уменьшение величины допустимой нагрузки учитывается температурным коэффициентом f_t.

Температура подшипника	100 °C	125 °C	150 °C	175 °C	200 °C
Температурный коэффициент f_t	1	0,92	0,85	0,77	0,70

Коэффициент короткого хода

Для шариковых втулок режим короткого хода определяется как использование, при котором длина хода L_{Hub} в три раза меньше длины шариковой втулки L_{KB}.
При короткоходовых режимах использования срок службы вала оказывается короче, чем у компактных, сегментных, eLINE и Супер шариковых втулок. Величину допустимой нагрузки C для этих типов шариковых втулок необходимо умножить на коэффициент короткого хода f_W. В каталоге на изделия имеются диаграммы для определения коэффициента f_W для каждого из этих типов шариковых втулок.



Длина хода и длина шариковой втулки

Если использование не связано с режимами короткого хода, или в случае использования других типов шариковых втулок эту проблему можно игнорировать, т.е. коэффициент короткого хода $f_W = 1$.

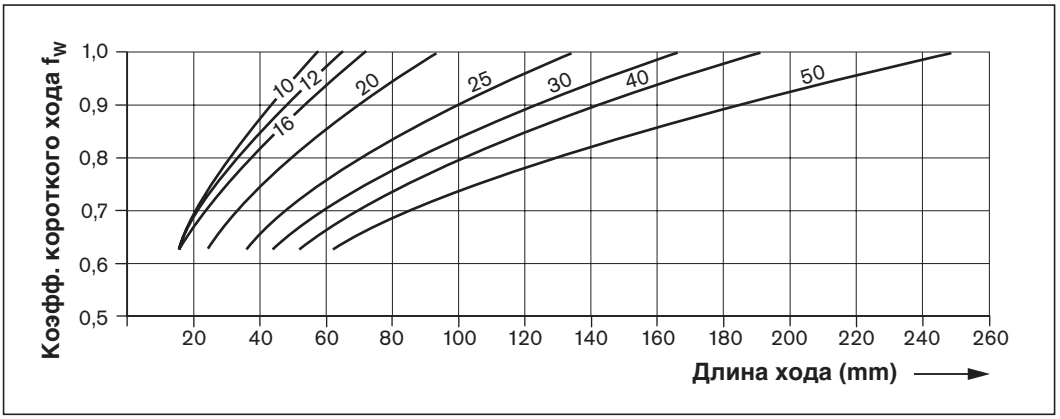


Диаграмма для определения коэффициента короткого хода на примере шариковых втулок Супер A и B (типоразмеры 10...50)

4.1 Основные положения

4.1.4 Расчеты

Требующаяся допустимая нагрузка

Для выбора конструкции и изделия (см. раздел 4.1.2) можно рассчитать величину требующейся допустимой нагрузки по следующей формуле:

$$C = \frac{F_m}{f_H \cdot f_t \cdot f_w \cdot f_L} \qquad (4\text{-}3)$$

Это значение можно использовать для определения размера и типа направляющей с шариковыми втулками. Определив тип шариковой втулки и величину допустимой нагрузки, можно рассчитать ее фактическую номинальную долговечность.

C = допустимая динамическая нагрузка (N)
F_m = эквивалентная динамическая нагрузка(N)
f_H = показатель твердости вала (–)
f_t = температурный коэффициент (–)
f_w = коэффициент короткого хода (только для сегментных, компактных, eLINE и Супер шариковых втулок) (–)
f_L = коэффициент долговечности (зависит от требуемого срока службы) (–)

Влияние требуемого срока службы

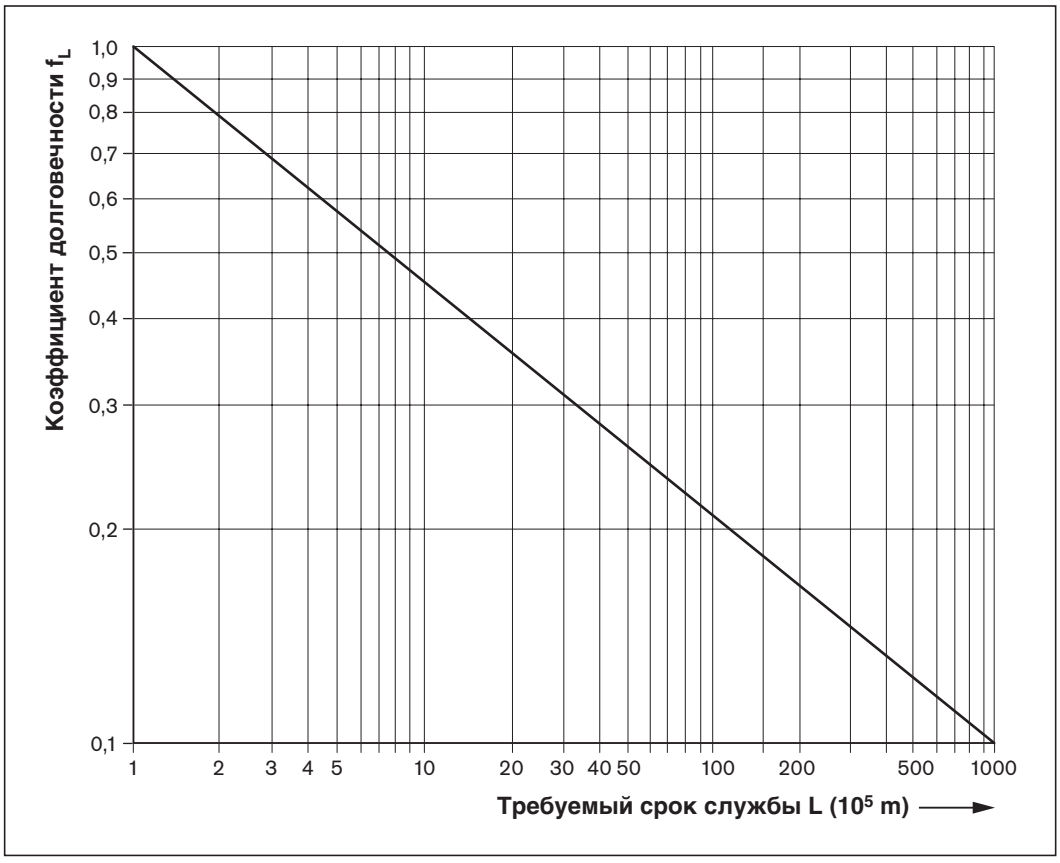


Диаграмма для коэффициента долговечности f_L

4.1 Основные положения

4.1.4 Расчеты

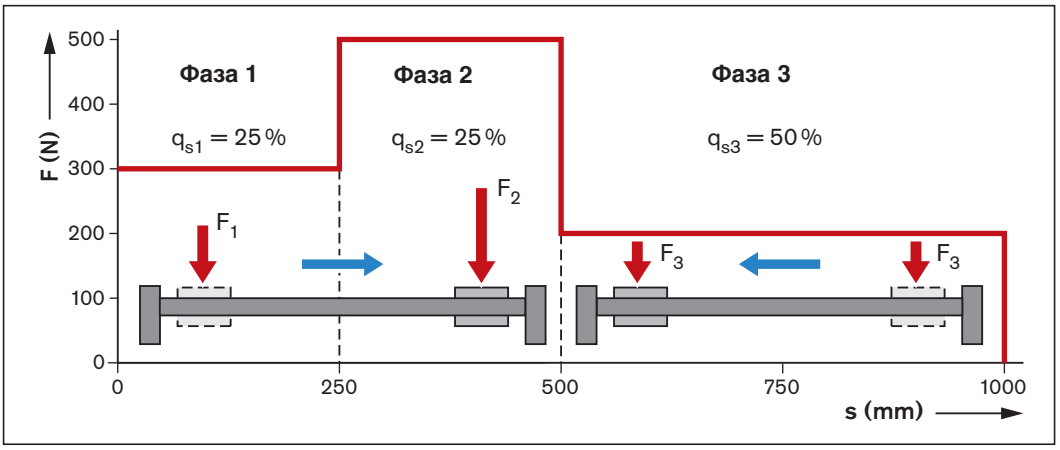
4.1.4.2 Эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник

Изменение нагрузок на подшипник для одного и того же направления нагружения

Если в одном и том же направлении нагружения происходит изменение нагрузок на подшипник, то рассчитывается эквивалентная динамическая нагрузка F_m по следующей формуле (4-4):

F_m = эквивалентная динамическая нагрузка (N)
$F_1 \dots F_n$ = дискретные этапы динамического нагружения (N)
$q_{s1} \dots q_{sn}$ = дискретные этапы перемещения для $F_1 \dots F_n$ (%)
n = количество фаз (–)
s = пройденное расстояние (mm)

$$(4\text{-}4) \qquad F_m = \sqrt[3]{|F_1|^3 \cdot \frac{q_{s1}}{100\ \%} + |F_2|^3 \cdot \frac{q_{s2}}{100\ \%} + \dots + |F_n|^3 \cdot \frac{q_{sn}}{100\ \%}}$$



Пример изменения индивидуальных нагрузок и соответствующих дискретных этапов перемещения в течение одного цикла

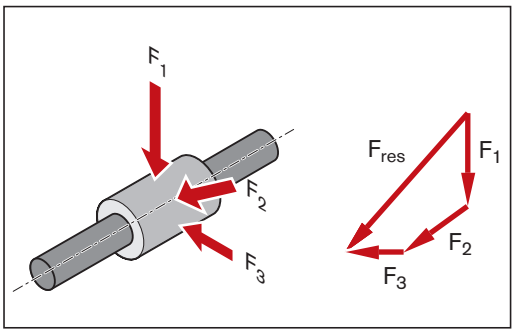
4.1.4.3 Результирующая нагрузка

Силы с разных направлений

Если на шариковую втулку одновременно действуют несколько сил с разных направлений, то на основании всех действующих сил нужно определить результирующую нагрузку.

$$(4\text{-}5) \qquad \vec{F}_{res} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \vec{F}_3 + \dots + \vec{F}_k$$

$\vec{F}_1 \dots \vec{F}_k$ = отдельные нагрузки с разных направлений (N)
$\vec{F}_{res}$ = результирующая нагрузка (N)
k = количество сил с разных направлений (–)



Силы с разных направлений (пример)

Затем рассчитывается угол для результирующей нагрузки. По этому углу при помощи диаграммы направления действия нагрузки определяется коэффициент f_p. Если невозможно определить направление действия нагрузки, то все остальные расчеты должны базироваться на величине минимальной допустимой нагрузки (см. также раздел 4.1.3.1).

4.1 Основные положения

4.1.4 Расчеты

4.1.4.4 Меняющиеся нагрузки на подшипник с меняющихся направлений нагружения

Меняющиеся нагрузки на подшипник и направления нагружения

Если происходит изменение и нагрузок и направлений нагружения, то расчет эквивалентной динамической нагрузки F_m производится следующим образом:

На основании всех имеющихся нагрузок нужно определить результирующую нагрузку для каждой фазы (см. раздел 4.1.4.3).

Для каждой отдельной фазы n:

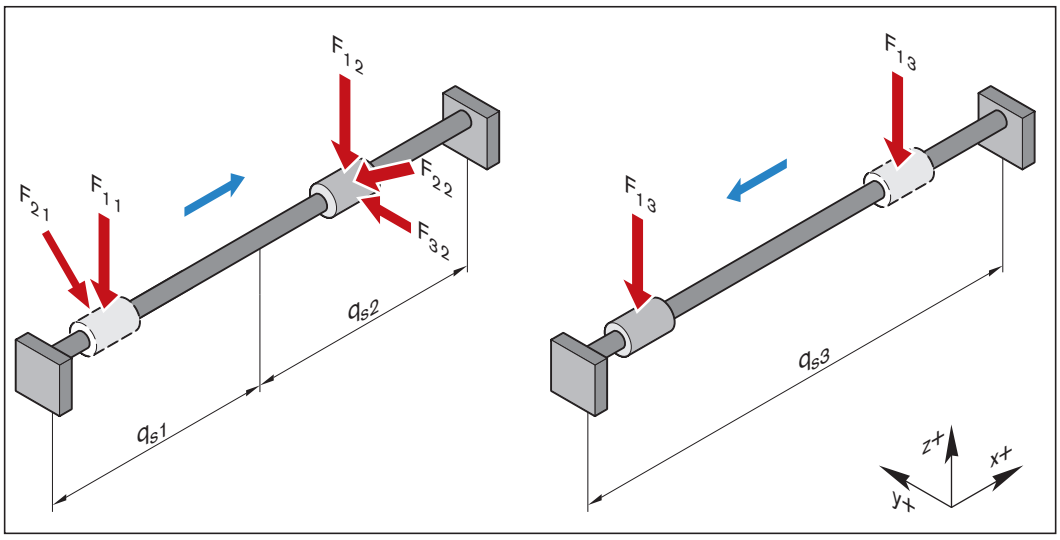
$$(4\text{-}6) \qquad \vec{F}_{res\,n} = \vec{F}_{1\,n} + \vec{F}_{2\,n} + \vec{F}_{3\,n} + \ldots + \vec{F}_{kn}$$

$\vec{F}_{res\,n}$ = результирующая нагрузка во время фазы n (N)

$\vec{F}_{1\,n} \ldots \vec{F}_{kn}$ = отдельные нагрузки с разных направлений во время фаз 1...n (N)

k = число различных направлений нагружения во время фазы n (–)

n = количество фаз с различными нагрузками на подшипник (–)



Пример изменения индивидуальных нагрузок, действующих с различных направлений, и соответствующих дискретных этапов перемещения в течение одного цикла

Результирующие нагрузки для всех отдельных фаз затем используются для расчета эквивалентной динамической нагрузки (см. раздел 4.1.4.2).

$$(4\text{-}7) \qquad F_m = \sqrt[3]{\left|F_{res1}\right|^3 \cdot \frac{q_{s1}}{100\ \%} + \left|F_{res2}\right|^3 \cdot \frac{q_{s2}}{100\ \%} + \ldots + \left|F_{resn}\right|^3 \cdot \frac{q_{sn}}{100\ \%}}$$

Далее значение эквивалентной динамической нагрузки F_m используется для расчета долговечности, как указано в разделе 4.1.4.1.

F_m = эквивалентная динамическая нагрузка (N)

$F_{res1} \ldots F_{resn}$ = результирующая нагрузка для фаз 1 ...n (N)

$q_{s1} \ldots q_{sn}$ = дискретные этапы перемещения для $F_{res1} \ldots F_{resn}$ (%)

4.1 Основные положения

4.1.4 Расчеты

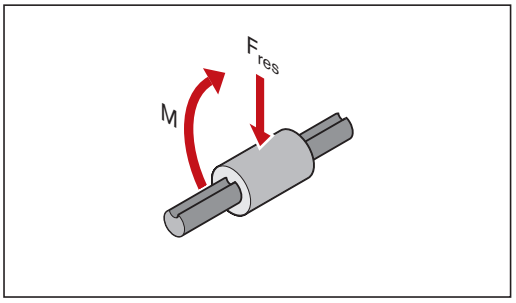
4.1.4.5 Анализ крутящего момента в моментных шариковых втулках

Комбинированная нагрузка

Если на втулку одновременно действуют радиальная нагрузка и крутящий момент (момент вокруг оси перемещения), то нужно определить величину эквивалентной общей нагрузки.

$$F_{comb} = F_{res} + \frac{C \cdot M}{M_t} \qquad (4\text{-}8)$$

F_{comb}	=	эквивалентная общая нагрузка	(N)
F_{res}	=	результирующая радиальная нагрузка	(N)
C	=	допустимая динамическая нагрузка	(N)
M	=	крутящий момент	(Nm)
M_t	=	момент нагрузки	(Nm)



Kombination aus Radiallast und Drehmoment

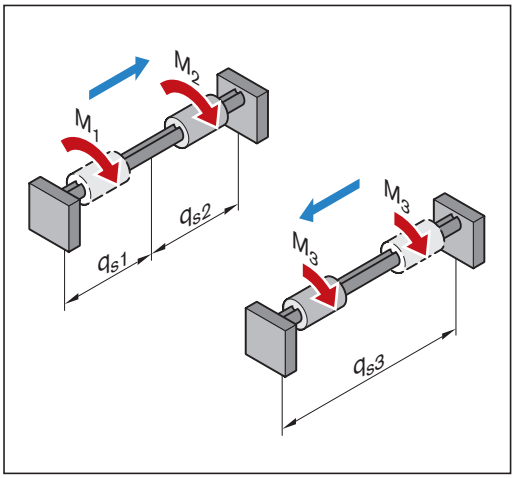
Для n фаз эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник F_m рассчитывается на основании эквивалентных общих нагрузок для отдельных фаз и соответствующих дискретных этапов перемещения, как указано в формуле (4-7).

Чистая нагрузка крутящим моментом

При использовании только нагрузок крутящим моментом расчет долговечности осуществляется по следующей формуле (4-9):

$$L = \left(\frac{M_t}{M_m}\right)^3 \cdot 10^5 \text{ m} \qquad (4\text{-}9)$$

L	=	номинальная долговечность	(m)
M_m	=	эквивалентный динамический крутящий момент	(Nm)
M_t	=	момент нагрузки	(Nm)



Меняющиеся отдельные нагрузки, создаваемые крутящим моментом, и соответствующие дискретные этапы перемещения (пример)

В случае меняющихся отдельных нагрузок, создаваемых крутящим моментом, расчет эквивалентного динамического крутящего момента M_m осуществляется по формуле (4-10):

$$M_m = \sqrt[3]{|M_1|^3 \cdot \frac{q_{s1}}{100\ \%} + |M_2|^3 \cdot \frac{q_{s2}}{100\ \%} + \ldots + |M_n|^3 \cdot \frac{q_{sn}}{100\ \%}} \qquad (4\text{-}10)$$

При расчете моментных шариковых втулок показатель твердости f_H и температурный коэффициент f_t берутся равными 1, так как могут использоваться только валы, имеющие твердость 60 HRC, а рабочая температура не может превышать 100°C.

M_m	=	эквивалентный динамический крутящий момент	(Nm)
$M_1 \ldots M_n$	=	отдельные этапы крутящего момента	(Nm)
$q_{s1} \ldots q_{sn}$	=	дискретные этапы перемещения для $M_1 \ldots M_n$	(%)

4.1 Основные положения

4.1.4 Расчеты

4.1.4.6 Коэффициент безопасности статической нагрузки

Коэффициент безопасности статической нагрузки определяет запас прочности элементов качения и дорожек качения в отношении недопустимой остаточной деформации. Он рассчитывается по следующей формуле (4-11):

(4-11) $$S_0 = \frac{C_0}{F_{0\,max}}$$

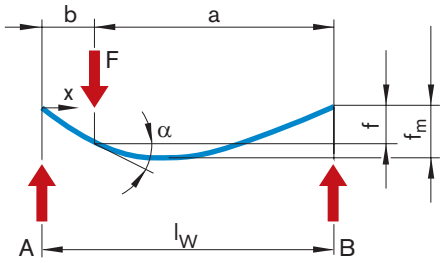
S_0 = коэффициент безопасности статической нагрузки (–)
C_0 = допустимая статическая нагрузка (N)
$F_{0\,max}$ = максимальная нагрузка (N)

4.1.4.7 Прогибание вала

Если в качестве направляющих для шариковых втулок используются стальные валы, то прогибание вала должно поддерживаться в определенных пределах, не допускающих ухудшения функциональных возможностей втулок и сокращения срока их службы. Для шариковых втулок Супер A, H и SH прогибание вала на 0,5° не вызывает снижения допустимой нагрузки или сокращения срока службы.

Для оказания помощи в расчете величины прогибания в каталоге на изделия имеются таблицы со следующими данными:

- Наиболее часто встречающиеся изгибающие нагрузки с соответствующими уравнениями для расчета прогибания.
- Формулы для расчета наклона вала в шариковой втулке (tan α) и допустимые значения наклона вала.
- Значения для E · I в зависимости от диаметра вала.



Прогибание при x = b:

$$f = \frac{F \cdot l_W^3}{3 \cdot E \cdot I} \cdot \frac{a^2 \cdot b^2}{l_W^4}$$

Максимальное прогибание:

$$f_m = f \cdot \frac{l_W + b}{3 \cdot b} \cdot \sqrt{\frac{l_W + b}{3 \cdot a}}$$

Наклон вала при x = b:

$$\tan\alpha = \frac{F \cdot a}{6 \cdot E \cdot I \cdot l_W} \cdot (3b^2 - l_W^2 + a^2)$$

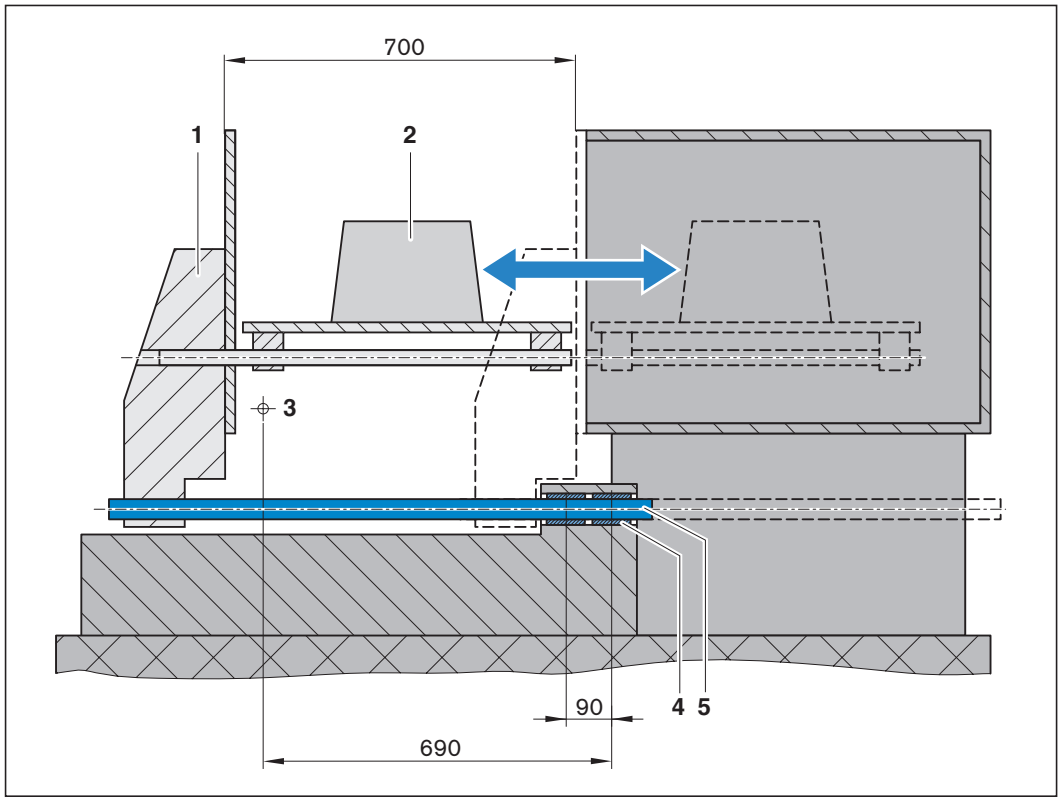
Пример из каталога на изделия с указанием кривой прогибания при типичной нагрузке с соответствующими формулами для расчета прогибания и наклона вала.

F = индивидуальная нагрузка (N)
f = прогибание в точке приложения нагрузки (mm)
f_m = максимальное прогибание (mm)
α = наклон вала в точке приложения нагрузки (°)
l_W = длина вала (mm)
E = модуль упругости (N/mm^2)
I = плоскостной момент инерции (mm^4)
a, b = отрезки плеча рычага между нагрузкой и опорами (mm)

4.1 Основные положения

4.1.5 Пример расчета

Вулканизационная печь



Пример расчета для вулканизационной печи

1 Салазки (m = 30 kg)
2 Нагрузка (m = 50 kg)
3 Центр тяжести салазок и нагрузки
4 Шариковые втулки
5 Прецизионные стальные валы

Технические параметры использования

Салазки собственным весом 30 кг перемещают нагрузку весом 50 кг. Для направления салазок в печь используются два параллельных вала. Валы прикреплены к салазкам. Шариковые втулки являются неподвижными, и они вмонтированы в печь.

- Действующая на оба вала нагрузка (вес салазок и нагрузки): 80 кг
- Две точки опоры для каждого вала на расстоянии примерно 90 mm
- Максимальная температура теплового излучения в зоне нагружения может составлять 100 °C .
- Ручной режим работы, т.е. примерно 6 полных перемещений в час (0.1/ min)
- Длина хода: 700 mm
- Центр тяжести находится примерно на расстоянии 690 mm от осевой линии задней втулки
- Используются прецизионные стальные валы твердостью не менее 60 HRC
- Требуемая эксплуатационная долговечность составляет не менее 10 лет при работе 24 часа в сутки.

Необходимые расчеты

- Расчет конструкции для опор, включая определение диаметра вала и выбор соответствующей комбинации шариковых втулок и валов.
- Расчет номинальной долговечности
- Проверка эксплуатационной безопасности с использованием коэффициента безопасности статической нагрузки.

4.1 Основные положения

4.1.5 Пример расчета

Расчет конструкции опоры (стационарное использование)

Нагрузка на каждый вал:

$$F = 0{,}5 \cdot m \cdot g = 0{,}5 \cdot (30 + 50)\ kg \cdot 9{,}81\ m/s^2$$

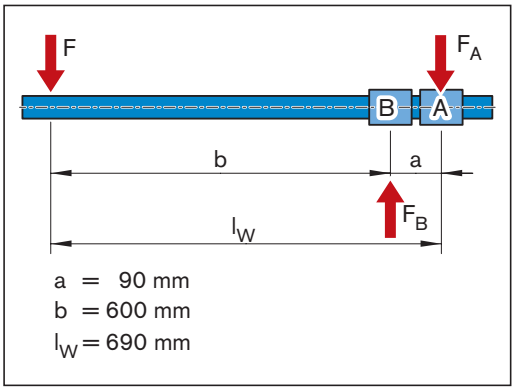
$$= 392\ N \approx 400\ N$$

$$F_B = F \cdot \frac{l_W}{a} = 400\ N \cdot \frac{690\ mm}{90\ mm} = 3067\ N$$

$$\approx 3100\ N$$

$$F_A = F_B - F = 3100\ N - 400\ N = 2700\ N$$

Для расчета номинальной долговечности в качестве эквивалентной динамической общей нагрузки F_m берется максимальная нагрузка F_B .



Общая нагрузка, действующая на одну шариковую втулку

Определение размера шариковой втулки

Для вала твердостью 60 HRC диаграмма для определения показателя твердости f_H, представленная в разделе 4.1.4.1, подраздел “Показатель твердости вала”, дает значение $f_H = 1$.

Согласно таблице, приведенной в разделе 4.1.4.1, подраздел “Температурный коэффициент”, значение температурного коэффициента f_t для 100 °C составляет $f_t = 1$.

Коэффициент долговечности f_L рассчитывается на основании требуемой долговечности:

$$L_h = 10 \cdot 365 \cdot 24\ h = 87600\ h$$

$$L = L_h \cdot 2 \cdot s \cdot n \cdot 60 = 87600\ h \cdot 2 \cdot 0{,}7\ m \cdot 0{,}1\ min^{-1} \cdot 60\ min/h$$

$$L = 7{,}36 \cdot 10^5\ m$$

Согласно диаграмме, приведенной в разделе 4.1.4.1, подраздел “Влияние требуемой долговечности”, коэффициент долговечности $f_L = 0.50$. Максимальная нагрузка на шариковую втулку B составляет F = 3100 N. Требующаяся допустимая нагрузка C рассчитывается по формуле (4-3):

$$C = \frac{F}{f_H \cdot f_t \cdot f_L \cdot f_w} = \frac{3100\ N}{1 \cdot 1 \cdot 0{,}50 \cdot 1} = 6200\ N$$

Выбирается шариковая втулка Супер A, так как предполагается прогибание вала. Затем следует обратиться к каталогу на изделия, чтобы определить, какая из этих шариковых втулок будет отвечать следующим условиям при максимальной нагрузке $F_B = 3100$ N:

- $F < C_{0\,min}$
- $F < 0{,}5\ C_{min}$

В результате выбирается шариковая втулка Супер A с диаметром вала 40_{h7}, с $C_{min} = 8240$ N и $C_{0min} = 4350$ N.

4.1 Основные положения

4.1.5 Пример расчета

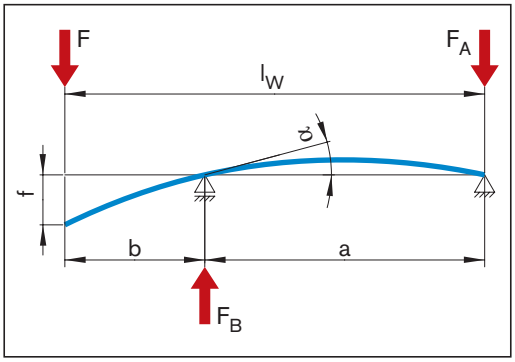
Прогибание вала

Для расчета прогибания вала применима следующая формула:

$$f = \frac{F \cdot b^2 \cdot l_w}{3 \cdot E \cdot I}$$

$$\tan \alpha = \frac{F \cdot a \cdot b}{3 \cdot E \cdot I}$$

Согласно каталогу на изделия результатом для вала диаметром 40_{h7} является значение $E \cdot I = 2{,}64 \cdot 10^{10}\ Nmm^2$.



Belastungsfall

Расчетный наклон вала без зазора:

$$f = \frac{400\ N \cdot (600\ mm)^2 \cdot 690\ mm}{3 \cdot 2{,}64 \cdot 10^{10}\ Nmm^2}$$

$$f = 1{,}25\ mm$$

Наклон вала в шариковой втулке:

$$\tan\alpha = \frac{400\ N \cdot 600\ mm \cdot 90\ mm}{3 \cdot 2{,}64 \cdot 10^{10}\ Nmm^2} = 2{,}73 \cdot 10^{4}$$

$$\alpha = 0{,}016^\circ\ (\approx 1')$$

Допустимый наклон шариковой втулки Супер А без уменьшения допустимой нагрузки составляет 0.5° (соотв. 30').

Срок службы

Номинальная долговечность в метрах согласно формуле (4-1):

$$L = \left(\frac{C}{F} \cdot f_H \cdot f_t \cdot f_w\right)^3 \cdot 10^5\ m$$

$$L = \left(\frac{8240\ N}{3100\ N} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1\right)^3 \cdot 10^5\ m$$

$$L = 18{,}78 \cdot 10^5\ m$$

Примечание: Расчет номинальной долговечности производится для указанной выше максимальной нагрузки F = 3100 N. Это упрощение обеспечивает дополнительный запас прочности для расчетного срока службы. Для более точного расчета номинальной долговечности необходимо определить динамический цикл с соответствующими нагрузками в отдельных фазах. Подробное описание порядка определения рабочего состояния приведено в Главе 3, раздел 3.1.5.2.

Номинальная долговечность в часах согласно формуле (4-2):

$$L_h = \frac{L}{2 \cdot s \cdot n \cdot 60} = \frac{18{,}78 \cdot 10^5\ m}{2 \cdot 0{,}70\ m \cdot 0{,}1\ min^{-1} \cdot 60}$$

$$L_h = 223571\ h$$

Принимая во внимание все указанные параметры, а также с учетом 24-часовой работы в течение всего года, номинальная долговечность направляющей в идеальном случае составит 26 лет.

Коэффициент безопасности статической нагрузки

Коэффициент безопасности статической нагрузки согласно формуле (4-11):

$$S_0 = \frac{C_0}{F_{0\,max}} = \frac{C_0}{F_B} = \frac{4350\ N}{3100\ N} = 1{,}40$$

В этом случае, при нормальных условиях эксплуатации, достаточно иметь коэффициент безопасности статической нагрузки $S_0 = 1{,}4$.

4.2 Шариковые втулки

4.2.1 Компактные шариковые втулки и шариковые втулки eLINE

Компактный дизайн

Компактные шариковые втулки и шариковые втулки eLINE характеризуются своими малыми размерами по сравнению с подшипниками скольжения. Они состоят из пластмассового сепаратора с 5 или 6 закрытыми круговыми каналами для шариков. В сепаратор встроены сегментные пластины из закаленной стали с шариковыми дорожками для зон нагружения и для передачи прилагаемых усилий. Фиксацию отдельных элементов обеспечивают два металлических удерживающих кольца, в которых размещаются концевые грязесъемные манжеты.

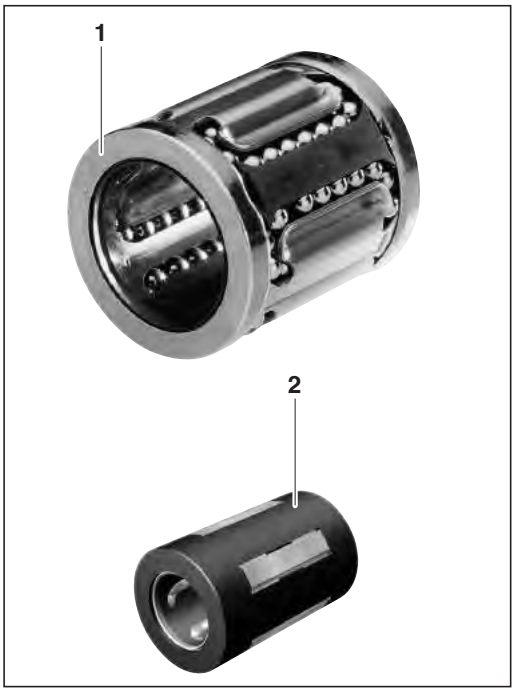
Конструкция



Направляющая с компактной шариковой втулкой

Осевая фиксация

В шариковых втулках для валов диаметром от 12 до 50 mm используются металлические удерживающие кольца (1) завышенного размера. Это позволяет избежать обычной для таких случаев дополнительной осевой фиксации шариковых втулок в приемном отверстии. В шариковых втулках для валов диаметром 8 и 10 mm для обеспечения осевой фиксации используется пластмассовая наружная гильза (2) завышенного диаметра. Для использования в условиях вибрации и/или перемещения с высокими ускорениями требуется дополнительная фиксация. Компактные шариковые втулки имеются также в коррозионно-стойком исполнении или, как в случае с втулками eLINE, с уменьшенным радиальным зазором.



Осевая фиксация для разных размеров компактных шариковых втулок

Преимущества

Применение компактных шариковых втулок и шариковых втулок eLINE предлагает следующие преимущества:

- Очень экономичные шариковые втулки для общего применения
- Небольшие габаритные размеры для очень компактных узлов
- Высокие допустимые нагрузки и продолжительный срок службы благодаря использованию сегментных пластин из закаленной стали с согласованным размещением шариков в дорожке качения.
- Высокая скорость перемещения (5 m/s)
- С встроенными грязесьемниками, отдельными концевыми уплотнениями или без уплотнений.
- Удобная установка: Просто вставить втулку внутрь; дополнительная фиксация не требуется
- Множество выемок, служащих запасниками для смазки, обеспечивают большую продолжительность интервалов между смазками или смазку в течение всего срока службы.
- Смазка на весь срок службы на заводе-изготовителе (шариковые втулки eLINE)

1 Металлическое удерживающее кольцо (компактная шариковая втулка для валов диаметром от 12 mm до 50 mm)
2 Пластмассовая наружная гильза (компактная шариковая втулка для валов диаметром 8 mm и 10 mm)

- Также имеются в комплекте с направляющими с уменьшенным радиальным зазором (шариковые втулки eLINE)
- Также имеются в коррозионно-стойком исполнении для использования в медицинской, химической и пищевой промышленности.
- Имеются линейные устройства с алюминиевым или коррозионно-стойким стальным корпусом

4.2 Шариковые втулки

4.2.2 Шариковые втулки Супер A и B

Плавный ход Продолжительный срок службы

В шариковых втулках Супер A и B имеются стальные вкладыши со шлифованными шариковыми дорожками и оптимальной геометрической формой входной зоны для шариков, что обеспечивает исключительно плавный ход и долгий срок службы.



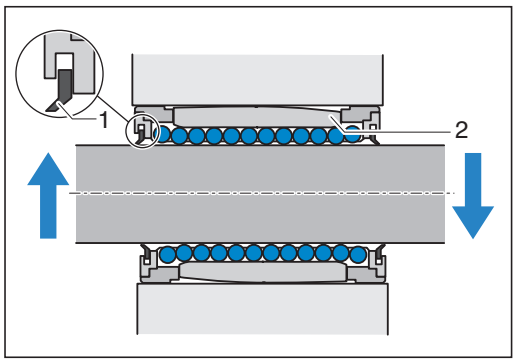
Шариковая втулка Супер A

Конструкция

Они состоят из пластмассового сепаратора с 5 или 6 закрытыми круговыми каналами для шариков в зависимости от диаметра. Закаленные сегментные стальные пластины со шлифованными шариковыми дорожками встроены в наружную пластмассовую гильзу. Эти сегменты являются нагружаемыми элементами конструкции. Наружная пластмассовая гильза образует замкнутую оболочку, которая закрывает шарики в возвратных дорожках.

Уплотнение

Для уплотнения шариковых втулок Супер используются встроенные грязесъемные манжеты или отдельные концевые уплотнения. Если используются отдельные концевые уплотнения, то их удержание на месте обеспечивается металлическим корпусом. Размер корпуса завышен, и он может также использоваться для осевой фиксации шариковой втулки. Встроенные грязесъемные манжеты являются плавающими уплотнениями (1), которые обеспечивают очень хорошее уплотнение даже в случае качания шариковой втулки. Это значительно увеличивает срок службы втулки.



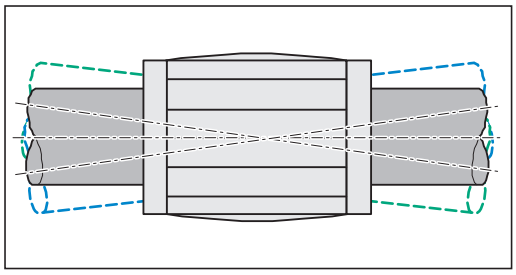
Плавающие уплотнения и самоцентрирование

Шариковая втулка Супер A

Самоцентрирование

Благодаря незначительной выпуклости внешних контуров сегментных стальных пластин (2) шариковая втулка Супер A способна компенсировать перекосы между валом и приемным отверстием до 0.5°. Перекосы вызываются следующими причинами:

- Неточностями при изготовлении
- Погрешностями монтажа
- Прогибанием вала



Погрешность центрирования и эффект качания

Угловое саморегулирование

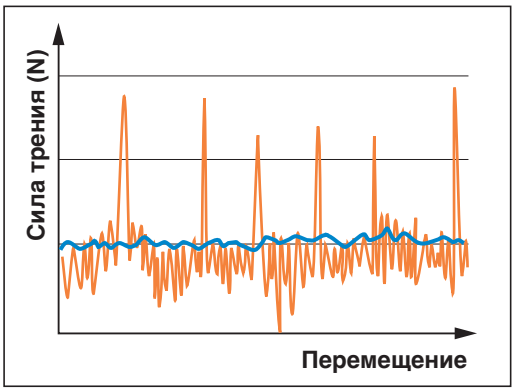
Угловое саморегулирование способствует плавному вхождению шариков в зону нагружения и равномерному распределению нагрузки по всему ряду шариков и по всей длине перемещения. Кроме того, оно предотвращает возникновение критического давления между краем втулки и валом в результате перекосов. Снижения допустимой нагрузки и сокращения срока службы при этом не наблюдается, зато обеспечивается исключительно плавный ход. Тем не менее, функция саморегулирования не способна компенсировать отклонения параллельности между валами в направляющей стола.

4.2 Шариковые втулки

4.2.2 Шариковые втулки Супер A и B

Эффект качания

На представленном рядом графике перемещения показано сравнение с обычной шариковой втулкой. В этом примере используется нагрузка 800 N, а перекос по причине прогибания вала составляет примерно 8’ (0.13°). Самоцентрирование может вызывать легкий эффект качания. Поэтому, по крайней мере на одном из направляющих валов следует использовать две шариковые втулки Супер.



Графики перемещения при одной и той же скорости хода
- Обычная шариковая втулка, типоразмер 20
- Шариковая втулка Супер A, типоразмер 20

Шариковая втулка Супер B

В шариковых втулках Супер B отсутствует функция самоцентрирования. Они предназначены для такого применения, где на одном валу используется только одна шариковая втулу, и она не должна качаться на валу.



Шариковая втулка Супер B без самоцентрирования

Шариковые втулки Супер A и B

Благодаря исключительно точной подгонке в шариковых втулках Супер A и B шариков и шлифованных шариковых дорожек они обеспечивают более высокие допустимые нагрузки по сравнению со стандартными шариковыми втулками такого же размера.

Преимущества

Применение шариковых втулок Супер A или B предлагает следующие преимущества:
- Экономичная шариковая втулка для специального применения
- Очень хорошие эксплуатационные качества с низким уровнем шума
- Высокая допустимая динамическая нагрузка
- Быстрое ускорение и высокая скорость перемещения благодаря использованию хороших направляющих для шариков и износостойкого сепаратора.
- Высокая жесткость
- С встроенными грязесъемными манжетами, отдельными концевыми уплотнениями или без уплотнений
- Одинаковые установочные размеры обеспечивают взаимозаменяемость с шариковыми втулками Супер H и SH, а также со стандартными шариковыми втулками
- Имеются линейные устройства с алюминиевым или коррозионно-стойким стальным корпусом

4.2 Шариковые втулки

4.2.3 Стандартные шариковые втулки

Прочные шариковые втулки для использования в жестких условиях

Эти шариковые втулки называются стандартными потому, что они были первой разработкой. Их точность, а, следовательно, допустимая нагрузка и ходовые показатели постоянно улучшались благодаря их постоянному совершенствованию. С течением времени и с появлением других типов шариковых втулок, иногда с более высокими рабочими показателями, стандартные шариковые втулки стали преимущественно использоваться в неблагоприятных условиях окружающей среды. Они нашли свое применение в деревообрабатывающей промышленности, в литейном производстве и на цементных заводах.



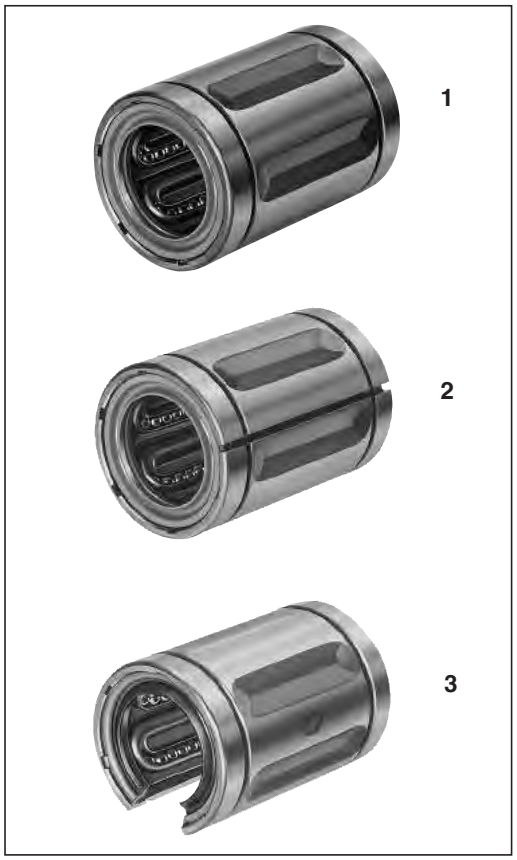
Регулируемая стандартная шариковая втулка

Конструкция

В стандартных шариковых втулках используется закаленная и шлифованная наружная гильза. Число рядов шариков зависит от диаметра вала. В стандартных шариковых втулках может насчитываться от 4 до 6 рядов. Шарики вращаются в замкнутых контурах внутри сепаратора из листовой стали. Сепаратор фиксируется при помощи удерживающих или уплотнительных колец в имеющихся в наружной гильзе канавках. Стальной сепаратор придает стандартным шариковым втулкам исключительную прочность.

Конструктивные типы

Стандартные шариковые втулки бывают трех видов: закрытого типа, регулируемые и открытого типа. Кроме того, для использования при очень высоких температурах имеется вариант без уплотнения. Стандартные шариковые втулки закрытого типа имеются также в исполнении полностью из коррозионно-стойкой стали и используются, кроме всего прочего, в медицинской, химической и пищевой промышленности. Если требуется большая длина хода, то используются шариковые втулки открытого типа с линейными опорами для валов. Линейная опора для вала исключает возможность прогибания вала.



Виды стандартных шариковых втулок

1 Закрытого типа
2 Регулируемая
3 Открытого типа

Преимущества

Применение стандартных шариковых втулок предлагает следующие преимущества:

- Продолжительный срок службы
- Высокая точность
- Низкий коэффициент трения
- Прочная цельнометаллическая конструкция
- Пригодность для использования в температурных диапазонах свыше 100 °C или в вакууме
- Множество выемок, служащих запасниками для смазки, обеспечивают большую продолжительность интервалов между смазками или смазку в течение всего срока службы.
- Со встроенными грязесъемными манжетами или без уплотнений
- Имеются различные варианты фланцевых исполнений
- Имеются линейные устройства с чугунным корпусом

4.2 Шариковые втулки

4.2.4 Сегментные шариковые втулки

Самый короткий тип шариковой втулки

Сегментные шариковые втулки являются самыми короткими шариковыми втулками. Они состоят из пластмассового сепаратора с сегментными пластинами из закаленной стали, которые крепятся в сепараторе при помощи двух пластмассовых колец. Для осевой фиксации используется либо очистное уплотнительное кольцо, либо металлический корпус со встроенным уплотнительным кольцом.

Конструкция

Коррозионно-стойкое исполнение

Для использования в агрессивных средах или в условиях, где предъявляются жесткие требования к чистоте, например, в пищевой промышленности, при изготовлении полупроводников или же в производстве медицинского оборудования эти шариковые втулки также имеются в коррозионно-стойком исполнении.

Преимущества

Применение сегментных шариковых втулок предлагает следующие преимущества:

- Работа с низким уровнем шума
- Малый вес
- В качестве линейных устройств с упрочненными пластмассовыми корпусами они являются недорогим решением, отвечающим общим требованиям
- Являясь благодаря своей конструкции самыми короткими шариковыми втулками, они обеспечивают самую большую длину хода для данной длины вала
- С отдельными уплотнениями или без уплотнений.



Сегментная шариковая втулка

4.2 Шариковые втулки

4.2.5 Шариковые втулки Супер H и SH

Большее количество рядов нагружаемых шариков

Шариковые втулки Супер H и SH отличаются от типов A и B тем, что в них используется большее количество рядов нагружаемых шариков. В зависимости от конкретного исполнения, в них может использоваться до 12 рядов. В качестве уплотнения используются встроенные грязесъемные манжеты двойного действия. В исполнениях открытого типа, как и во всех других типах шариковых втулок, вдоль краев отверстия устанавливаются еще дополнительные продольные уплотнения. Эти шариковые втулки фиксируются при помощи установочного штифта или винта, вворачиваемого в боковое отверстие. В шариковых втулках Супер H отверстие может также использоваться для смазки.

Конструкция



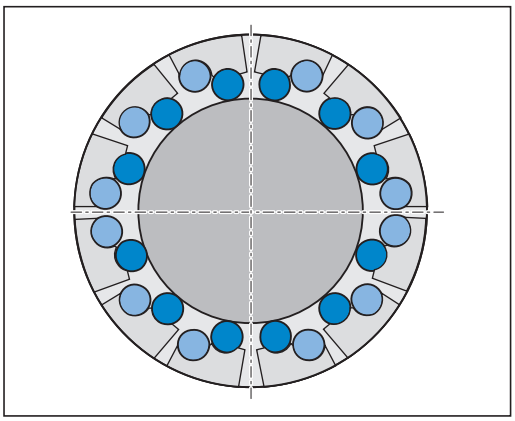
Шариковая втулка Супер H

Допустимая динамическая нагрузка

Благодаря большому количеству шариковых каналов допустимые динамические нагрузки почти в два раза превышают значения, характерные для шариковых втулок Супер A и B.

Самоцентрирование

Более высокие допустимые нагрузки позволяют перемещать очень тяжелые грузы при полном обеспечении самоцентрирования.

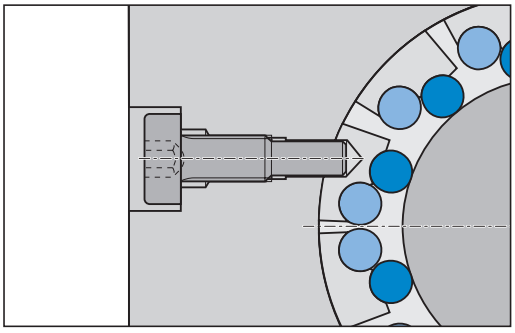


Шариковая втулка Супер SH с 12 рядами шариков

Преимущества

Применение шариковых втулок Супер H или SH предлагает следующие преимущества:

- Высокоточные шариковые втулки для перемещения тяжелых грузов
- Высокие допустимые нагрузки и продолжительный срок службы
- Высокая скорость перемещения (5 m/s) и быстрый разгон благодаря использованию износостойкого сепаратора
- Автоматическая компенсация перекосов или прогибания вала до 0.5°
- Плавность хода
- Высокая жесткость
- Со встроенными грязесъемными манжетами или без уплотнений
- Дополнительные боковые уплотнения для шариковых втулок открытого типа
- Стальные нагружаемые пластины со шлифованными шариковыми дорожками и возвратными каналами для обеспечения повышенной точности.
- Возможность смазки в процессе эксплуатации через смазочные отверстия или гнезда.
- Имеются линейные устройства с алюминиевым корпусом



Фиксация посредством бокового установочного винта

4.2 Шариковые втулки

4.2.6 Радиальные шариковые втулки

Радиальная рециркуляция шариков

Высокие допустимые нагрузки и жесткость

В радиальных шариковых втулках осуществляется наружная рециркуляция шариков по радиально расположенным возвратным дорожкам качения. Благодаря этому количество нагружаемых рядов шариков увеличивается более чем в два раза по сравнению с обычными шариковыми втулками, а также расширяются зоны нагружения, что обеспечивает очень высокие допустимые нагрузки и высокую жесткость.

Конструкция

Радиальные шариковые втулки бывают только открытого типа. Они состоят из закаленной и шлифованной стальной гильзы с пластмассовым сепаратором, в которой находятся 12 замкнутых каналов для шариков и два удерживающих кольца. Нагружаемые шарики направляются по нескольким дорожкам в пластмассовый сепаратор, радиально выводятся наружу и затем через возвратные каналы попадают обратно в зону нагружения. Благодаря своим характеристикам, эти шариковые втулки пригодны для использования в станках, всевозможных специальных машинах, а также в транспортных и автоматизированных системах.

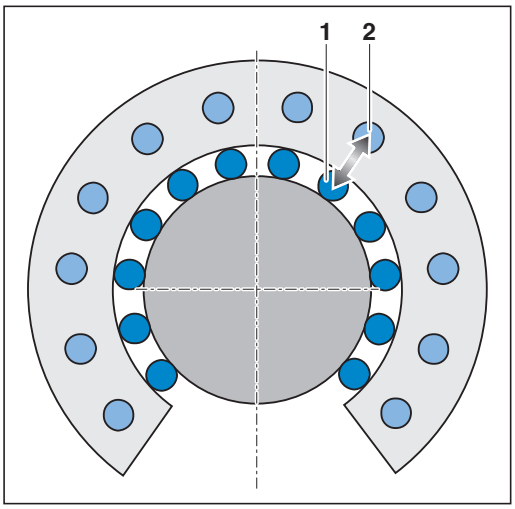
Преимущества

Применение радиальных шариковых втулок предлагает следующие преимущества:

- Высокоточные шариковые втулки
- Пригодны для перемещения очень тяжелых грузов
- Очень высокие допустимые нагрузки
- Очень высокая жесткость
- Очень плавная работа
- Со встроенными грязесъемными манжетами и боковыми уплотнениями (с полным уплотнением), с отдельными концевыми уплотнениями или без уплотнений
- Исполнение для тяжелых режимов работы со степенью свободы в направлении вдоль окружности
- Для использования в условиях, где другие шариковые втулки могут оказаться восприимчивыми к деформирующим нагрузкам, вызываемым погрешностями опорных конструкций
- Имеются линейные устройства со стальным корпусом
- Имеются радиальные компактные устройства для очень компактных конструкций



Радиальная шариковая втулка



Принцип радиальной рециркуляции шариков

1 Нагружаемые шарики
2 Ненагружаемые шарики в зоне возврата

4.2 Шариковые втулки

4.2.7 Моментные шариковые втулки

Устойчивые к провороту линейные направляющие

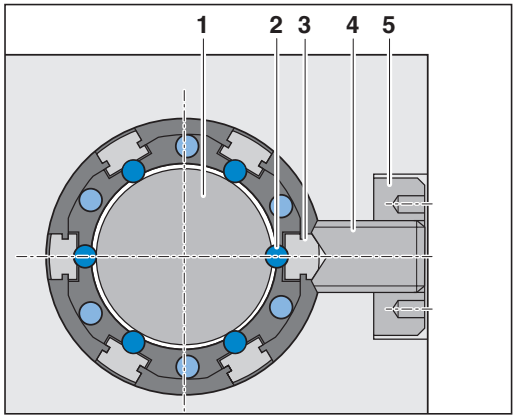
Моментная шариковая втулка способна поглощать крутящий момент вокруг оси перемещения. Моментные шариковые втулки были разработаны, как конструктивные элементы, обеспечивающие истинно линейное перемещение, т.е. перемещение с высокой жесткостью при кручении, с использованием только одного вала. Эта компактная конструкция отвечает требованиям, предъявляемым при создании многих видов оборудования и специальных машин.



Моментная шариковая втулка

Конструкция

Базовая конструкция похожа на устройство шариковых втулок Супер В, но только с одним или двумя рядами шариков на нижнем уровне (2). На валу (1) имеется одна или две направляющие канавки для шариков, по которым направляются ряды шариков нижнего уровня, способные передавать крутящие усилия. Направляющие канавки в валу, а также соответствующие стальные вкладыши (3) в шариковой втулке имеют готический профиль.



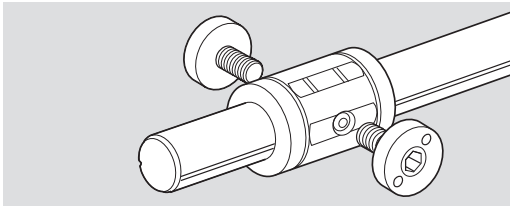
Конструкция из моментной шариковой втулки и вала с одной направляющей канавкой для шариков (представлена в виде линейного устройства)

Готический профиль

Этот профиль обеспечивает 4-точечное соприкосновение с шариками и способствует передаче мгновенных нагрузок в обоих направлениях вокруг оси перемещения.

Регулировка нулевого зазора

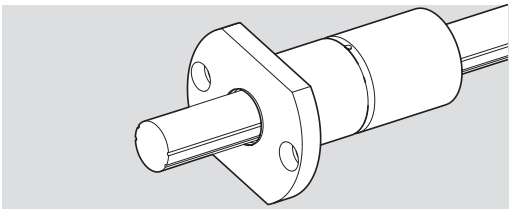
В приемный корпус вставляется регулировочный винт (4), который соприкасается с утопленным участком стального вкладыша (3), относящегося к ряду шариков нижнего уровня. Регулировочный винт позволяет установить для моментной шариковой втулки нулевой зазор. Фиксация регулировочного винта обеспечивается стопорной гайкой (5).



Моментная шариковая втулка и вал с двумя направляющими канавками для шариков

Варианты исполнения

Для специального применения могут использоваться моментные шариковые втулки, имеющие до четырех шлифованных направляющих канавок для шариков. Такие втулки способны передавать более высокие крутящие моменты. Имеется еще один вариант исполнения, так называемая моментная компактная шариковая втулка. Компактная шариковая втулка имеет меньший наружный диаметр, и в ней используется более компактный регулировочный и стопорный винт. Компактность конструкции чрезвычайно упрощает установку внутри гильз.

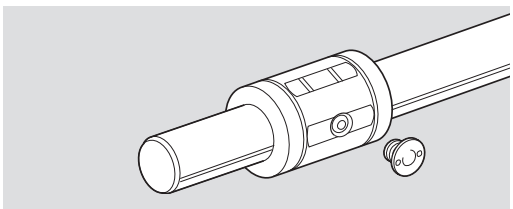


Вариант с четырьмя направляющими канавками для шариков и фланцем.

Преимущества

Применение моментных шариковых втулок предлагает следующие преимущества:

- Истинно линейное перемещение, как в осевом, так и в радиальном отношении только с одним валом
- Большой выбор компоновок
- С отдельными уплотнениями или без уплотнений
- Имеются различные варианты фланцевого исполнения
- Со стальными или алюминиевыми корпусами в разных компоновках.



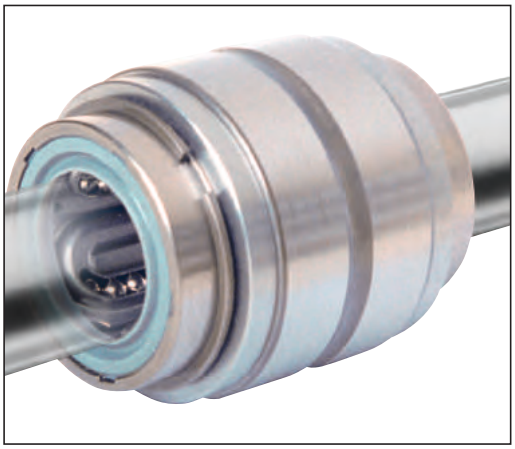
Моментная компактная шариковая втулка

4.2 Шариковые втулки

4.2.8 Шариковые втулки для линейного и вращательного движения

Радиальные шарикоподшипники Игольчатые подшипники

Шариковые втулки для линейного и вращательного движения поставляются с радиальными шарикоподшипниками или с игольчатыми подшипниками. Они подходят для использования там, где требуется и линейное, и вращательное движение.

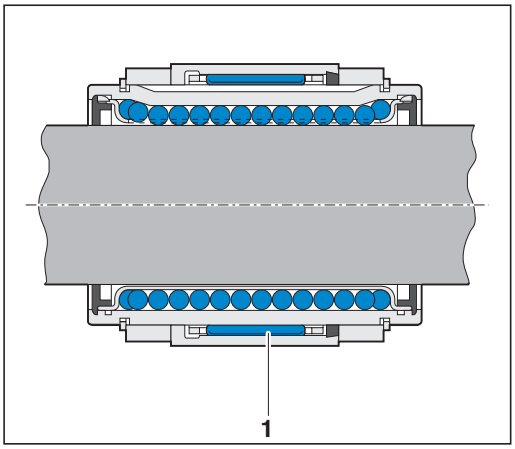


Шариковые втулки для линейного и вращательного движения

Преимущества

Применение такого типа шариковых втулок предлагает следующие преимущества:

- Точность направления при высоких допустимых нагрузках
- Высокая скорость вращения и низкий коэффициент трения
- Пригодны для линейного использования с дополнительным вращательным движением
- Пригодны для захватных и поворотных функций
- Пригодны для использования с изгибами



Конструкция шариковой втулки для линейного и вращательного движения с игольчатыми подшипниками (1)

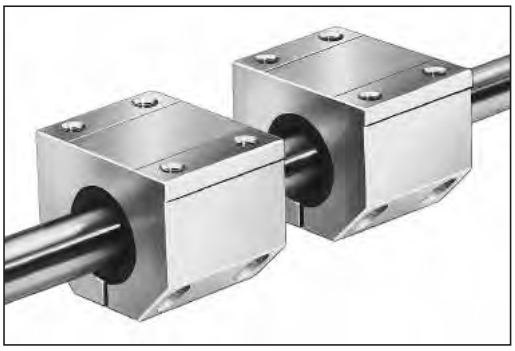
4.3 Линейные устройства

Комплектные опорные блоки

Линейные устройства – это комплектные опорные блоки, состоящие из корпуса с одной или двумя шариковыми втулками. Есть множество разных конфигураций таких устройств. Благодаря улучшенной конструкции и качеству изготовления линейные устройства предлагают пользователям значительные преимущества по цене в сравнении с устройствами, изготавливаемыми на заказ. При монтаже корпуса легко центрируются, что позволяет избежать воздействия на шариковые втулки деформирующих нагрузок.

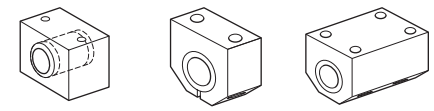
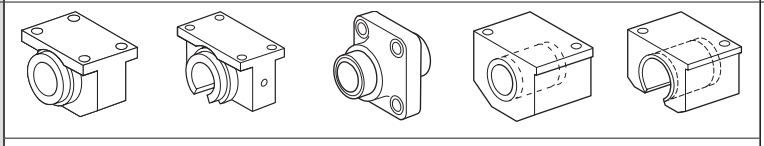
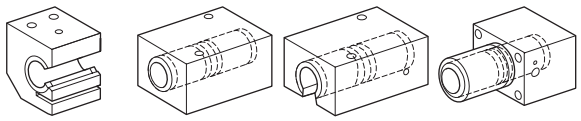
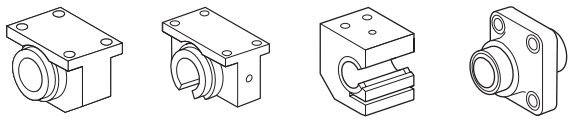
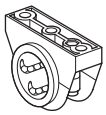
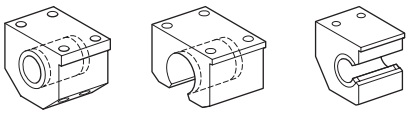
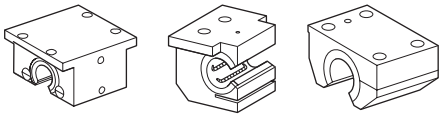
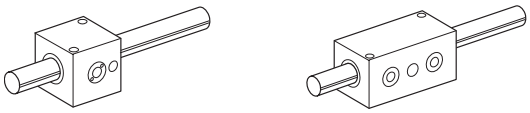
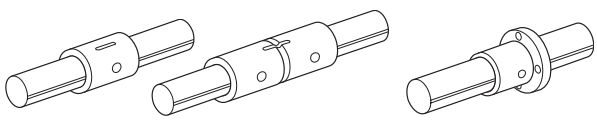
Преимущества по стоимости

Взаимозаменяемость



Направляющая для шариковых втулок с двумя линейными устройствами

Высокая точность обеспечивает надежность работы шариковых втулок и делает устройства полностью взаимозаменяемыми.

Тип шариковой втулки	Виды конструкций	Варианты/исполнения
Компактная шариковая втулка Шариковая втулка eLINE		▮ Регулируемое/нерегулируемое ▮ Обычное/коррозионно-стойкое ▮ Одинарное/сдвоенное
Шариковая втулка Супер A Шариковая втулка Супер B	 	▮ Чугунный/алюминиевый корпус ▮ Регулируемое/нерегулируемое ▮ Открытое сбоку ▮ С фланцем ▮ Одинарное/сдвоенное (только алюминиевое)
Стандартная шариковая втулка		▮ Закрытого/открытого типа ▮ Регулируемое/нерегулируемое ▮ Открытое сбоку ▮ С фланцем
Сегментная шариковая втулка		▮ Обычное/коррозионно-стойкое
Шариковая втулка Супер H Шариковая втулка Супер SH		▮ Закрытого/открытого типа ▮ Регулируемое/нерегулируемое ▮ Открытое сбоку
Радиальная шариковая втулка		▮ Регулируемое/нерегулируемое ▮ Открытое сбоку ▮ Радиальные компактные устройства
Моментная шариковая втулка	 	▮ С 1, 2 или 4 направляющими канавками под шарики ▮ Одинарное/сдвоенное ▮ Сталь/алюминий ▮ Корпус/гильза ▮ Гильза с фланцем

4.3 Линейные устройства

Исполнение	Применения
Закрытого типа	Для высокоточного направляющего устройства с очень простой установкой. Вариант с фиксированным диаметром рабочего отверстия.
Регулируемое	Для использования, когда требуется нулевой зазор или предварительный натяг. Требуемый радиальный зазор устанавливается при помощи регулировочного винта. Перед поставкой этих линейных устройств на них устанавливается нулевой зазор.
Открытого типа	Для длинных направляющих, когда необходимо использовать опоры для валов, и требуется высокая жесткость.
Открытого типа, регулируемое	Для использования, когда требуется нулевой зазор или предварительный натяг. Требуемый радиальный зазор устанавливается при помощи регулировочного винта. Перед поставкой этих линейных устройств на них устанавливается нулевой зазор.
Открытое сбоку	Воспринимает нагрузки со всех направлений без уменьшения грузоподъемности.
Открытое сбоку, регулируемое	Для использования, когда требуется нулевой зазор или предварительный натяг. Требуемый радиальный зазор устанавливается при помощи регулировочного винта. Перед поставкой этих линейных устройств на них устанавливается нулевой зазор.
Коррозионно-стойкое	Корпус из коррозионно- и кислотостойкой хромоникелевой стали для использования в пищевой, полупроводниковой, медицинской, фармацевтической и химической отраслях промышленности.
Фланцевого типа	Этот элемент был разработан как дополнение к ряду линейных устройств, предназначенных для использования в условиях, когда вал должен располагаться под прямым углом к монтажному основанию.
Сдвоенного типа	Линейное устройство с двумя шариковыми втулками для тяжелых нагрузок.

Высокая жесткость

Линейные устройства обеспечивают высокую жесткость независимо от направления действия нагрузки. Как и для шариковых втулок, при использовании линейных устройств также следует учитывать зависимость допустимой нагрузки от направления нагружения. Высокая точность обеспечивает надежность работы шариковых втулок и делает устройства полностью взаимозаменяемыми.

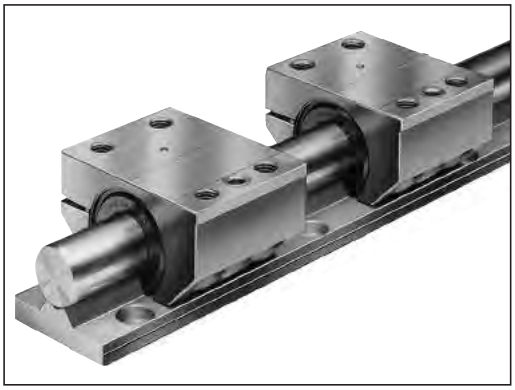
Радиальное компактное устройство

В отличие от линейных устройств в радиальных компактных устройствах корпус и шариковая втулка составляют один элемент. Принцип рециркуляции шариков остается таким же, как и в радиальных шариковых втулках.

Преимущества

Радиальные компактные устройства имеют определенные преимущества по сравнению с линейными устройствами с радиальными шариковыми втулками:

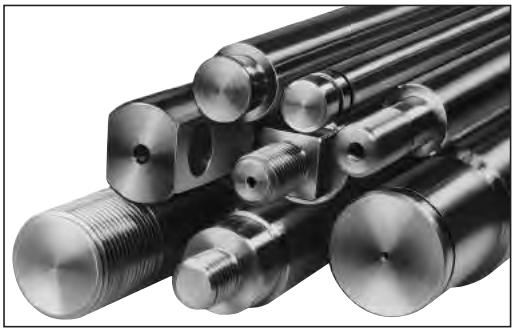
- Благодаря компактной конструкции они имеют меньшую высоту и ширину
- Меньший вес
- Повышенная точность размеров и более жесткие допуски: радиальный зазор меньше на 50%, а допуск по высоте уменьшен до 25%.
- Полное уплотнение благодаря наличию уплотнительного кольца и бокового уплотнения вдоль открытой части
- Базовая кромка для упрощения установки
- Предварительно просверленные отверстия для установочных штифтов



Направляющая для шариковых втулок с двумя радиальными компактными устройствами

4.4 Прецизионные стальные валы

Применяются сплошные и полые прецизионные стальные валы метрических диаметров с различными допусками, изготовленные из термообработанной стали, коррозионностойкой стали или из твердо-хромированной стали. Компания Rexroth поставляет прецизионные стальные валы указанной заказчиком длины со снятыми с обоих концов фасками, или же обработанные в соответствии с чертежами или спецификациями заказчика.



Прецизионные стальные валы

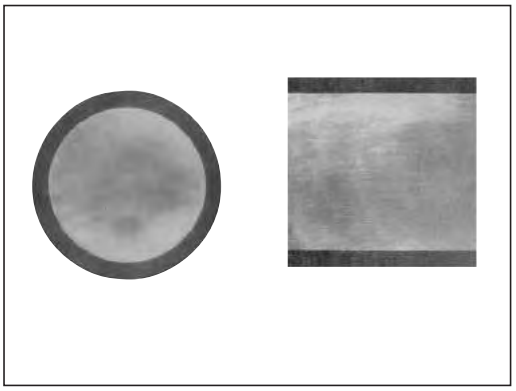
Типы	Исполнения
Сплошной вал 	▮ Термообработанная сталь ▮ Коррозионно-стойкая сталь X46Cr13 ▮ Коррозионно-стойкая сталь X90CrMoV18 ▮ Твердо-хромированный
Полый вал 	▮ Термообработанная сталь ▮ Твердо-хромированный

Классы допуска

Прецизионные стальные валы обрабатываются с классом допуска по диаметру h6 и h7.

Твердость

Валы подвергаются индукционной закалке и обработке бесцентровым шлифованием. В зависимости от диаметра вала глубина закаливания составляет от 0.4 mm до 3.2 mm. Твердость поверхностных слоев и глубинных слоев исключительно равномерная, как в осевом направлении, так и в направлении вдоль окружности. Этим объясняется прекрасная стабильность размеров и продолжительный срок службы прецизионных стальных валов. На представленных фотографиях показано поперечное сечение и продольный разрез закаленного и шлифованного прецизионного стального вала. Закаленный поверхностный слой выделен при помощи шлифования и щелочного травления.



Поперечное сечение и продольный разрез закаленного стального вала

Прогибание

При использовании стальных валов в качестве круглых направляющих для шариковых втулок необходимо обязательно учитывать степень прогибания вала (см. раздел 4.1.4.7). Оно происходит в результате воздействия нагрузок. Чтобы не допустить ухудшения функциональных возможностей узлов и сокращения срока их службы, степень прогибания должна поддерживаться в определенных пределах.

Снятие фасок

У стальных валов, предназначенных для использования в качестве круглых направляющих для шариковых втулок, с обоих концов должна быть снята фаска, что необходимо для предотвращения повреждения сепараторов или грязесъемных манжет при насаживании шариковой втулки на вал.

Применения

Кроме использования в качестве направляющих валов для шариковых втулок, прецизионные стальные валы хорошо зарекомендовали себя и во многих других видах применения, например, в качестве роликов, поршней или осей.

4.5 Линейные опоры для валов

Готовые к установке элементы

Линейные опоры для валов представляют собой готовые к установке элементы, отличающиеся высокой размерной точностью.

Жесткость

Линейные опоры для валов предназначены для использования с шариковыми втулками открытого типа. Они не допускают прогибания вала и повышают жесткость всей системы в целом.

Преимущества

Применение линейных опор для валов предлагает следующие преимущества:

- Предотвращение прогибания вала
- Улучшение рабочих характеристик направляющих для линейного перемещения
- Дополнительная степень свободы в направлении вдоль окружности по сравнению с профильными рельсовыми направляющими
- Экономия по сравнению со сложными и дорогостоящими конструкциями, изготавливаемыми заказчиком
- Для использования в условиях, где другие линейные направляющие могут оказаться восприимчивыми к деформирующим нагрузкам, вызываемым погрешностями опорных конструкций
- Все линейные опоры для валов также приемлемы для использования с коррозионно-стойкими валами.



Линейные опоры для валов

Пригодность	Типы	Характеристики	Типы	Характеристики
Для Супер- и стандартных шариковых втулок		▮ Низкий профиль ▮ Особая экономичность ▮ С фланцем ▮ Материал: алюминий		▮ Особая экономичность ▮ Для больших нагрузок ▮ Без фланца ▮ Материал: алюминий
		▮ Пригодность для алюминиевых профильных направляющих ▮ Низкий профиль ▮ Особая экономичность ▮ С фланцем ▮ Материал: алюминий		▮ С базовой кромкой ▮ Высокая точность ▮ Для больших нагрузок ▮ Без фланца ▮ Материал: сталь
		▮ Низкий профиль ▮ Высокая точность ▮ Для больших нагрузок ▮ С фланцем ▮ Материал: алюминий		▮ Для бокового монтажа ▮ Высокая точность ▮ Для больших нагрузок ▮ Материал: алюминий
		▮ Высокий профиль ▮ Высокая точность ▮ Для больших нагрузок ▮ С фланцем ▮ Материал: алюминий		
Для радиальных шариковых втулок		▮ Низкий профиль ▮ Высокая точность ▮ Для больших нагрузок ▮ С фланцем ▮ Материал: сталь		▮ Для бокового монтажа ▮ Высокая точность ▮ Для больших нагрузок ▮ Материал: сталь
Для радиальных компактных устройств		▮ С базовой кромкой ▮ С фланцем ▮ Низкий профиль ▮ Материал: сталь ▮ Высокая точность ▮ Для больших нагрузок		

4.6 Концевые опоры для валов

Для линейных устройств закрытого типа

В направляющих с линейными устройствами закрытого типа направляющие валы крепятся по концам. Для этого специально разработаны концевые опоры для прецизионных валов.

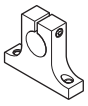
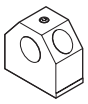
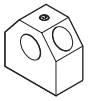
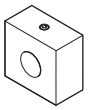


Концевая опора для вала

Жесткость

Взаимозаменяемость

Концевые опоры для валов производства Rexroth имеют значительное преимущество по стоимости в сравнении с конструкциями, изготавливаемыми заказчиком. Кроме того, они отличаются высокой жесткостью. Отдельные элементы характеризуются высокой степенью размерной точности, и поэтому они являются взаимозаменяемыми. Концевые опоры для валов отличаются простотой установки и возможностью быстрого выравнивания. Если требуется обеспечение особо высокой точности, наилучшим выбором являются концевые опоры для валов с базовой кромкой.

Типы	Исполнения/специальные особенности
	▮ Чугун с шаровидным графитом
	▮ Алюминий ▮ Прочное крепление вала благодаря сверхширокой конструкции ▮ С базовой кромкой
	▮ С фланцем ▮ Серый чугун
	▮ Алюминий ▮ Для линейных устройств с компактными шариковыми втулками ▮ Специально для малогабаритных конструкций
	▮ Коррозионно-стойкая хромоникелевая сталь ▮ Для использования в пищевой, полупроводиковой, фармацевтической и химической отраслях промышленности ▮ Специально для малогабаритных конструкций

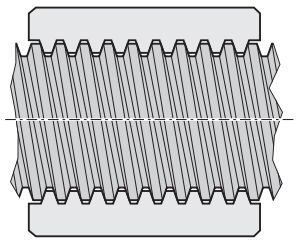
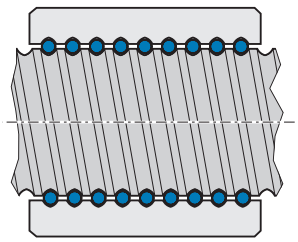
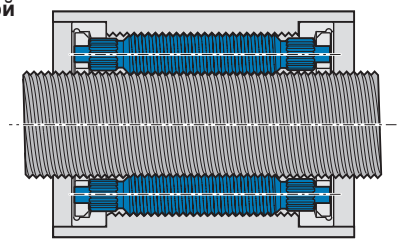
5.1 Основные положения

5.1.1 Технология системы

Общее представление о винтовой паре

В технологии линейных перемещений “двухвинтовому” или приводному перемещению придается такое же важное значение, как и точности позиционирования деталей машин. Винтовые пары (системы "винт-гайка") так же, как и зубчато-реечные передачи и линейные двигатели, играют важную роль в качестве механизмов подачи.

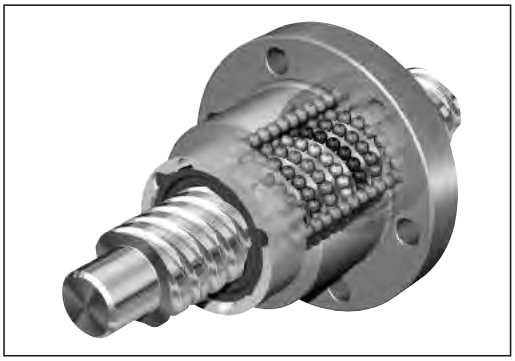
Эти устройства преобразуют вращательное движение в прямолинейное перемещение. Важнейшими представителями в этой группе систем являются винтовые пары с трапецеидальной резьбой, шариковинтовые приводы и роликовинтовые планетарные приводы.

Тип винтовой пары	Описание
Винтовая пара с трапецеидальной резьбой 	▮ Винтовая пара со скользящим контактом между винтом и гайкой
Шариковинтовой привод 	▮ Винтовая пара с контактом качения между винтом, элементами качения и гайкой ▮ Элементы качения: шарики
Роликовинтовой планетарный привод 	▮ Винтовая пара со встроенной планетарной передачей ▮ Винтовая пара с контактом качения между винтом и элементами качения и между элементами качения и гайкой ▮ Элементы качения: планетарные ролики

В технологии линейных перемещений наиболее часто применяются шариковинтовые приводы. Более подробное рассмотрение шариковинтовых приводов содержится в последующих разделах.

Стандарт DIN

Наиболее важные технические характеристики и определения для шариковинтовых приводов оговорены в стандарте DIN 69051, Части 1 – 6. Это семейство стандартов распространяется на шарковинтовые приводы для использования в металлорежущих станках, но их можно применять и для других отраслей промышленности.
Часть 1 стандарта DIN 69051 определяет шариковинтовой привод следующим образом: Узел, состоящий из шарикового винта и шариковой гайки, способный преобразовывать вращательное движение в линейное перемещение и наоборот. Элементами качения в этом узле являются шарики.



Винт и гайка шариковинтового узла

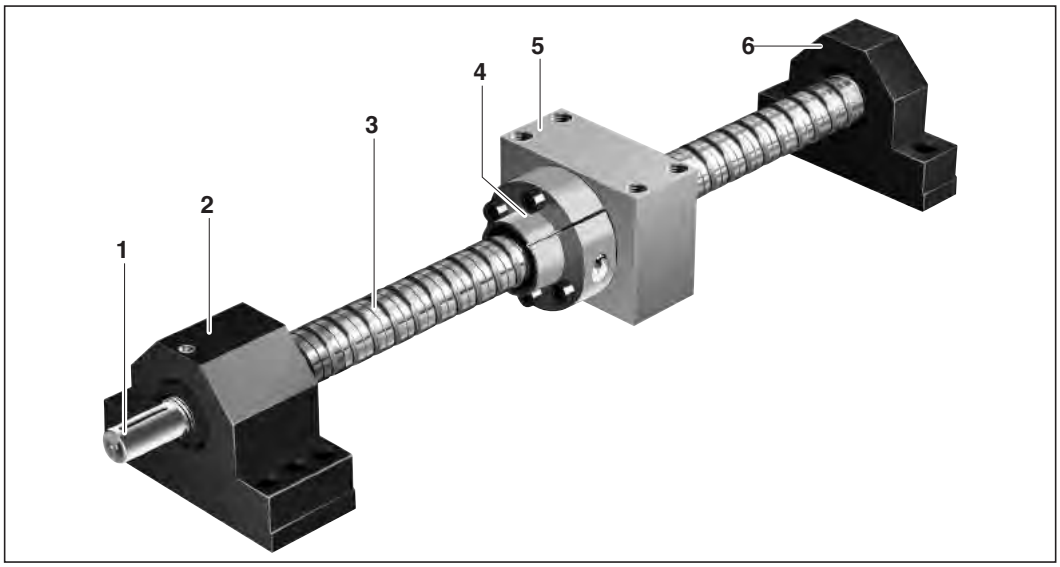
5.1 Основные положения

5.1.1 Технология системы

5.1.1.1 Конструкция шариковинтового узла

Как правило, в состав шариковинтовых узлов входят следующие элементы:
- Шариковая гайка с постоянно рециркулирующими элементами качения
- Корпус шариковинтовой передачи (необязательный)
- Шариковый винт
- Концевые подшипники

Шариковая гайка либо устанавливается непосредственно в деталь, которая должна перемещаться (стол/каретка), либо используется в корпусе шириковинтовой передачи.

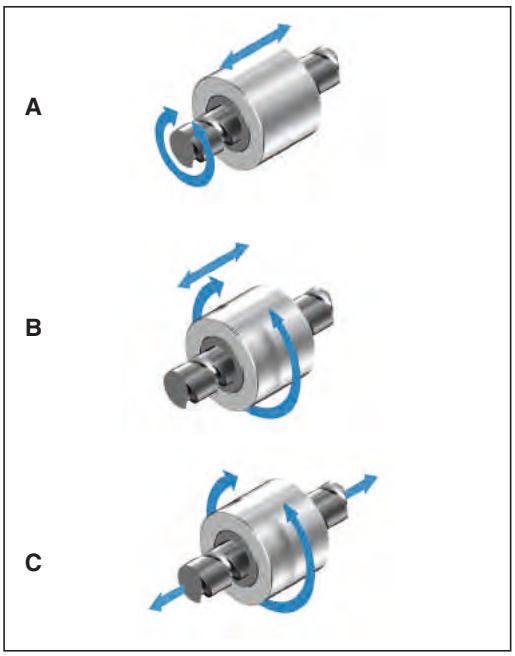


Конструкция шариковинтового узла

1 Шейка винта
2 Концевой подшипник (здесь: неподвижный подшипник)
3 Шариковый винт
4 Шариковая гайка
5 Корпус шариковинтовой передачи или элемент каретки, предоставляемый заказчиком
6 Концевой подшипник (здесь: плавающий подшипник)

Принцип работы

В большинстве случаев привод шариковинтовых узлов осуществляется от электродвигателя, который присоединяется к шейке винта (1). Позиционирование гайки или гайки и узла каретки производится посредством вращения винта (A). Имеются также шариковинтовые приводы, работающие по другому принципу, т.е. по принципу приводной гайки (см. раздел 5.3.2). В этом случае в движение приводится непосредственно гайка, а винт не вращается. В зависимости от применения будет позиционироваться либо гайка (B), либо винт (C).



Принципы работы шариковинтовых узлов

Подробное описание отдельных элементов шариковинтовых приводов приведено в следующих разделах.

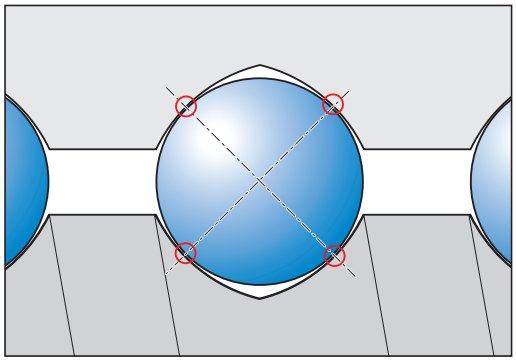
5 Шариковинтовые приводы

5.1 Основные положения

5.1.1 Технология системы

Винт

Шарики перемещаются по имеющейся на валу винтовой шариковой дорожке (обычно резьба готического профиля). В шариковых гайках также имеется резьба, благодаря чему обеспечивается взаимодействие перемещения шариков по винтовой шариковой дорожке и по дорожкам качения шариковой гайки, в результате чего вращательное движение преобразуется в линейное перемещение.

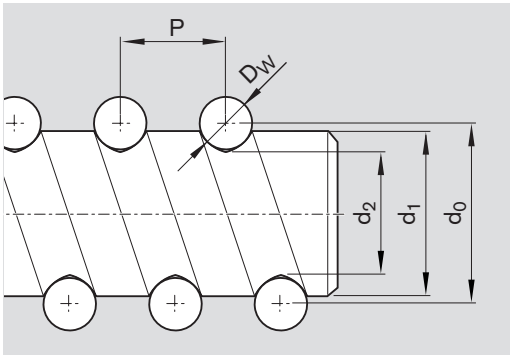


Готический профиль шариковых дорожек винта и гайки и точки касания элементов качения

Размерные величины винтов

Винты характеризуются посредством определенных геометрических параметров. Как правило, эти же параметры используются и для определения шариковинтовых узлов в сборе.

P	=	шаг (линейное перемещение/ /вращение)	(mm)
d_0	=	номинальный диаметр винта (диаметр между центрами шариков)	(mm)
d_1	=	наружный диаметр винта	(mm)
d_2	=	диаметр сердечника винта	(mm)
D_W	=	диаметр шарика	(mm)



Геометрическая форма винта

Типоразмеры винтов

Типоразмеры винтов определяются номинальным диаметром винта d_0, шагом P и диаметром шариков D_W: d_0 x P x D_W
Для шага P также указывается направление вращения винтовой резьбы (R – правая или L – левая).

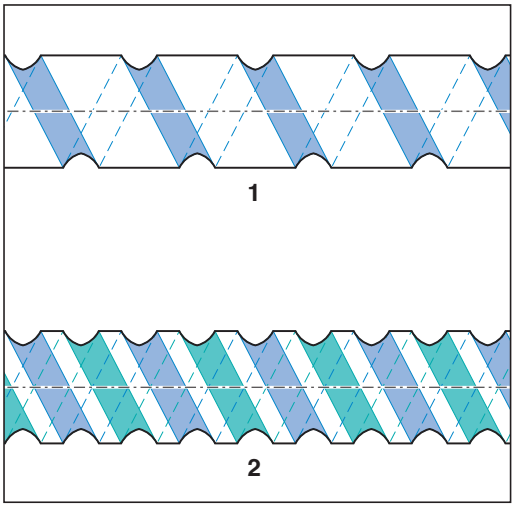
Пример: обозначение 32 x 5R x 3.5 соответствует винту с номинальным диаметром 32 mm, с шагом 5 mm, с правой резьбой и с диаметром шариков 3.5 mm.

Многозаходные винты

В зависимости от диаметра винта, шага и диаметра шариков могут изготавливаться винты, имеющие более одной шариковой дорожки. Такие винты обычно называют многозаходными винтами.

Сегодня технически возможно изготовление и использование винтов, имеющих до четырех заходов. При совместном использовании с многозаходными гайками такие узлы обеспечивают более высокую грузоподъемность, а следовательно, и более продолжительный средний срок службы.

Как правило, шариковые винты изготавливаются с правосторонней резьбой. Для специального применения (например, для закрытия или зажима) могут также использоваться винты с левой резьбой или же с правой и левой резьбой.



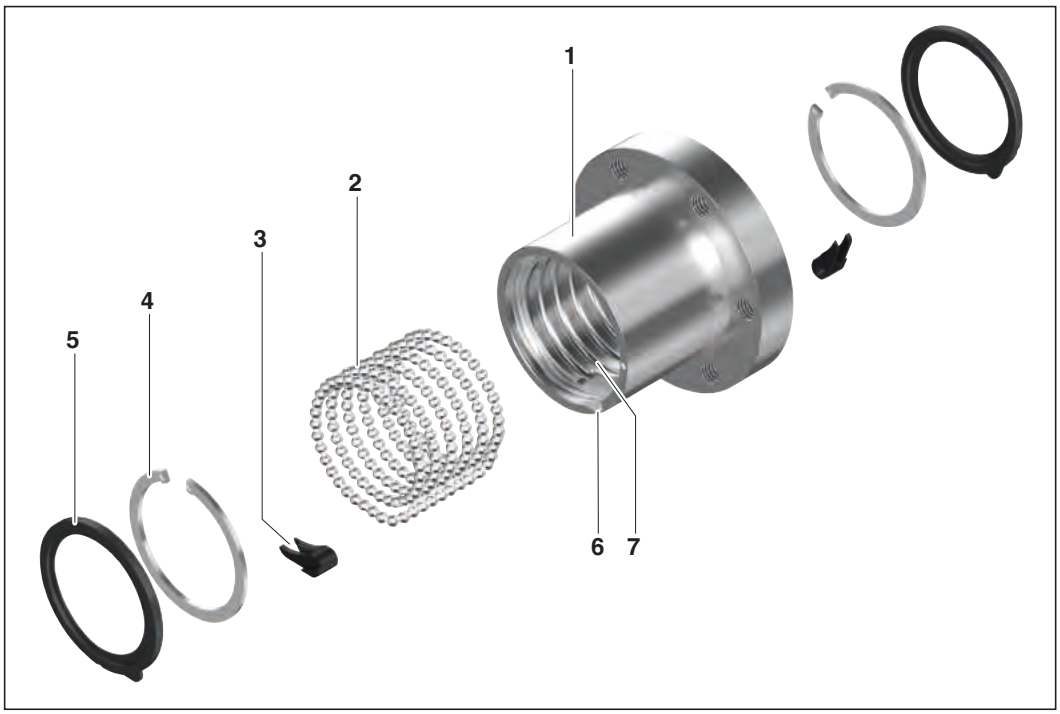
Однозаходный (1) и двухзаходный (2) винт

5.1 Основные положения

5.1.1 Технология системы

Шариковая гайка

Шариковая гайка крепится к подвижной детали машины в виде примыкающей конструкции и при помощи рециркулирующих шариков преобразует вращательное движение винта в линейное перемещение. На приведенном ниже примере показаны основные элементы шариковой гайки.

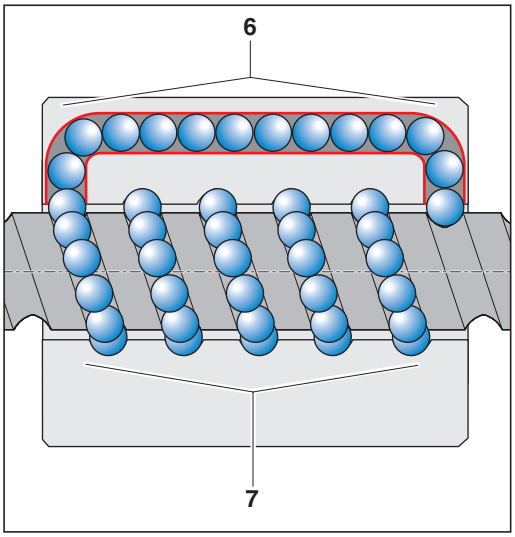


Конструкция шариковой гайки

1 Тело гайки
2 Элементы качения (шарики)
3 Рециркуляционный элемент (захват шариков)
4 Сепараторное кольцо системы рециркуляции шариков
5 Уплотнительная система
6 Зона возврата шариков
7 Зона нагружения

Система циркуляции элементов качения

Система циркуляции элементов качения шариковой гайки включает в себя зону нагружения (7) и зону возврата шариков (6). В зоне нагружения элементы качения передают возникающие осевые усилия от винта к гайке и наоборот. Во время нахождения в зоне нагружения шарики совершают несколько оборотов вокруг винта в соответствии с количеством витков шариковой дорожки в гайке. На примере показаны 5 витков шариковой дорожки. В зоне возврата шарики не нагружаются, а просто направляются обратно в зону нагружения. Рециркуляционный элемент (3) осуществляет захват шариков в конце зоны нагружения и направляет их в зону возврата, а из зоны возврата обратно в зону нагружения. В процессе технического развития были разработаны различные системы рециркуляции шариков. В последующих параграфах приводится описание наиболее важных таких систем.



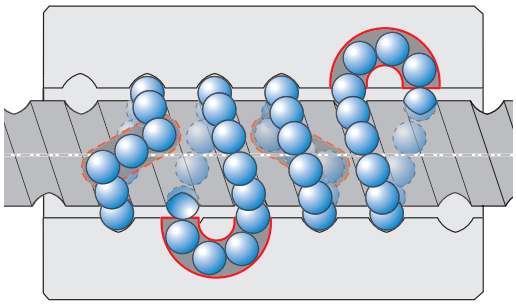
Принцип рециркуляции элементов качения

5.1 Основные положения

5.1.1 Технология системы

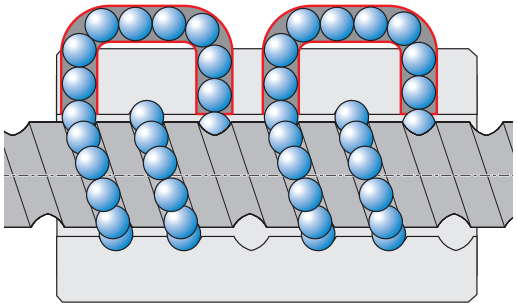
Системы рециркуляции

Одновитковая рециркуляция



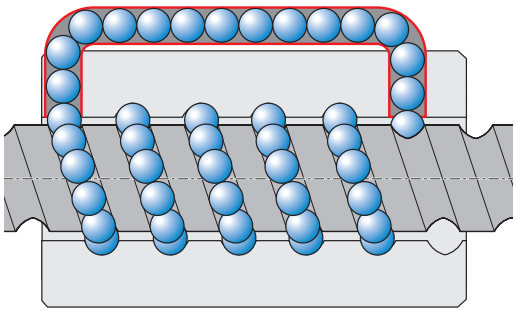
Одновитковая система рециркуляции обеспечивает рециркуляцию шариков только из одного витка шариковой дорожки. Установленный в тело гайки рециркуляционный элемент направляет шарики поверх выступающей кромки винта в соседний виток резьбы.

Многоканальная рециркуляция



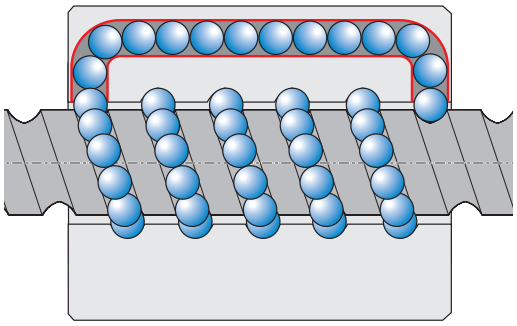
При такой системе рециркуляции возврат шариков в резьбовые канавки осуществляется по каналам, объединяющим два или три витка шариковой дорожки. В гайке с несколькими шариковыми циклами имеется несколько рециркуляционных каналов.

Полная одноканальная рециркуляция



В этой системе канальной рециркуляции возврат шариков осуществляется по одному каналу, который проходит по всей длине гайки и через все витки шариковой дорожки.

Полная комплексная рециркуляция с одним высверленным отверстием



В этой системе рециркуляции также используется только один рециркуляционный канал, охватывающий все витки шариковой дорожки. Шарики возвращаются по высверленному внутри гайки рециркуляционному отверстию. В гайке, предназначенной для использования с многозаходными винтами, может быть несколько шариковых циклов, а, следовательно, и несколько рециркуляционных отверстий.

В шариковинтовых узлах, предлагаемых сегодня на рынке, можно найти все из указанных рециркуляционных систем. Наилучшим техническим решением является полная комплексная рециркуляционная система с одним высверленным отверстием с тангенциальным захватом шариков.

Эта система имеет следующие преимущества:

- Высокая грузоподъемность благодаря использованию всей длины гайки
- Бесшумная работа благодаря устройству рециркуляционного канала в теле гайки, что делает возвратный канал высокотвердым и не вызывающим усиления шума (не является резонансным телом)
- Равномерная характеристика крутящего момента благодаря захвату шариков по касательной.

5.1 Основные положения

5.1.1 Технология системы

Тело гайки

Существуют гайки разных форм с различными типами фланцев, что позволяет встраивать шариковые гайки в окружающую конструкцию.

Формы гаек

Форма гайки		Крепление к присоединяемой конструкции и другие характеристики
Ввинчивающаяся гайка		▮ Ввинчивающиеся гайки вворачиваются непосредственно в соединительную резьбу присоединяемой конструкции.
Цилиндрическая гайка		▮ Цилиндрические гайки используются в компактных конструкциях. ▮ Передача крутящего момента осуществляется посредством шпонки, которая находится в теле гайки. ▮ Осевая фиксация цилиндрической гайки осуществляется посредством круглой гайки.
Фланцевая гайка		▮ Фланец необходим для крепления гайки при помощи болтов к присоединяемой конструкции. ▮ Расположение фланца (на конце или в середине) зависит от серии гаек.

Фланцевые гайки

Различные формы фланцев позволяют устанавливать фланцевые гайки даже в местах с ограниченным пространством. Количество отверстий во фланце выбирается в зависимости от номинальной нагрузки и/или от предполагаемой нагрузки, которая может воздействовать на соответствующую шариковую гайку.

Полный фланец	Фланец с одним плоским срезом	Фланец с двумя плоскими срезами
		
“Скоростная” серия с полностью круглым фланцем	“Стандартная” серия с плоским срезом с одной стороны фланца	“Миниатюрная” серия с фланцем, имеющим плоские срезы с обеих сторон

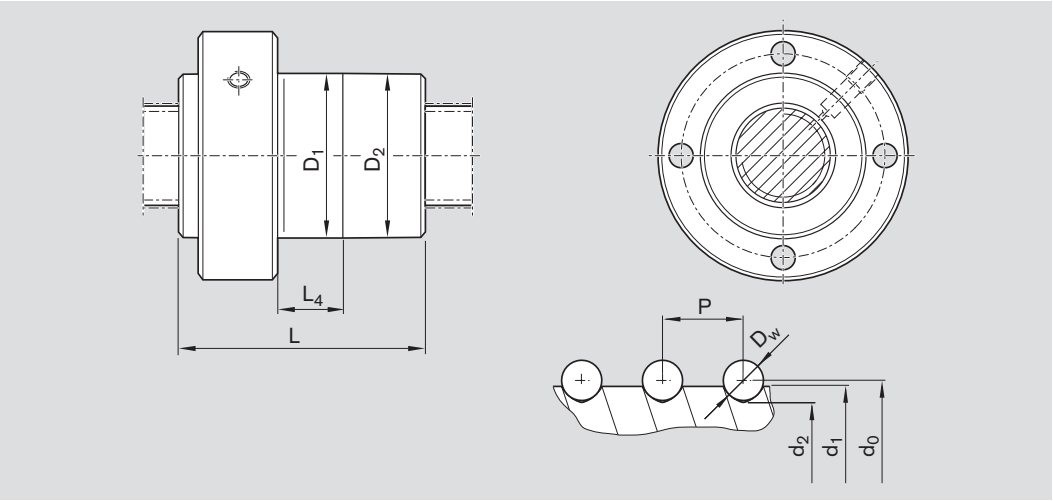
5.1 Основные положения

5.1.1 Технология системы

Размерные величины гаек

Размерные величины гаек определяются с использованием тех же геометрических параметров, что и для винтов.

Также указывается количество витков шариковой дорожки вокруг винта.



Геометрическая форма шариковой гайки

P	=	шаг (R = правая, L = левая)	(mm)
d_0	=	номинальный диаметр винта	(mm)
d_1	=	наружный диаметр винта	(mm)
d_2	=	диаметр сердечника винта	(mm)
D_W	=	диаметр шарика	(mm)
a	=	число нагружаемых витков на резьбу	(–)
b	=	число нагружаемых резьб на винте	(–)
i	=	число витков шариковой дорожки для однозаходных винтов (i = a x b для многозаходных винтов)	(–)
D_1	=	центрирующий диаметр тела шариковой гайки	(mm)
D_2	=	наружный диаметр тела шариковой гайки ($D_2 < D_1$)	(mm)
L	=	длина шариковой гайки	(mm)
L_4	=	длина зоны центрирования	(mm)

Типоразмеры гаек

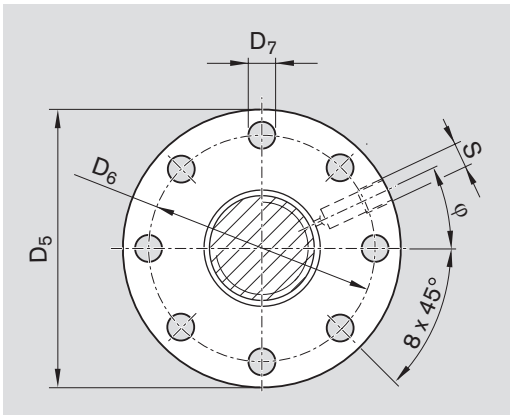
Для обозначения типоразмера гайки указывается номинальный диаметр винта d_0, шаг P, направление резьбы, диаметр шарика D_W и число витков шариковой дорожки:
d_0 x P x D_W – i

Пример: обозначение 32 x 5R x 3.5 – 4 соответствует гайке, имеющей номинальный диаметр 32 mm, шаг 5 mm, с правой резьбой, с диаметром шарика 3.5 mm и с 4 витками шариковой дорожки для одной резьбы.

Соединительные размеры для фланцевых гаек

Rexroth предлагает свои фланцевые гайки, соединительные размеры которых соответствуют требованиям, изложенным в стандарте DIN 69051, Часть 5, или техническим требованиям компании Rexroth, касающимся крепления гаек к присоединяемым конструкциям.

D_5	=	диаметр фланца	(mm)
D_6	=	центровой диаметр сквозных отверстий для болтов	(mm)
D_7	=	диаметр сквозных отверстий для болтов	(mm)
S	=	резьба смазочного отверстия	(–)
φ	=	угол смазочного отверстия	(°)



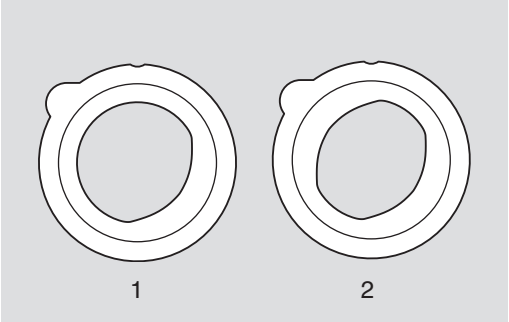
Пример расположения монтажных отверстий фланцевой шариковой гайки

5.1 Основные положения

5.1.1 Технология системы

Уплотнительная система

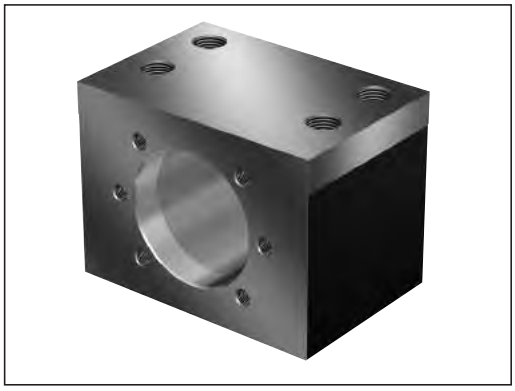
С учетом различного применения шариковинтовые приводы изготавливаются с разными типами уплотнений. Для применения, связанного с транспортировкой или перемещением, при использовании очищаемых или закрытых осей, а также при необходимости применения очень низкого крутящего момента используются уплотнения с низким коэффициентом трения. При нормальных условиях эксплуатации установок и оборудования применяются стандартные уплотнения. При условиях эксплуатации с очень сильной степенью загрязнения, например, в деревообрабатывающей промышленности, используются армированные уплотнения.



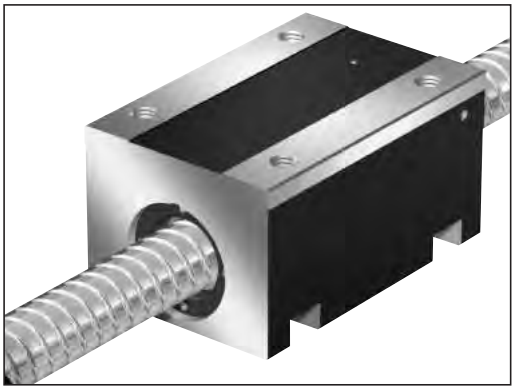
Уплотнения для однозаходных (1) и двухзаходных (2) винтов

Корпуса для гаек

Rexroth предлагает корпуса для гаек, обеспечивающие простой и недорогой способ крепления гаек к присоединяемым конструкциям. Корпуса для гаек являются прецизионными элементами, которые можно устанавливать с минимальным усилием. Они исключают необходимость изготовления заказчиком монтажных кронштейнов или дорогостоящей обработки чугунных деталей.



Корпус для фланцевой гайки



Корпус для цилиндрической гайки

Концевые подшипники

Обычно для закрепления концов винта выбирается комбинация из плавающего и неподвижного подшипников. Как правило, неподвижный подшипник ставится со стороны привода. Rexroth предлагает подобранные блоки из подшипников-опор, которые исключают необходимость изготовления заказчиком дорогих конструкций и поиска подходящих подшипников (см. также раздел 5.1.4.2). Сейчас в качестве неподвижных опор обычно используют радиально-упорные шарикоподшипники с предварительным натягом. В качестве плавающих опор в большинстве случаев достаточно использовать радиальные шарикоподшипники.

Концевые крепления			
Подшипники		**Опорные блоки**	
Неподвижный подшипник	**Плавающий подшипник**	**Неподвижный опорный блок**	**Плавающий опорный блок**
			

5.1 Основные положения

5.1.1 Технология системы

5.1.1.2 Грузоподъемность

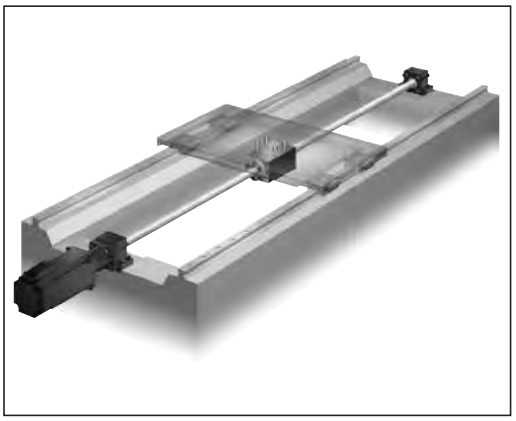
Способность к нагружению

В отличие от линейных направляющих качения шариковинтовые приводы способны воспринимать только осевые нагрузки. Они не могут подвергаться воздействию радиальных сил или скручивающих нагрузок. Такие нагрузки должны принимать на себя линейные направляющие качения.

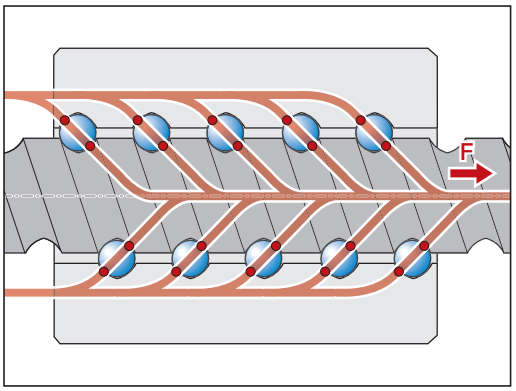
Грузоподъемность

Грузоподъемность шариковинтовой пары в осевом направлении определяется статической грузоподъемностью C_0 и динамической грузоподъемностью C шариковой гайки (точное определение см. ниже). Значения грузоподъемности являются наиболее важными параметрами, определяющими рабочие характеристики системы. Подробное описание значений грузоподъемности C и C_0 можно найти в каталогах на изделия. Значения динамической грузоподъемности подтверждаются результатами проведенных Rexroth испытаний на усталостную прочность. Методика расчета грузоподъемности определена стандартом DIN 69051, Часть 4.

Условия эксплуатации винта (вероятность продольного изгиба) и концевых подшипников могут ограничивать допустимые нагрузки или оказывать влияние на выбор изделия. Пояснения в отношении продольного изгиба и концевых опор приведены в разделе 5.1.3.



Пример системы с шариковинтовым приводом и двумя рельсовыми направляющими



Направление передачи сил в шариковинтовом узле

Определение динамической грузоподъемности C

Осевое усилие постоянной величины и направления, при котором шариковинтовая пара теоретически может достичь номинального эксплуатационного ресурса в один миллион оборотов.

Определение статической грузоподъемности C_0

Статическая нагрузка в направлении нагружения, при которой в центре наиболее сильно нагруженной точки соприкосновения шарика/дорожки качения наблюдается остаточная всесторонняя деформация, размер которой составляет примерно 0.0001 диаметра шарика.

5.1 Основные положения

5.1.1 Технология системы

5.1.1.3 Предварительный натяг

Нулевой зазор

Жесткость

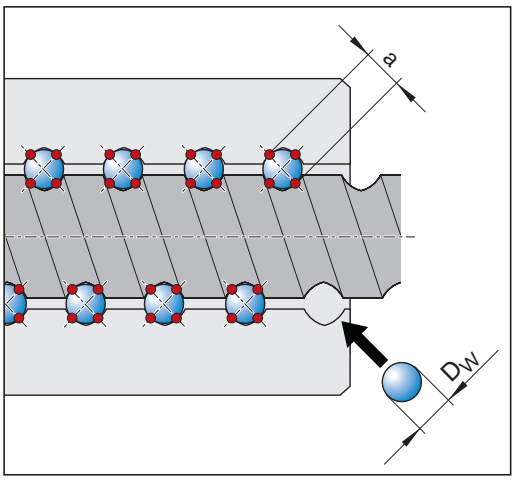
Преимущества шариковинтовых приводов по сравнению с винтовыми парами с трапецеидальной резьбой состоят в том, что кроме значительно меньшего трения, для гайки может еще устанавливаться предварительный натяг. Это позволяет добиться нулевого зазора, что повышает жесткость гайки. В зависимости от типа гайки компания Rexroth предлагает гайки с зазором или с предварительным натягом. Предварительный натяг можно регулировать в соответствии с конкретным применением.

В зависимости от способа установки предварительного натяга система будет иметь либо двухточечное, либо четырехточечное соприкосновение. Ниже указаны различные способы регулировки предварительного натяга:

- Выбор размера шариков
- Одинарная гайка с регулируемым предварительным натягом
- Двойная гайка
- Смещенная одинарная гайка

Предварительный натяг посредством выбора размера шариков

Как и в профильных рельсовых направляющих, предварительный натяг для этого типа гаек может задаваться вставкой шариков определенного завышенного диаметра d_{OS}. Когда гайка устанавливается на винт, шарики уже слегка упруго деформированы без применения какой-либо внешней нагрузки. В результате между шариками и дорожками качения возникает четырехточечный контакт. Преимуществами предварительного натяга такого типа являются низкая стоимость и небольшая габаритная длина гайки.



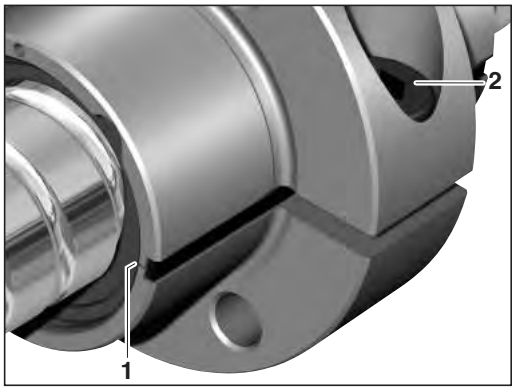
Создание предварительного натяга путем вставки шариков завышенного размера

$$D_W = a + d_{OS}$$

D_W	=	диаметр шарика	(mm)
a	=	расстояние между точками касания винта и гайки	(mm)
d_{OS}	=	завышение размера	(mm)

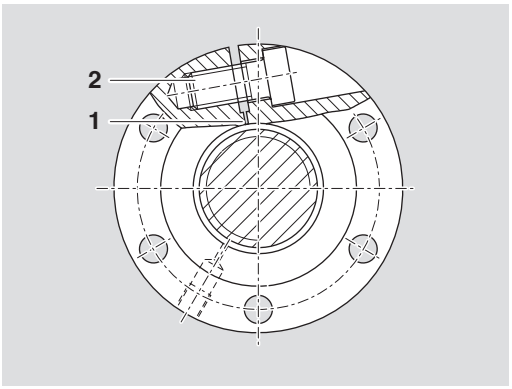
Одинарная гайка с регулируемым предварительным натягом

В этом типе гаек регулировка предварительного натяга осуществляется за счет эффективного диаметра дорожки качения гайки. В теле гайки предусмотрен узкий паз, ширина которого (a, следовательно, и предварительный натяг) регулируется посредством регулировочного винта. Шарики подвергаются воздействию незначительной внешней нагрузки, что обеспечивает четырехточечное соприкосновение. Преимуществом такого устройства является возможность плавного регулирования предварительного натяга.



Паз и регулировочный винт в одинарной гайке с регулируемым предварительным натягом

1 Паз **2** Регулировочный винт



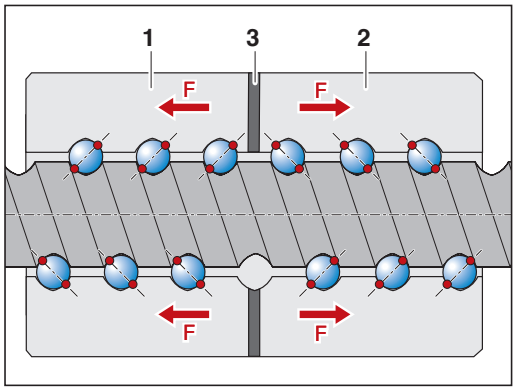
Регулировка предварительного натяга при помощи тангенциального регулировочного винта

5.1 Основные положения

5.1.1 Технология системы

Двойная гайка

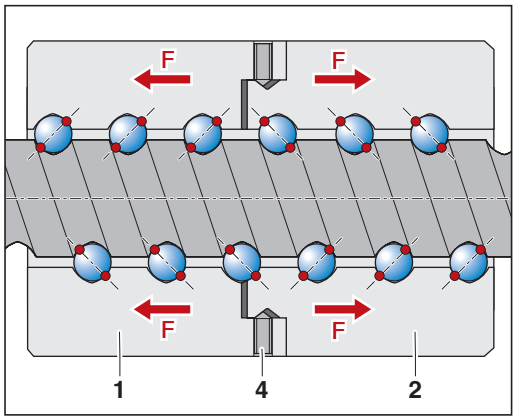
При таком способе создания предварительного натяга две одинарные гайки натягиваются друг относительно друга до определенного уровня и надежно фиксируются. В результате получается 2-точечный контакт в сочетании с О-образным расположением. Действующая сила передается одной из двух полугаек в зависимости от направления приложенной нагрузки. В стандартной серии уровень предварительного натяга регулируется толщиной сепаратора (3). Обе одинарные гайки в двойной гайке обычно имеют зазор. Преимуществом такого устройства являются очень хорошие показатели момента трения. Однако для пригонки гаек и сепаратора, а также надежной фиксации сборки требуются значительные усилия, что делает этот процесс дорогостоящим. Недостатком также является очень большая габаритная длина по сравнению с одинарной гайкой.



Двойная гайка с сепаратором

Двойная гайка для станков

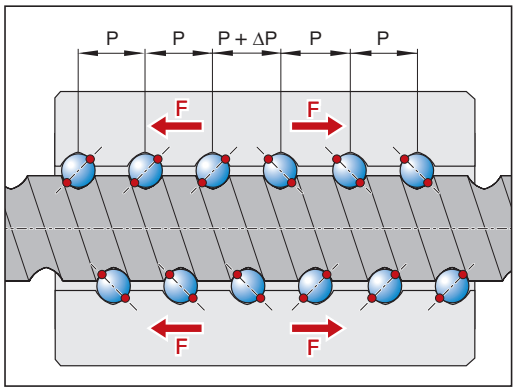
Кроме различных видов сепараторов компания Rexroth также предлагает серию гаек повышенной грузоподъемности для станков и тяжелых режимов работы. Предварительный натяг в двойных гайках создается вращением полугаек друг относительно друга. Затем полугайки фиксируются зажимными винтами.
Предварительный натяг в одинарных гайках для станков создается путем подбора шариков или благодаря смещению (см. ниже).



Двойная гайка из серии для станков

Смещенная одинарная гайка

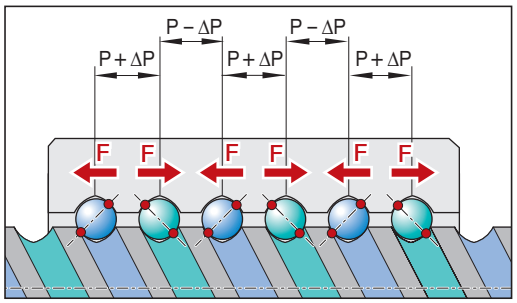
При смещении принцип работы двойной гайки применяется к одинарной гайке. Резьба в середине гайки делается с определенным смещением шага ΔP. Благодаря этому происходит натяжение витков шариковой дорожки до и после смещения шага друг относительно друга. Как и в случае с двойной гайкой, создается двухточечный контакт в сочетании с О-образным расположением. Величина смещения (размер ΔP) выбирается в зависимости от нужного уровня предварительного натяга. Это называется смещением в пределах витка шариковой дорожки. Гайки такого типа дешевле в производстве, чем двойные гайки. Однако остается недостаток, связанный с большой длиной гайки. В системах с многозаходными винтами возможно смещение между резьбами. В принципе, этого можно добиться, объединив в теле одинарной гайки две полугайки двойной гайки.



Смещение в пределах шариковой дорожки

Смещение в пределах шариковой дорожки

Смещение между резьбами



Смещение между резьбами

1 Гайка A
2 Гайка B
3 Сепаратор
4 Зажимной винт
F Сила предвар. натяга
P Шаг

5.1 Основные положения

5.1.1 Технология системы

5.1.1.4 Жесткость

Определение жесткости

Под жесткостью понимается стойкость к воздействию упругой деформации. Жесткость R означает усилие, требующееся для создания определенной деформации в направлении нагружения.

$$R = \frac{\Delta F}{\Delta l} \qquad (5\text{-}1)$$

R	=	жесткость	(N/µm)
ΔF	=	изменение силы	(N)
Δl	=	упругая деформация	(µm)

Жесткость шариковинтовой пары

Жесткость шариковинтовой пары зависит не только от жесткости шариковой гайки, но также и от всех соприкасающихся элементов, таких как подшипники, внутренние отверстия в корпусах, корпуса гаек и т.п.

Определение полной осевой жесткости R_{tot}

Полная осевая жесткость R_{tot} объединяет в себе составляющие жесткости подшипника R_{aL}, винта R_S и гайки R_{nu}.

$$\frac{1}{R_{tot}} = \frac{1}{R_{aL}} + \frac{1}{R_S} + \frac{1}{R_{nu}} \qquad (5\text{-}2)$$

R_{tot}	=	полная осевая жесткость	(N/µm)
R_{aL}	=	жесткость подшипника	(N/µm)
R_S	=	жесткость винта	(N/µm)
R_{nu}	=	жесткость узла гайки	(N/µm)

Следовательно, элемент, имеющий наименьшую жесткость, является определяющим фактором для полной осевой жесткости R_{tot} всей шариковинтовой пары. Во многих случаях жесткость винта R_S оказывается значительно ниже жесткости узла гайки R_{nu}.

Например, в шариковинтовой передаче типоразмера 40 x 10 ($d_0 \cdot P$) жесткость узла гайки R_{nu} будет в два или три раза выше жесткости винта R_S длиной 500 mm.

Жесткость подшипника R_{aL}

Жесткость подшипника соответствует значению, указанному производителем подшипника. Подробные данные о жесткости подшипников компании Rexroth представлены в каталогах на шариковинтовые пары.

Жесткость узла гайки R_{nu}

Значение жесткости в области узла гайки с предварительным натягом рассчитывается в соответствии со стандартом DIN 69051, Часть 5. Подробные сведения о жесткости гаек также указаны в каталогах на изделия.

Жесткость винта R_S

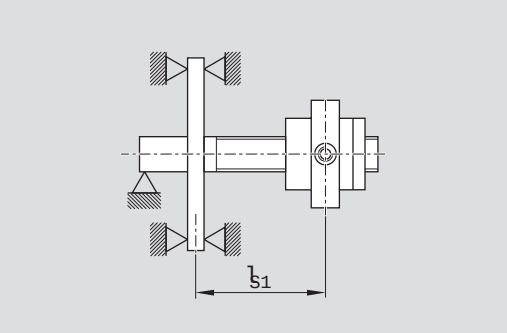
Жесткость винта зависит от площади поперечного сечения винта, длины винта, расположения гайки на винте и от типа использующегося подшипника. Жесткость винта рассчитывается в соответствии со стандартом DIN 69051, Часть 6. Методика расчета жесткости винта для разных установок продемонстрирована на приведенных далее двух примерах.

В каталогах на изделия имеются соответствующие таблицы, которые можно использовать для сравнения жесткости винтов и гаек на стадии предварительного выбора. Данные о жесткости винтов указаны для винтов длиной 1 метр.

5.1 Основные положения

5.1.1 Технология системы

Пример 1: Крепление шарикового винта с одного конца



Полная формула для расчета жесткости винта R_{S1}:

(5-3)

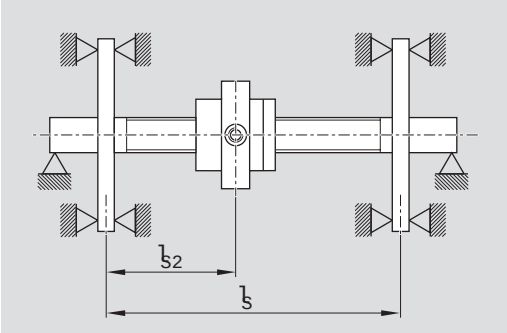
$$R_{S1} = \frac{\pi \cdot (d_0 - D_W \cdot \cos\alpha)^2 \cdot E}{4 \cdot l_{S1} \cdot 10^3} \quad \left(\frac{N}{\mu m}\right)$$

Подставив значения для материала (E = 210 000 N/mm^2) и для геометрической формы шариковой дорожки (α = 45°), а также объединив безразмерные величины, мы получаем следующую упрощенную формулу:

(5-4)

$$R_{S1} = 165 \cdot \frac{(d_0 - 0{,}71 \cdot D_W)^2}{l_{S1}} \quad \left(\frac{N}{\mu m}\right)$$

Пример 2: Крепление шарикового винта с обоих концов



Полная формула для расчета жесткости винта R_{S2}:

(5-5)

$$R_{S2} = \frac{\pi \cdot (d_0 - D_W \cdot \cos\alpha)^2 \cdot E}{4 \cdot l_{S2} \cdot 10^3} \cdot \frac{l_S}{l_S - l_{S2}} \quad \left(\frac{N}{\mu m}\right)$$

Упрощенная формула для расчета жесткости винта R_{S2}:

(5-6)

$$R_{S2} = 165 \cdot \frac{(d_0 - 0{,}71 \cdot D_W)^2}{l_{S2}} \cdot \frac{l_S}{l_S - l_{S2}} \quad \left(\frac{N}{\mu m}\right)$$

Наименьшая жесткость винта R_{S2min} наблюдается в середине винта ($l_{S2} = l_S/2$). Она составляет:

(5-7)

$$R_{S2min} = 660 \cdot \frac{(d_0 - 0{,}71 \cdot D_W)^2}{l_S} \quad \left(\frac{N}{\mu m}\right)$$

R_{S1}	=	жесткость винта, закрепленного с одного конца	(N/μm)
R_{S2}	=	жесткость винта, закрепленного с обоих концов	(N/μm)
E	=	модуль упругости	(N/mm^2)
d_0	=	номинальный диаметр	(mm)
D_W	=	диаметр шарика	(mm)
l_{S1}	=	расстояние подшипник – гайка	(mm)
l_{S2}	=	расстояние подшипник – гайка	(mm)
l_S	=	расстояние подшипник – подшипник	(mm)
α	=	угол контакта между шариком и дорожкой качения	(°)

5.1 Основные положения

5.1.1 Технология системы

5.1.1.5 Точность

Стандарт

Стандарт DIN 69051, Часть 3 (ISO 3408-3) определяет критерии приемки и испытания на соответствие техническим условиям для шариковинтовых узлов. Установлены различные классы точности с разграничением между позиционными устройствами и транспортными устройствами.

Описание наиболее важных условий, допусков и проверок содержится в следующих параграфах:

- Отклонения и колебания перемещения
- Биения и отклонения позиционирования
- Колебания тормозного момента

Отклонения и колебания при перемещении

Даже с применением самых современных производственных технологий невозможно изготовить шариковинтовую пару, не имеющую никаких отклонений. Величина отклонения при перемещении определяется рядом классов точности. Оценка производится в три этапа, которые указаны ниже, с использованием приведенной на следующей странице диаграммы.

Коррекция перемещения

При необходимости, перед началом процедуры оценки, для отклонения перемещения устанавливается заданное значение. Это заданное отклонение при перемещении, известное как коррекция перемещения c, и является требуемым отклонением от номинального шага в пределах эффективного перемещения. Оно определяется пользователем и зависит от условий эксплуатации и особенностей применения. Стандартное значение для коррекции перемещения равно нулю.

Оценка для всей эффективной длины

Отклонение перемещения определяется прежде всего для всей эффективной длины. Фактическое отклонение перемещения регистрируется для эффективного перемещения l_u. Так как фактическое отклонение перемещения оценить сложно, определяется среднее фактическое отклонение перемещения, как геометрическое среднее для зарегистрированных измерений на эффективной длине перемещения. Разность между величиной коррекции перемещения и средним фактическим отклонением перемещения в конце эффективного перемещения составляет величину допуска для среднего фактического отклонения перемещения e_p, которая показывает среднюю точность винта на эффективной длине перемещения l_u. Однако, винт мог демонстрировать широкое разнообразие системных ошибок, которые фактически сбалансировали друг друга на эффективной длине перемещения. Допуск для среднего фактического отклонения перемещения e_p мог бы в таком случае показывать высокий уровень точности, даже несмотря на то, что винт демонстрировал значительные погрешности. Поэтому необходимо также проанализировать ширину диапазона отклонения перемещения от величины среднего фактического отклонения перемещения. Для этого относительно линии, выражающей среднее фактическое отклонение перемещения, прочерчивают две параллельные линии, образующие “конверт”, заключающий в себе кривую фактического отклонения перемещения. Расстояние между этими параллельными линиями называют допустимым отклонением перемещения в пределах эффективного перемещения, и оно обозначается символом v_{up}. Это и есть ширина диапазона отклонений при перемещении.

Значение e_p проверяется и для позиционных, и для транспортных шариковинтовых пар. Для позиционных шариковинтовых пар проверяется еще и значение v_{up}. Значения этих величин можно найти в каталогах на изделия.

l_u		e_p (µm) Класс допуска					v_{up} (µm) Класс допуска		
>	≤	1	3	5	7	9	1	3	5
400	**500**	8	15	27	63	200	7	13	26
500	**630**	9	16	30	70	220	7	14	29

Пример из каталога на ШВП: значения e_p и v_{up} согласно эффективному перемещению и классу допуска.

Оценка для базовой длины

Второй этап оценки осуществляется для базовой длины 300 mm. В этом случае в любой точке винта в пределах отрезка 300 mm не может быть превышено значение v_{300p} для заданного класса допуска. Допуск для колебаний перемещения в пределах длины перемещения 300 mm проверяется и для позиционных, и для транспортных шариковинтовых пар.

	Класс допуска				
	1	3	5	7	9
v_{300p} (µm)	6	12	23	52	130

Пример из каталога на ШВП: значения v_{300P} согласно классу допуска

5.1 Основные положения

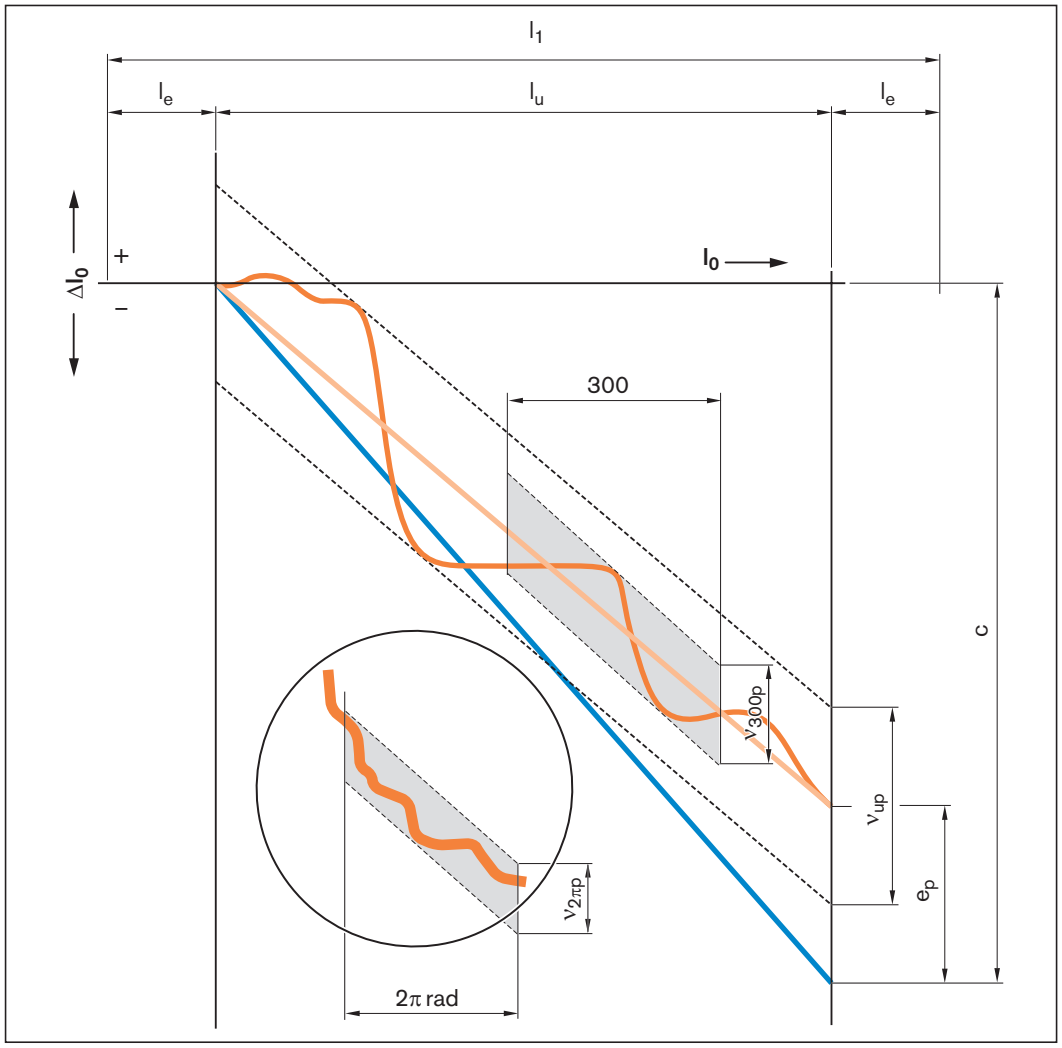
5.1.1 Технология системы

Оценка отклонения за один оборот

Третий этап заключается в оценке отклонения перемещения за один оборот. Эта величина называется допустимым отклонением перемещения за один оборот (2 π rad) и обозначается символом $\nu_{2\pi p}$.
Эта проверка выполняется только для позиционных шариковинтовых пар (прецизионных шариковых винтов).

	Класс допуска				
	1	3	5	7	9
$\nu_{2\pi p}$ (µm)	4	6	8	10	10

Пример из каталога на ШВП: значения $\nu_{2\pi p}$ согласно классу допуска



Примерная диаграмма для оценки отклонений и колебаний при перемещении в шариковинтовых узлах

- Коррекция перемещения (заданное отклонение перемещения)
- Фактическое отклонение перемещения
- Среднее фактическое отклонение перемещения
- -- Допустимое отклонение перемещения (“конверт” допуска)

l_0 = номинальное перемещение
l_1 = длина резьбы
Δl_0 = отклонение перемещения
l_e = перебег (неэффективная длина перемещения)
l_u = эффективная длина перемещения

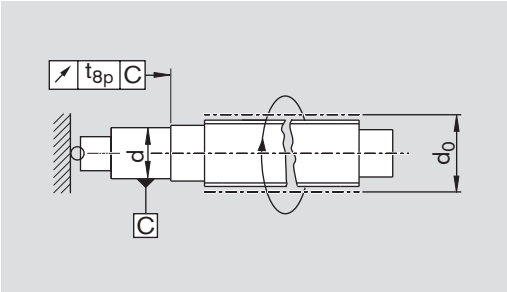
c = коррекция перемещения для эффективной длины перемещения (стандарт: c = 0)
e_p = допуск для среднего фактического отклонения перемещения
ν_{up} = допустимое отклонение перемещения в пределах эффективной длины перемещения l_u
ν_{300p} = допустимое отклонение перемещения в пределах длины перемещения 300 mm
$\nu_{2\pi p}$ = допустимое отклонение перемещения в пределах одного оборота (2 π rad)

5.1 Основные положения

5.1.1 Технология системы

Биения и отклонения позиционирования (геометрическая точность)

Для винтов, концов винтов и для шариковинтовых узлов в сборе стандартом DIN 69051, Часть 3 (ISO 3408-3) установлены различные допустимые значения биений (радиального и осевого), а также отклонений позиционирования. Как и в случае с отклонениями при перемещении, для биений и отклонений позиционирования также определены различные классы допуска.



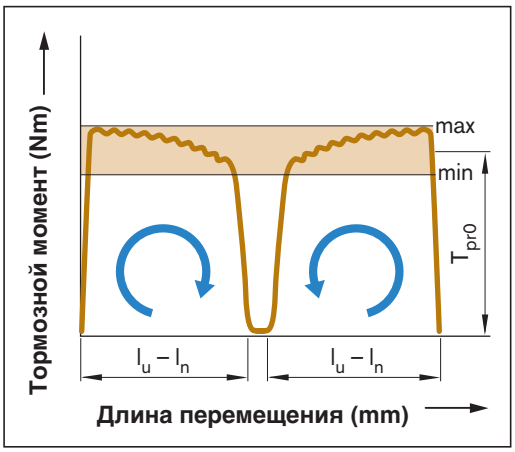
Пример: Осевое биение t_{8p} заплечика подшипниковой цапфы шарикового винта относительно диаметра подшипника

Номинальный диаметр d_0 (mm)		Осевое биение t_{8p} (µm) для класса допуска		
>	≤	1	3	5, 7, 9
6	63	3	4	5
63	125	4	5	6
125	200	–	6	8

Пример из каталога на ШВП: значения t_{8p} согласно классу допуска

Колебания тормозного момента

В качестве дополнительного критерия для оценки шариковинтового привода стандартом DIN 69051, Часть 3 устанавливается динамический тормозной момент. В идеале он должен оставаться постоянным в течение всего перемещения в обоих направлениях.



Характеристическое представление динамического тормозного момента

T_{pr0} = динамический тормозной момент без уплотнений (Nm)
$l_u - l_n$ = эффективная длина перемещения минус длина шариковой гайки (mm)

При необходимости у компании Rexroth можно запросить отчеты об измерениях отклонений при перемещении, биений и отклонений позиционирования, а также колебаний тормозного момента.

5.1.1.6 Динамический тормозной момент

Общий динамический тормозной момент T_0 получается в результате сложения динамического тормозного момента узла гайки без уплотнений T_{pr0} и динамического тормозного момента двух уплотнений T_{RD}. Эти значения динамического тормозного момента указаны в таблицах в каталогах на изделия.

(5-8) $$T_0 = T_{pr0} + T_{RD}$$

T_0 = общий динамический тормозной момент (Nm)
T_{pr0} = динамический тормозной момент без уплотнений (Nm)
T_{RD} = динамический тормозной момент двух уплотнений (Nm)

5.1 Основные положения

5.1.1 Технология системы

5.1.1.7 Характеристическая скорость и максимальная линейная скорость

Шариковинтовые пары компании Rexroth могут работать с очень высокими скоростями благодаря своей системе внутренней рециркуляции шариков. В зависимости от типа гайки возможны характеристические скорости до 150 000 mm/min.
На основании характеристической скорости и шага винта P можно рассчитать теоретически возможную максимальную линейную скорость v_{max}. Значения v_{max} можно найти в каталогах на изделия.

На практике фактически достигаемые значения линейной скорости будут в значительной степени зависеть от предварительного натяга и от рабочего цикла. Обычно они ограничиваются критической частотой вращения винта, см. раздел 5.1.3.3.

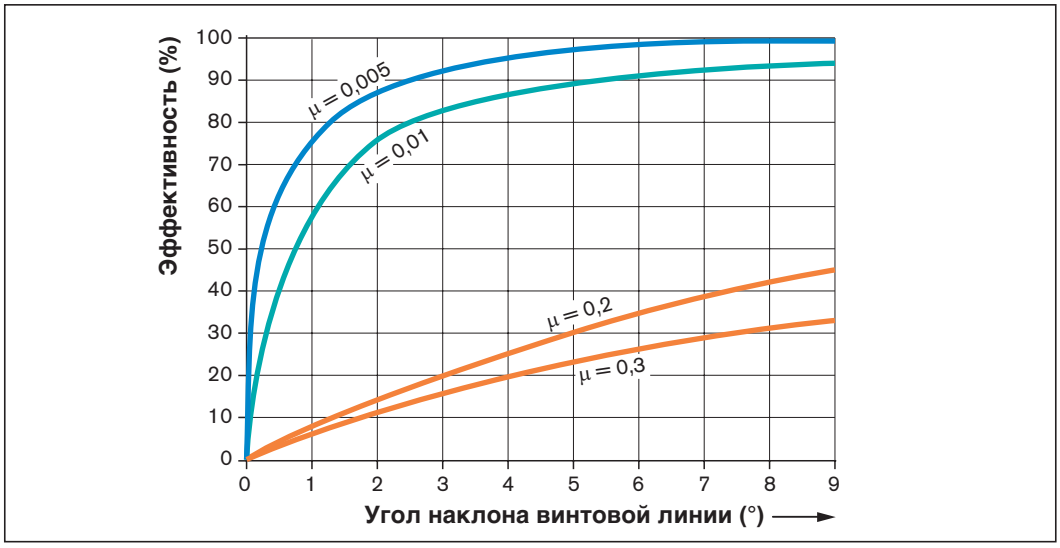
$$d_0 \cdot n \leq 150000 \text{ mm/min}$$

$$(5\text{-}9) \quad v_{max} = \frac{(d_0 \cdot n) \cdot P}{d_0} = \frac{150000 \frac{mm}{min} \cdot P}{d_0}$$

$d_0 \cdot n$ = характеристическая скорость (mm/min)
d_0 = номинальный диаметр винта (mm)
n = частота вращения (min^{-1})
v_{max} = теоретически возможная максимальная линейная скорость (mm/min)
P = шаг (mm)

5.1.1.8 Механическая эффективность

Благодаря использованию элементов качения в значительной степени исключается трение скольжения (за исключением, например, контактных уплотнений). Поэтому шариковинтовые узлы имеют очень высокий уровень механической отдачи. Благодаря этому, они могут найти широкое применение и очень эффективно использоваться в качестве мощных деталей машин.



Для сравнения: Эффективность шариковинтовых пар по сравнению с трапецеидальными винтами

— Шариковинтовой узел с двухточечным контактом
— Шариковинтовой узел с четырехточечным контактом
— Передача с трапецеидальным винтом
μ = коэффициент трения

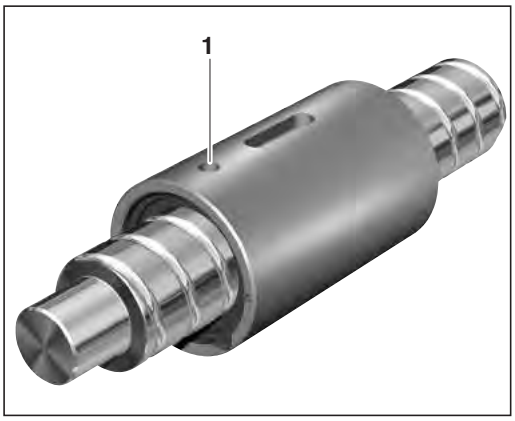
5.1 Основные положения

5.1.1 Технология системы

5.1.1.9 Смазка

Смазочное отверстие

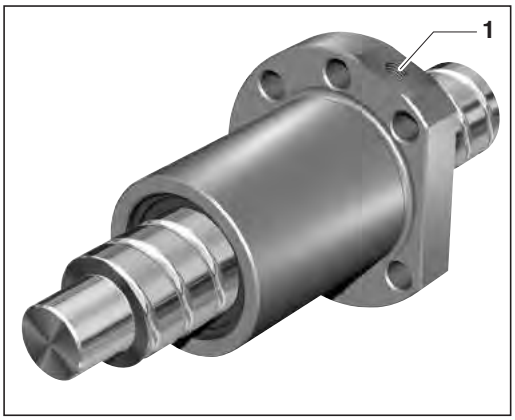
Как и любые другие типы опор качения, шариковинтовые пары должны в достаточной мере обеспечиваться смазкой. Для их смазки может применяться масло или консистентная смазка. Обычно смазка шариковой гайки производится через смазочное отверстие (1). В гайках с фланцем смазочное отверстие находится на фланце. Количество смазки зависит от размера шариковой гайки. Периодичность смазки в процессе эксплуатации зависит от размера шага резьбы и от воздействующих нагрузок. Все необходимые сведения о смазке содержатся в каталогах на изделия компании Rexroth.



Цилиндрическая шариковая гайка

Короткий ход

При очень коротком ходе шарики не совершают полные обороты, и внутри гайки не происходит оптимального распределения смазки. Это может привести к преждевременному износу. Чтобы избежать этого, время от времени необходимо совершать перемещения с большей длиной хода, что можно также использовать для равномерного распределения смазочного материала при осуществлении смазки в процессе эксплуатации.



Фланцевая шариковая гайка

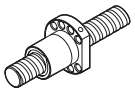
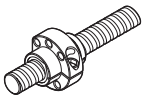
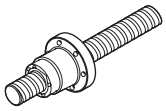
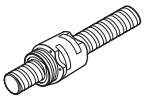
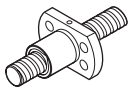
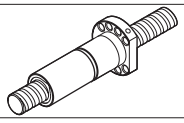
5 Шариковинтовые приводы

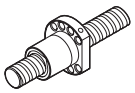
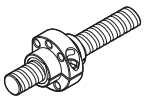
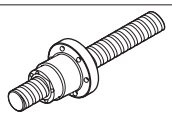
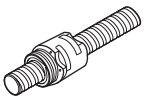
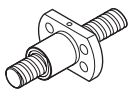
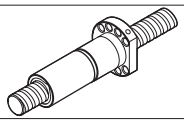
5.1 Основные положения

5.1.2 Выбор изделия

5.1.2.1 Указания по правильному выбору изделий

Характеристики систем

Тип шариковой гайки	Грузоподъемность	Жесткость	Точность	Трение
Одинарная гайка стандартной серии 	+++	+++	+++	++
Регулируемая гайка стандартной серии 	+++	+++	+++	++
Одинарная гайка скоростной серии 	++	+	++	++
Одинарная гайка серии eLINE 	+	+	+	++
Одинарная гайка миниатюрной серии 	+	+	++	++
Двойная гайка 	+++	+++	+++	+++

Тип шариковой гайки	Скорость	Шумовые характеристики[1)]	Требования к смазке	Затраты
Одинарная гайка стандартной серии 	++	++	++	++
Регулируемая гайка стандартной серии 	++	++	++	++
Одинарная гайка скоростной серии 	+++	+++	++	++
Одинарная гайка серии eLINE 	+	+	++	+++
Одинарная гайка миниатюрной серии 	+	++	+++	++
Двойная гайка 	++	++	+	+

+++ Очень хорошо ++ Хорошо + Удовлетворительно o Приемлемо

1) при одной и той же линейной скорости

5.1 Основные положения

5.1.2 Выбор изделия

5.1.2.2 Процедура выбора изделий

При выборе шариковинтового узла недостаточно просто рассчитать ожидаемый срок его службы. Всегда существует опасность того, что под воздействием чрезмерного осевого нагружения может произойти изгибание винта. Поэтому необходимо также учитывать допустимую осевую нагрузку на винт. Для систем с приводными винтами при определении максимальной линейной скорости следует принимать во внимание значение критической скорости. Для обеспечения надежной и безопасной работы всей системы в целом необходимо путем соответствующих расчетов проверить характеристики концевых подшипников и узла привода.

Рекомендуется следующий порядок подбора шариковинтовых приводов по типам и размерам.

Процедура		Раздел
Шаг 1	Определение требований	5.1.3.1
Шаг 2	Выбор подходящего шариковинтового узла	5.1.2.1 5.1.2.3
Шаг 3	Расчет ожидаемого срока службы	5.1.3.2
Шаг 4	Расчет критической частоты вращения	5.1.3.3
Шаг 5	Расчет допустимой осевой нагрузки на винт (прогибание)	5.1.3.4
Шаг 6	Расчет концевых подшипников	5.1.3.5
Шаг 7	Расчет крутящего момента на валу привода и мощности привода	5.1.3.6
Результат	Информация для заказа с указанием номеров деталей	(Каталог на изделия)

Rexroth предлагает специальный вид услуг по расчету конструкций для выбора подходящих шариковинтовых приводов.

5.1.2.3 Предварительный отбор

Для предварительного отбора необходимо определить требуемый срок службы и произвести начальный расчет средней нагрузки, а затем на основании этих данных рассчитать требующуюся грузоподъемность шариковинтовой пары.

$$C = F_m \cdot \sqrt[3]{\frac{L}{10^6}} \qquad (5\text{-}10)$$

C = динамическая грузоподъемность (N)
F_m = эквивалентная динамическая осевая нагрузка (N)
L = номинальный срок службы в оборотах (–)

После определения грузоподъемности можно подобрать подходящую шариковую гайку, имеющую следующую высшую грузоподъемность, и приступить к расчету фактической конструкции.

5.1 Основные положения

5.1.3 Расчеты

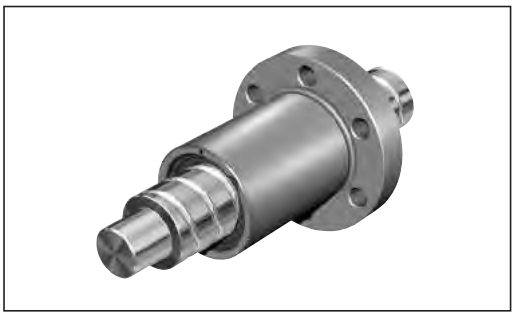
5.1.3.1 Определение требований

Выбор размеров шариковинтовой пары возможен только после определения нескольких геометрических и рабочих параметров. Все последующие расчеты конструкции основываются на этих значениях. Ниже указаны позиции, для которых требуется определение параметров:

- шариковинтовой привод
- тип расположения
- динамический цикл
- сценарий нагружения

Шариковинтовой привод

Для расчета конструкции необходимо иметь определенные сведения о предварительно выбранном шариковинтовом узле. К таким сведениям относятся тип шариковой гайки, диаметр, размеры гайки и характерные особенности. Все эти значения можно найти в каталогах на изделия Rexroth.

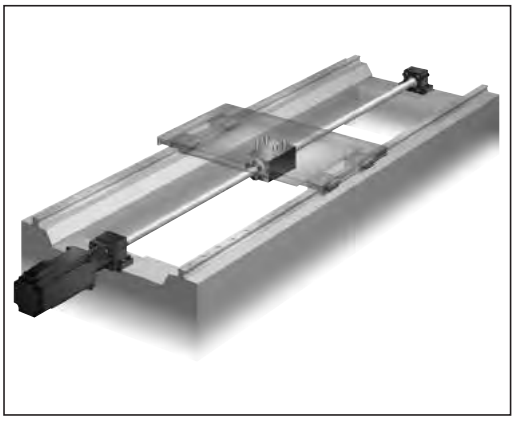


Пример: Шариковинтовой узел с фланцевой гайкой из стандартной серии, определенной на стадии предварительного отбора

Сведения о шариковинтовом узле		
Параметр		**Ед. изм.**
Номинальный диаметр	d_0	mm
Шаг	P	mm
Диаметр шариков	D_W	mm
Число витков шариковой дорожки	i	–
Динамич. грузоподъемность	C	N
Статическая грузоподъемность	C_0	N
Показатель предвар. натяга	X_{pr}	–
Макс. линейная скорость	v_{max}	m/min

Тип расположения

Тип расположения – это общий термин, включающий в себя все соответствующие геометрические параметры. Как правило, тип расположения определяется исходя из чертежа станка или установки, на котором указаны все размеры. Необходимо также иметь сведения о перемещаемых массах и о типах использующихся для закрепления концов вала подшипников (например, неподвижные-плавающие). Требуемая долговечность оборудования будет зависеть от конкретного применения. При определении типа расположения необходимо также учитывать характеристики двигателей, зубчатых передач и передаточные отношения.



Пример: Тип расположения шариковинтового узла с неподвижным-плавающим концевыми подшипниками и двигателем в комбинации с 2 направляющими рельсами и 4 каретками.

Данные по типу расположения		
Параметр		**Ед. изм.**
Масса стола	m	kg
Требуемая долговечность в оборотах	L_{Soll}	–
Требуемая долговечность в часах	L_{hSoll}	h
Длина винта	l_1	mm
Максимальная длина хода	l_n, l_K	mm
Коэффициенты подшипников	f_{nk}, f_{Fk}	–

5.1 Основные положения

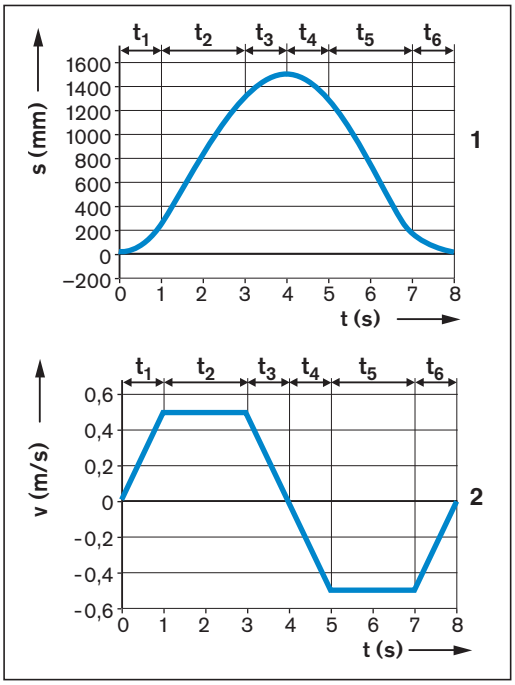
5.1.3 Расчеты

Динамический цикл

Следующий этап состоит в определении начального цикла применения. Этот цикл отображает последовательность предполагаемых динамических перемещений и формирует основу для расчета номинальной долговечности. Циклы состоят из нескольких фаз, представляющих собой отдельные рабочие операции, которые должен выполнить шариковинтовой привод (например, ускорение, торможение, обработка и т.п.). Для каждой фазы нужно определить время, длину перемещения, линейную скорость, ускорение и частоту вращения. Для расчета прогнозируемой долговечности шариковинтового привода при его использовании в определенном станке или установке необходимо знать характеристики рабочего цикла шариковинтового привода.

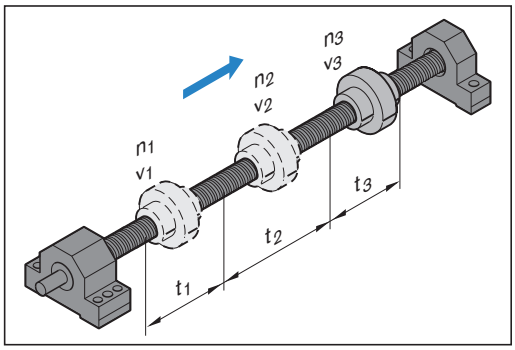
Сведения по динамическому циклу

Параметр		Ед. изм.
Фаза	n	–
Продолжительность фазы 1 … n	$t_1 … t_n$	s
Величина хода для фазы 1 … n	$s_1 … s_n$	mm
Линейная скорость для фазы 1 … n	$v_1 … v_n$	m/s
Ускорение для фазы 1 … n	$a_1 … a_n$	m/s^2
Частота вращения для фазы 1 … n	$n_1 … n_n$	min^{-1}
Рабочий цикл станка	$ED_{Maschine}$	%
Рабочий цикл шариковинтового привода	ED_{KGT}	%

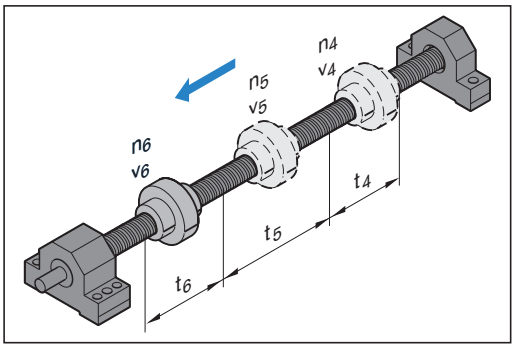


Пример простого динамического цикла

1 Диаграмма путь-время
2 Диаграмма скорость-время



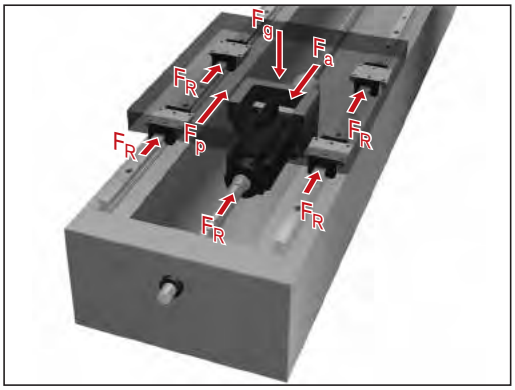
Пример простого динамического цикла: прямой ход



Пример простого динамического цикла: обратный ход

Сценарий нагружения

Шариковинтовой привод способен воспринимать только усилия, действующие в осевом направлении. Все остальные нагрузки должны брать на себя направляющие устройства. В зависимости от применения осевые нагрузки могут включать в себя силы тяжести F_g, силы ускорения F_a, силы процесса F_p и силы трения F_R.



Пример, показывающий действующую в осевом направлении силу процесса F_p.

5.1 Основные положения

5.1.3 Расчеты

В приведенной ниже таблице представлены силы, которые могут возникать в системе с шариковинтовым приводом.

Сила	Формула	Описание
Сила тяжести	$F_g = m \cdot g$	Действующая сила тяжести F_g рассчитывается на основании массы m и ускорения силы тяжести g = 9,81 m/s².
Сила ускорения	$F_a = m \cdot a$	Действующая сила ускорения – это сила, которую следует приложить для разгона массы.
Сила трения	$F_R = \mu \cdot F_N$	Действующая сила трения направлена против направления перемещения. Ее величина зависит, кроме всего прочего, от предварительного натяга шариковинтового узла, от нагрузки, уплотнения и смазки, а также от использующихся концевых подшипников и направляющих.
Сила процесса	F_p	Действующие силы обработки зависят от конкретной технологической операции. Например, это могут быть силы, возникающие в процессе формования/прессования, штамповки, механической обработки и т.п.

При выполнении расчетов особое внимание следует уделять направлению, в котором действуют отдельные силы.

5.1.3.2 Предполагаемый срок службы

Расчет номинальной долговечности шариковинтовых узлов осуществляется так же, как и расчет поворотных подшипников качения и аналогично расчету номинальной долговечности линейных направляющих качения. Обычно он выполняется с использованием числа оборотов и частоты вращения. Для точного расчета номинальной долговечности значения использующейся нагрузки и динамические характеристики должны быть, по возможности, максимально точными.

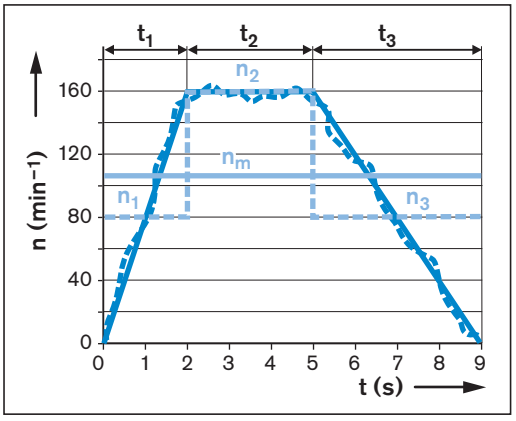
Для случаев применения с изменяющейся скоростью и параметрами нагружения сначала следует рассчитать среднюю частоту вращения n_m и эквивалентную (среднюю) динамическую нагрузку F_m. Затем на основании этих средних значений производится расчет номинальной долговечности.

Средняя частота вращения

Если частота вращения ступенчато изменяется в течение n-количества фаз скоростного цикла, то расчет средней частоты вращения осуществляется на основании ее дискретных значений для отдельных фаз. Определения для терминов “цикл” и “дискретные шаги времени” см. в Главе 2.

$$(5\text{-}11)\quad n_m = \frac{|n_1| \cdot q_{t1} + |n_2| \cdot q_{t2} + \ldots + |n_n| \cdot q_{tn}}{100\ \%}$$

n_m = средняя частота вращения (min⁻¹)
$n_1 \ldots n_n$ = частота вращения в фазах 1…n (min⁻¹)
$q_{t1} \ldots q_{tn}$ = дискретные шаги времени для фаз 1…n (%)



Пример простого цикла частоты вращения

- Действительная частота вращения
- Приближенная частота вращения
- Средняя частота вращения в фазе n
- Средняя частота вращения для всего скоростного цикла

5.1 Основные положения

5.1.3 Расчеты

Учет предварительного натяга

При расчете номинальной долговечности систем, в которых используются шариковые гайки с предварительным натягом, необходимо учитывать значение предварительного натяга. Чтобы определить, будет ли предварительный натяг влиять на долговечность, нужно сначала рассчитать силу внутреннего предварительного натяга для шариковой гайки.

$$F_{pr} = X_{pr} \cdot C \quad (5\text{-}12)$$

F_{pr} = внутренняя осевая нагрузка на шариковую гайку в результате предварительного натяга (N)
X_{pr} = коэффициент предварительного натяга (–)
C = динамическая грузоподъемность (N)

Предварительный натяг	Коэффициент предварительного натяга X_{pr}
2% от C	0,02
3% от C	0,03
5% от C	0,05
7% от C	0,07
10% от C	0,10

Силу предварительного натяга можно использовать для расчета нагрузки, при которой под действием силы, вызываемой внешней нагрузкой, разгружаются дорожки качения внутри шариковой гайки, т.е. предварительный натяг становится равным нулю.

Такое явление называется “отрыв”, и оно является пределом для внешней нагрузки. Усилие отрыва обозначается символом F_{lim}.

$$F_{lim} = 2{,}8 \cdot F_{pr} \quad (5\text{-}13)$$

F_{lim} = усилие отрыва (N)
F_{pr} = усилие предварительного натяга (N)

Исходя из этого, нужно различать два случая:

Случай 1: $F > F_{lim}$
Если внешняя осевая сила, действующая на шариковинтовой узел во время фазы n, оказывается больше усилия отрыва, то при расчете номинальной долговечности значение предварительного натяга учитывать не нужно.

Предварительный натяг можно игнорировать:
$F_n > 2{,}8 \cdot F_{pr}$

$$F_{eff\,n} = |F_n| \quad (5\text{-}14)$$

F_n = нагрузка на шариковинтовой узел во время фазы n (N)
F_{pr} = сила предварительного натяга (N)
$F_{eff\,n}$ = действующая осевая нагрузка во время фазы n (N)

Случай 2: $F \leq F_{lim}$
Если внешняя осевая сила, действующая на шариковинтовой узел во время фазы n, оказывается меньше или равной усилию отрыва, то предварительный натяг будет оказывать влияние на величину номинальной долговечности. Необходимо рассчитать значение действующей нагрузки $F_{eff\,n}$.

Предварительный натяг должен быть учтен:
$F_n \leq 2{,}8 \cdot F_{pr}$

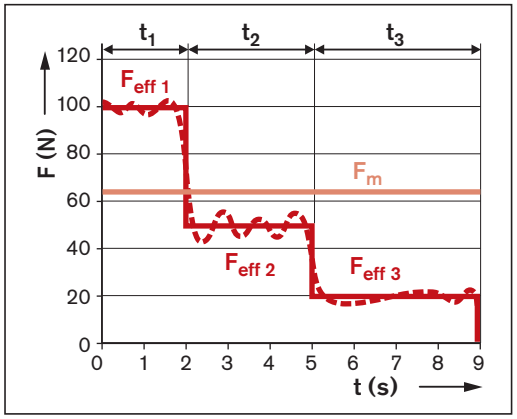
$$F_{eff\,n} = \left(\frac{|F_n|}{2{,}8 \cdot F_{pr}} + 1 \right)^{\frac{3}{2}} \cdot F_{pr} \quad (5\text{-}15)$$

5.1 Основные положения

5.1.3 Расчеты

Эквивалентная динамическая осевая нагрузка

Если нагрузка на шариковинтовой узел ступенчато изменяется, то прежде чем приступать к расчету номинальной долговечности, необходимо определить среднюю величину осевой нагрузки. Эквивалентная динамическая осевая нагрузка F_m рассчитывается на основании значений отдельных нагрузок F_n, действующих во время фаз n.



Пример простого нагрузочного цикла при постоянной частоте вращения.

- Действительная сила
- Приближенная сила
- Эквивалентная динамическая нагрузка

Эквивалентная динамическая осевая нагрузка при постоянной частоте вращения:

$$(5\text{-}16)\qquad F_m = \sqrt[3]{\left(F_{eff\,1}\right)^3 \cdot \frac{q_{t1}}{100\ \%} + \left(F_{eff\,2}\right)^3 \cdot \frac{q_{t2}}{100\ \%} + \ldots + \left(F_{eff\,n}\right)^3 \cdot \frac{q_{tn}}{100\ \%}}$$

Эквивалентная динамическая осевая нагрузка при меняющейся частоте вращения:

$$(5\text{-}17)\qquad F_m = \sqrt[3]{\left(F_{eff\,1}\right)^3 \cdot \frac{|n_1|}{n_m} \cdot \frac{q_{t1}}{100\ \%} + \left(F_{eff\,2}\right)^3 \cdot \frac{|n_2|}{n_m} \cdot \frac{q_{t2}}{100\ \%} + \ldots + \left(F_{eff\,n}\right)^3 \cdot \frac{|n_n|}{n_m} \cdot \frac{q_{tn}}{100\ \%}}$$

F_m	=	эквивалентная динамическая осевая нагрузка	(N)
$F_{eff\,1} \ldots F_{eff\,n}$	=	действующая нагрузка во время фаз 1…n	(N)
n_m	=	средняя частота вращения	(min^{-1})
$n_1 \ldots n_n$	=	частота вращения во время фаз 1…n	(min^{-1})
$q_{t1} \ldots q_{tn}$	=	дискретные шаги времени для фаз 1…n	(%)

5.1 Основные положения

5.1.3 Расчеты

Номинальная долговечность

Номинальная долговечность выражается числом оборотов или количеством рабочих часов при постоянной скорости, которых могут достичь или превысить 90% репрезентативных образцов идентичных шариковинтовых пар до появления первых признаков усталости материала.

Номинальная долговечность в оборотах

Номинальная долговечность в оборотах обозначается символом L и рассчитывается по следующей формуле:

$$L = \left(\frac{C}{F_m}\right)^3 \cdot 10^6 \qquad (5\text{-}18)$$

L = номинальная долговечность в оборотах (–)
C = динамическая грузоподъемность (N)
F_m = эквивалентная динамическая осевая нагрузка на шариковинтовую пару (N)

Номинальная долговечность в часах

Номинальная долговечность в часах L_h рассчитывается на основании средней частоты вращения:

$$L_h = \frac{L}{n_m \cdot 60} \qquad (5\text{-}19)$$

L_h = номинальная долговечность в часах (h)
L = номинальная долговечность в оборотах (–)
n_m = средняя частота вращения (min^{-1})

Время работы станка в часах

Так как обычно требуемая долговечность устанавливается также и для станка, то срок службы шариковинтовой пары следует пересчитать с учетом рабочего цикла.

$$L_{h\,Maschine} = L_h \cdot \frac{ED_{Maschine}}{ED_{KGT}} \qquad (5\text{-}20)$$

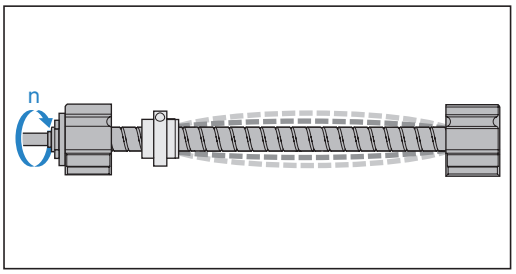
$L_{h\,Maschine}$ = номинальная долговечность станка в часах (h)
L_h = номинальная долговечность шариковинтовой пары в часах (h)
$ED_{Maschine}$ = рабочий цикл станка (%)
ED_{KGT} = рабочий цикл шариковинтовой пары (%)

5.1 Основные положения

5.1.3 Расчеты

5.1.3.3 Критическая частота вращения

При вращении винта происходят изгибные колебания (также известны, как биение винта). Частота этих колебаний равна частоте вращения винта. Под “критической частотой вращения” понимают частоту вращения, эквивалентную частоте колебаний винта первого порядка. При работе шариковинтового узла с критической частотой вращения возникает резонанс, который может привести к разрушению системы. Чтобы избежать этого, при расчете конструкции шариковинтовой пары необходимо определить критическую частоту вращения.



Изгибные колебания (биение винта)

Критическая частота вращения n_k

Критическая частота вращения n_k зависит от:

- типа концевых подшипников, коэффициент f_{nk}
- диаметра сердечника винта d_2
- критической длины винта l_n, т.е. максимальной длины неподдерживаемой части винта. При использовании шариковых гаек с зазором критическая длина винта равна длине винта l_1 между подшипниками. В системах с предварительным натягом учитывается положение шариковинтовой гайки.

$$(5\text{-}21) \quad n_k = f_{nk} \cdot \frac{d_2}{l_n^2} \cdot 10^7 \quad (\text{min}^{-1})$$

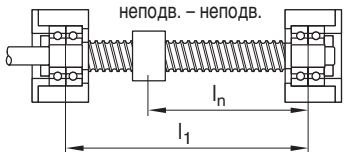
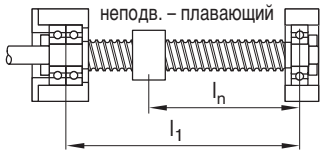
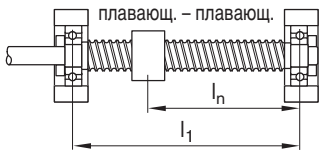
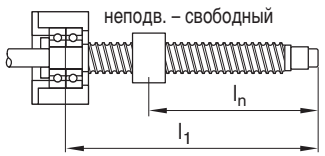
$$(5\text{-}22) \quad n_{k\,zul} = n_k \cdot 0{,}8$$

n_k = критическая частота вращения (min^{-1})
$n_{k\,zul}$ = допустимая рабочая частота вращения (min^{-1})
f_{nk} = коэффициент в зависимости от концевых подшипников (–)
d_2 = диаметр сердечника винта (см. каталог на изделия) (mm)
l_1 = расстояние между подшипниками (mm)
l_n = критическая длина винта для систем с гайками с предварительным натягом (mm)
(Для гаек с зазором: $l_n = l_1$)

В каталоге на изделия есть таблицы, позволяющие быстро проверить результаты расчетов. При определении размеров и выборе шариковинтовых приводов нужно учитывать тот факт, что рабочая частота вращения ни в коем случае не должна превышать 80% критической частоты вращения. Нельзя превышать нормативную частоту вращения и максимально допустимую линейную скорость.

Чтобы частота вращения винта оставалась за пределами критического диапазона, можно принять следующие меры:

- Увеличить диаметр винта.
- Подобрать соответствующие концевые подшипники
- Вместо гаек с зазором использовать гайки с предварительным натягом.
- Использовать опоры для винта (см. Раздел 5.3.1.1).

Тип закрепления концов	Коэфф. f_{nk}
	27,4
	18,9
	12,1
	4,3

Приводные гайки

Компания Rexroth предлагает также приводы с приводными гайками. При использовании приводных гаек в колебательную систему поступает меньше энергии, так как внутри вращающейся системы исключаются отклонения от соосности и сохраняется нормальное осевое и радиальное биение. В случае возникновения резонанса меньшее потребление энергии обеспечит меньшие разрушительные последствия для оптимизированной системы с приводной гайкой по сравнению с теми, которые могут произойти в системе с вращающимся винтом. Описание приводов с приводной гайкой см. в Разделе 5.3.2.

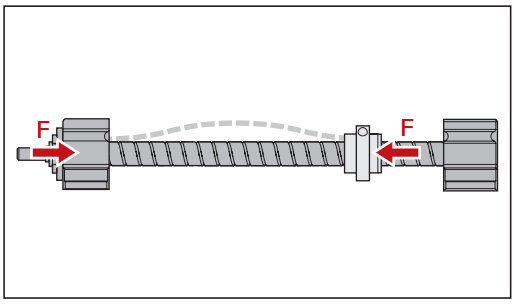
5.1 Основные положения

5.1.3 Расчеты

5.1.3.4 Допустимая осевая нагрузка на винт (выгибающая нагрузка)

Выгибание

Критическое напряжение при продольном изгибе является особым проявлением сжимающего напряжения. Если стержень (в данном случае ходовой винт) подвергается воздействию сжимающего усилия в осевом направлении, он начинает изгибаться в форме лука. При увеличении нагрузки происходит быстрое нарастание изменения формы.



Выгибание под воздействием осевой нагрузки

В шариковинтовых приводах осевые нагрузки возникают в результате действия сил ускорения, трения, тяжести и процесса. Результирующее напряжение зависит от:

- концевых подшипников, коэффициент f_{Fk}
- диаметра сердечника винта d_2
- эффективной длины выгибания винта l_k, т.е. максимальной длины неподдерживаемого участка винта в направлении действия усилия между шариковой гайкой и концевым подшипником.

На основании этих параметров можно рассчитать допустимую осевую нагрузку на винт F_k. Как и в случае с критической частотой вращения, в каталоге на изделия имеются таблицы, позволяющие быстро проверить значения критической продольной нагрузки. При определении размеров и выборе шариковинтовых приводов для расчета допустимой осевой нагрузки необходимо использовать коэффициент запаса прочности при выгибании не меньше 2.

Допустимая осевая нагрузка на винт F_k

(5-23) $$F_k = f_{Fk} \cdot \frac{d_2^4}{l_k^2} \cdot 10^4 \quad (N)$$

(5-24) $$F_{k\,zul} = \frac{F_k}{2}$$

F_k = теоретическая критическая продольная нагрузка для винта (N)

$F_{k\,zul}$ = допустимая осевая нагрузка на винт при работе (N)

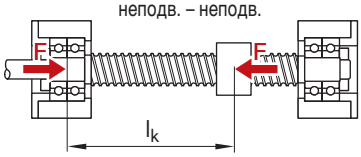
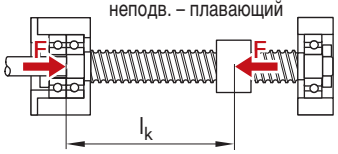
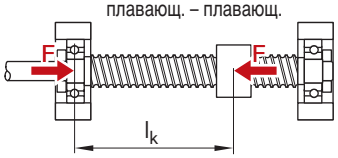
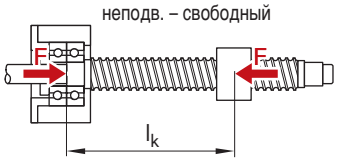
f_{Fk} = коэффициент в зависимости от концевых подшипников (–)

d_2 = диаметр сердечника винта (см. каталог на изделия) (mm)

l_k = эффективная длина выгибания винта (mm)

Чтобы не допустить выгибания винта, можно принять следующие меры:

- Увеличить диаметр винта.
- Подобрать соответствующие концевые подшипники.

Тип закрепления концов	Коэфф. f_{Fk}
неподв. – неподв. 	40,6
неподв. – плавающий 	20,4
плавающ. – плавающ. 	10,2
неподв. – свободный 	2,6

5.1 Основные положения

5.1.3 Расчеты

5.1.3.5 Концевые подшипники

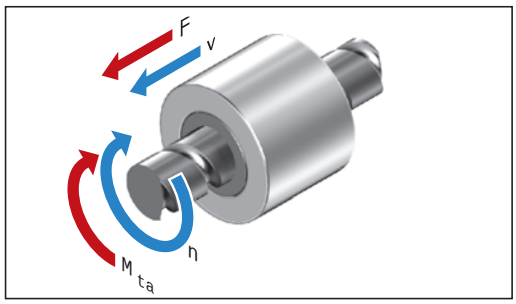
Расчет концевых подшипников осуществляется с использованием значений частоты вращения и нагрузок, полученных для шариковинтового узла. Расчет номинальной долговечности следует производить в соответствии с техническими условиями изготовителя для конкретного типа использующегося подшипника. Используемая компанией Rexroth методика расчетов и соответствующие формулы для расчета подшипников приведены в каталоге на изделия.

5.1.3.6 Крутящий момент на валу привода и мощность привода

Для начального определения требующегося крутящего момента и мощности привода можно использовать следующие формулы:

Определение крутящего момента на валу привода и передаваемого крутящего момента

Крутящий момент на валу привода M_{ta}:
Прилагаемый приводной крутящий момент M_{ta} вызывает вращение винта. В результате вращения винта в шариковой гайке создается линейная сила F, которая вызывает линейное перемещение гайки.

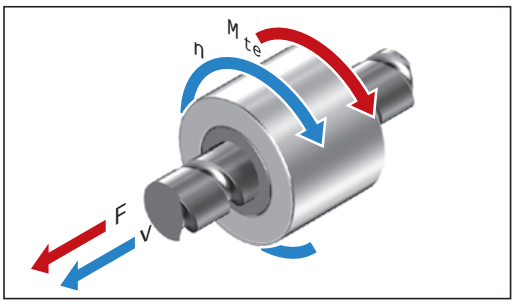


Преобразование вращательного движения в линейное перемещение

$$(5\text{-}25)\quad M_{ta} = \frac{F \cdot P}{2000 \cdot \pi \cdot \eta}\ (Nm)$$

M_{ta} = крутящий момент на валу привода (Nm)
M_{te} = передаваемый крутящий момент (Nm)
F = рабочая нагрузка (N)
P = шаг винта (mm)

Передаваемый крутящий момент M_{te}:
Под действием осевой силы F винт перемещается в осевом направлении. В результате создается передаваемый крутящий момент M_{te}, вызывающий вращение гайки, при условии отсутствия эффекта самоблокировки, связанной с углом подъема винтовой линии.



Преобразование линейного перемещения во вращательное движение.

$$(5\text{-}26)\quad M_{te} = \frac{F \cdot P \cdot \eta'}{2000 \cdot \pi}\ (Nm)$$

η = механический КПД (–)
η ≈ 0,9 для крутящего момента на валу привода
η´ ≈ 0,8 для передаваемого крутящего момента

Мощность привода

$$(5\text{-}27)\quad P_a = \frac{M_{ta} \cdot n}{9550}\ (kW)$$

P_a = мощность привода (kW)
M_{ta} = крутящий момент на валу привода (Nm)
n = частота вращения (min^{-1})

Этот расчет служит исключительно для подготовки к проведению начальной оценки, так как в нем учитываются только данные о шариковинтовой паре. Для проведения точного расчета нужно также учитывать и другие влияющие факторы, как, например, направляющие устройства, концевые подшипники, моменты инерции и динамические тормозные моменты. Общий динамический тормозной момент T_0 получается в результате сложения динамического тормозного момента гайки с предварительным натягом T_{pr0} и динамического тормозного момента двух уплотнений T_{RD} (см. раздел 5.1.1.6).

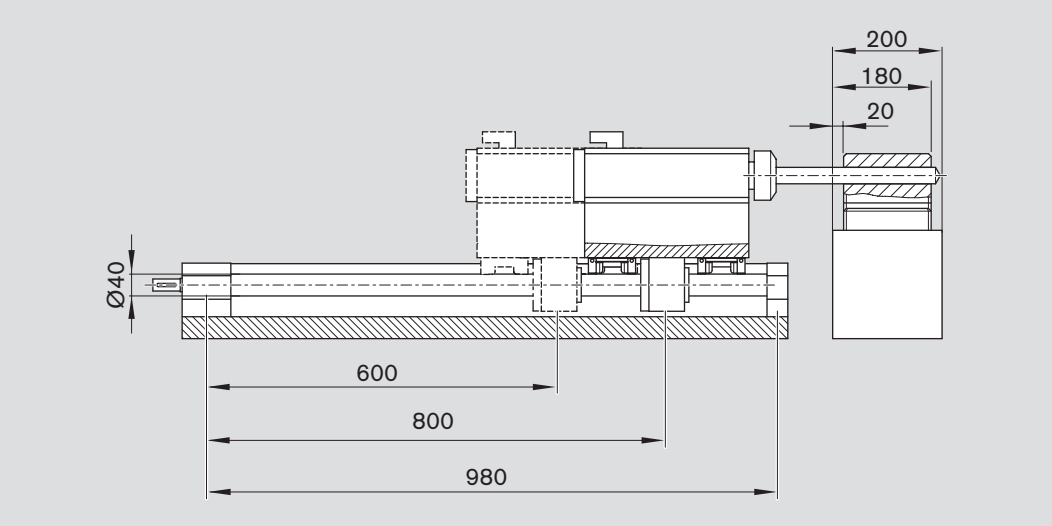
Подробные сведения о T_{pr0} и T_{RD} содержатся в каталогах на изделия. Точное определение конфигурации и расчет приводного устройства лучше всего осуществлять совместно с производителем двигателя и контроллера. Нужно также выполнить проверку концов винта, чтобы убедиться в том, что они обладают достаточной прочностью для передачи приводного крутящего момента. Сведения о концах винтов также можно найти в каталогах на изделия.

5.1 Основные положения

5.1.3 Расчеты

5.1.3.7 Пример расчета

Сверлильная установка

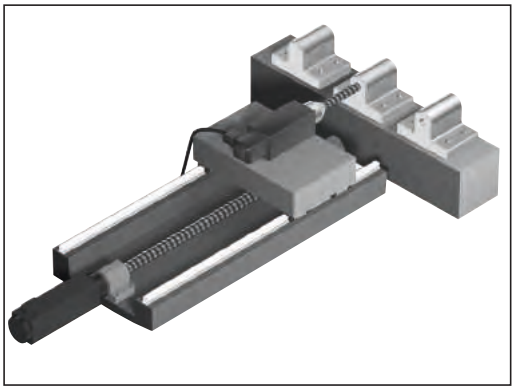


Размеры для расчета шариковинтового привода

Шариковинтовой привод предполагается использовать для обеспечения движения подачи на установленной в автоматической линии сверлильной установке. Контроль позиционирования осуществляется при помощи стеклянной измерительной линейки. На представленном ниже примере показана вся процедура расчета для шариковинтового привода.

Технические параметры использования

- Вес суппорта, включая оснастку, m_1 = 400 kg
- Перемещение суппорта осуществляется по 2 направляющим рельсам при помощи 4 роликовых кареток
- Суммарная сила, требующаяся для перемещения суппорта, F_R = 150 N
- Максимальная осевая нагрузка или сила обработки при сверлении F_p = 4500 N
- Закрепление концов винта: неподвижное-плавающее
- Расстояние между опорами винта: 800 mm
- Максимальная линейная скорость v_{max} = 0.5 m/s при n_{max} = 3000 min^{-1}
- Привод с использованием серводвигателя через зубчатый ремень с передаточным отношением i = 0.5
- Требуемая долговечность для всей сверлильной установки составляет минимум 6 лет при трехсменной работе 360 дней в году.
  $L_{h\,Maschine}$ = 6 a · 360 d/a · 24 h/d
  $L_{h\,Maschine}$ = 51840 h



Пример расчета для сверлильной установки

Шариковинтовой узел

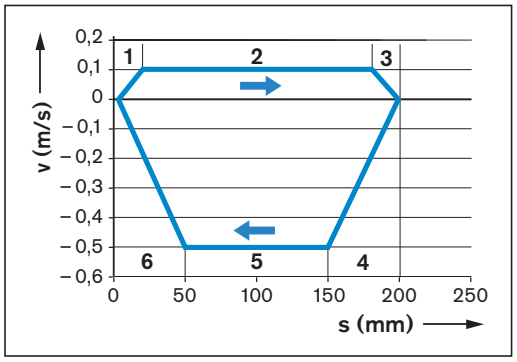
На этапе предварительного отбора был выбран шариковинтовой узел типоразмера 40 x 20 (d_0 x P) с предварительным натягом 5% от C.

5.1 Основные положения

5.1.3 Расчеты

Динамический цикл

Для расчета шариковинтового узла задается базовый цикл. При таком базовом цикле отверстие просверливается во время фазы 2 прямого хода. Затем следует быстрый обратный ход (фазы 4-6). Для выполнения всего цикла требуются 3 секунды. После базового цикла производится установка заготовки, для чего также требуются 3 секунды. Таким образом, рабочий цикл шариковинтового привода составляет 50% от рабочего цикла станка, что необходимо учитывать при определении долговечности станка.

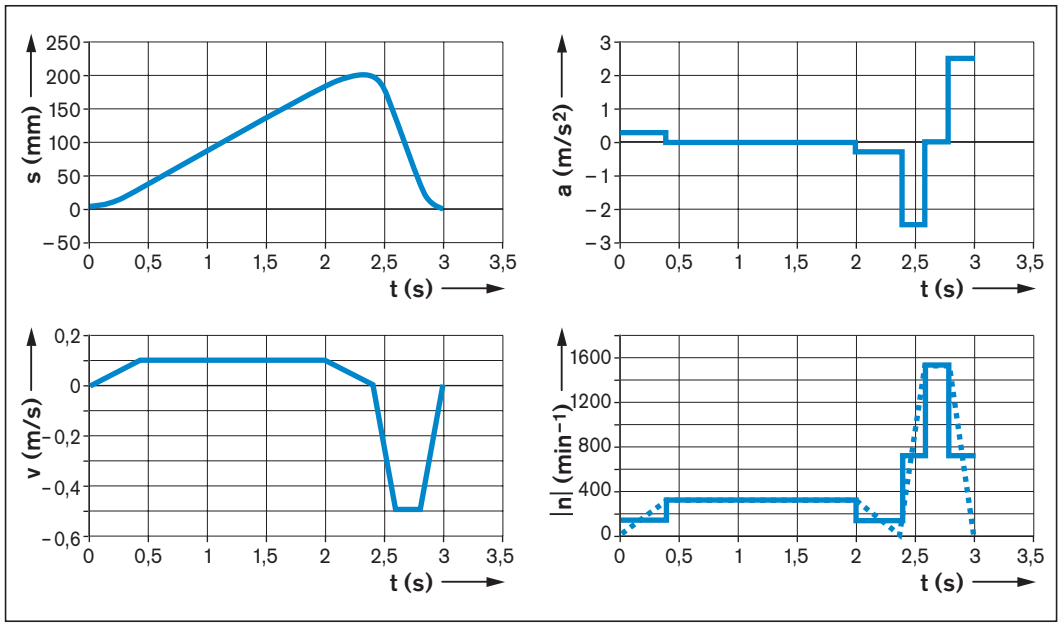


Базовый цикл

Фаза n	Координаты пути s_x	Величина хода s_n	Линейная скорость v_n	Время t_n	Ускорение a_n	Частота вращения $\|n\|$	Средняя частота вращения $\|n_n\|$	Описание
1	0 mm	20 mm	0 m/s	0,4 s	0,25 m/s²	0 min⁻¹	150 min⁻¹	Ускорение
	20 mm		0,1 m/s			300 min⁻¹		
2	20 mm	160 mm	0,1 m/s	1,6 s	0 m/s²	300 min⁻¹	300 min⁻¹	Постоянное движение
	180 mm		0,1 m/s			300 min⁻¹		Сверление
3	180 mm	20 mm	0,1 m/s	0,4 s	–0,25 m/s²	300 min⁻¹	150 min⁻¹	Замедление
	200 mm		0 m/s			0 min⁻¹		
4	200 mm	–50 mm	0 m/s	0,2 s	–2,5 m/s²	0 min⁻¹	750 min⁻¹	Ускорение
	150 mm		–0,5 m/s			1500 min⁻¹		Обратный ход
5	150 mm	–100 mm	–0,5 m/s	0,2 s	0 m/s²	1500 min⁻¹	1500 min⁻¹	Постоянное движение
	50 mm		–0,5 m/s			1500 min⁻¹		Обратный ход
6	50 mm	–50 mm	–0,5 m/s	0,2 s	2,5 m/s²	1500 min⁻¹	750 min⁻¹	Замедление
	0 mm		0 m/s			0 min⁻¹		Обратный ход

При расчете номинальной долговечности используются только постоянные рабочие параметры для каждой фазы. Поэтому для фаз с ускорением или замедлением нужно определять среднюю частоту вращения n_m.

На приведенных ниже графиках показаны значения всех соответствующих кинематических параметров (величина хода s_n, линейная скорость v_n, ускорение a_n и частота вращения $|n_n|$) для полного базового цикла.



Кинематические данные для базового цикла

5.1 Основные положения

5.1.3 Расчеты

Дискретные шаги времени

Дискретные шаги времени требуются для определения средних значений частоты вращения и нагрузки.

$$t = \sum t_n = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6 = 0{,}4\ s + 1{,}6\ s + 0{,}4\ s + 0{,}2\ s + 0{,}2\ s + 0{,}2\ s = 3\ s$$

$$q_{tn} = \frac{t_n}{t} \cdot 100\ \%$$

$$q_{t1} = \frac{t_1}{t} \cdot 100\ \% = \frac{0{,}4\ s}{3\ s} \cdot 100\ \% = 13{,}3\ \%$$

$$q_{t2} = \frac{t_2}{t} \cdot 100\ \% = \frac{1{,}6\ s}{3\ s} \cdot 100\ \% = 53{,}3\ \%$$

...

Нагрузки

Теперь, для расчета возникающих во время отдельных фаз нагрузок F_n можно использовать динамические характеристики. Это осуществляется путем сложения отдельных сил.

- Сила трения F_R в течение всего цикла действует обратно направлению хода.
- Сила ускорения F_a действует во время ускорения и замедления в фазах 1, 3, 4 и 6.
- Сила процесса F_p действует только во время фазы 2.
- По причине горизонтального расположения сила тяжести суппорта F_g не имеет составляющего компонента, действующего в осевом направлении шариковинтовой пары. Она полностью воспринимается направляющими устройствами и не оказывает влияния на нагрузку шариковинтового привода.

$$F_n = F_{an} + F_{Rn} + F_{pn}$$

$$F_1 = F_{a1} + F_{R1} + F_{p1} = 100\ N + 150\ N + 0\ N = 250\ N$$

$$F_2 = F_{a2} + F_{R2} + F_{p2} = 0\ N + 150\ N + 4500\ N = 4650\ N$$

...

В приведенной ниже таблице показаны промежуточные результаты для нагрузок F_n и соответствующих дискретных шагов времени q_{tn}:

Фаза n	Величина хода s_n	Время t_n	Дискретный шаг времени q_{tn}	Ускорение a_n	Сила ускорения F_a	Сила трения F_R	Сила процесса F_p	Нагрузка F_n
1	20 mm	0,4 s	13,3 %	0,25 m/s²	100 N	150 N	0 N	250 N
2	160 mm	1,6 s	53,3 %	0 m/s²	0 N	150 N	4500 N	4650 N
3	20 mm	0,4 s	13,3 %	–0,25 m/s²	–100 N	150 N	0 N	50 N
4	–50 mm	0,2 s	6,7 %	–2,5 m/s²	–1000 N	–150 N	0 N	–1150 N
5	–100 mm	0,2 s	6,7 %	0 m/s²	0 N	–150 N	0 N	–150 N
6	–50 mm	0,2 s	6,7 %	2,5 m/s²	1000 N	–150 N	0 N	850 N

5.1 Основные положения

5.1.3 Расчеты

Средняя частота вращения

В силу того, что при таком применении частота вращения и нагрузка меняются, следующий этап расчетов предусматривает вычисление средней частоты вращения n_m для всего цикла по формуле (5-11).

$$n_m = \frac{|n_1| \cdot q_{t1} + |n_2| \cdot q_{t2} + ... + |n_n| \cdot q_{tn}}{100\ \%}$$

$$n_m = \frac{150\,\text{min}^{-1} \cdot 13{,}3\% + 300\,\text{min}^{-1} \cdot 53{,}3\% + 150\,\text{min}^{-1} \cdot 13{,}3\% + 750\,\text{min}^{-1} \cdot 6{,}7\% + 1500\,\text{min}^{-1} \cdot 6{,}7\% + 750\,\text{min}^{-1} \cdot 6{,}7\%}{100\%}$$

$$n_m = 400{,}80\ \text{min}^{-1}$$

Учет предварительного натяга

Для нагрузок Fn, действующих на шариковинтовую пару в фазах n, необходимо установить, будет ли влиять на прогнозируемую долговечность степень предварительного натяга системы. Для этого сначала следует определить силу предварительного натяга.

Была выбрана следующая шариковинтовая пара:

- Типоразмер 40 x 20
- Динамическая грузоподъемность C = 37 900 N
- Предварительный натяг 5% от C (X_{pr} = 0.05)

Сила предварительного натяга F_{pr} согласно формуле (5-12):

$$F_{pr} = X_{pr} \cdot C = 0{,}05 \cdot 37900\ \text{N} = 1895\,\text{N}$$

Для возможно более точного расчета номинальной долговечности нужно определить, следует ли принимать в расчет силу предварительного натяга.

Сила отрыва F_{lim} согласно формуле (5-13):

$$F_{lim} = 2{,}8 \cdot F_{pr} = 2{,}8 \cdot 1895\ \text{N} = 5306\,\text{N}$$

Для всех фаз оказывается $F_n < F_{lim}$.
Следовательно, при расчете номинальной долговечности нужно принимать во внимание предварительный натяг.

Эффективная осевая нагрузка на шариковинтовой узел согласно формуле (5-15):

$$F_{eff\,n} = \left(\frac{|F_n|}{2{,}8 \cdot F_{pr}} + 1\right)^{\frac{3}{2}} \cdot F_{pr}$$

$$F_{eff\,1} = \left(\frac{|F_1|}{2{,}8 \cdot F_{pr}} + 1\right)^{\frac{3}{2}} \cdot F_{pr} = \left(\frac{250\ \text{N}}{2{,}8 \cdot 1895\ \text{N}} + 1\right)^{\frac{3}{2}} \cdot 1895\ \text{N} = 2030\ \text{N}$$

$$F_{eff\,2} = \left(\frac{|F_2|}{2{,}8 \cdot F_{pr}} + 1\right)^{\frac{3}{2}} \cdot F_{pr} = \left(\frac{4650\ \text{N}}{2{,}8 \cdot 1895\ \text{N}} + 1\right)^{\frac{3}{2}} \cdot 1895\ \text{N} = 4871\ \text{N}$$

...

Промежуточные результаты: эффективная осевая нагрузка

Фаза n	Значение нагрузки $\lvert F_n \rvert$	Эффективная нагрузка $F_{eff\,n}$
1	250 N	2030 N
2	4650 N	4871 N
3	50 N	1922 N
4	1150 N	2543 N
5	150 N	1976 N
6	850 N	2368 N

5.1 Основные положения

5.1.3 Расчеты

Эквивалентная динамическая осевая нагрузка

После расчета нагрузок для отдельных фаз у нас имеются все необходимые данные для определения эквивалентной динамической осевой нагрузки F_m.

F_m согласно формуле (5-17):

$$F_m = \sqrt[3]{\left(F_{eff\,1}\right)^3 \cdot \frac{|n_1|}{n_m} \cdot \frac{q_{t1}}{100\ \%} + \left(F_{eff\,2}\right)^3 \cdot \frac{|n_2|}{n_m} \cdot \frac{q_{t2}}{100\ \%} + \ldots + \left(F_{eff\,n}\right)^3 \cdot \frac{|n_n|}{n_m} \cdot \frac{q_{tn}}{100\ \%}}$$

$$F_m = \sqrt[3]{(2030\ \mathrm{N})^3 \cdot \frac{150\ \mathrm{min^{-1}}}{400{,}80\ \mathrm{min^{-1}}} \cdot \frac{13{,}3\ \%}{100\ \%} + (4871\ \mathrm{N})^3 \cdot \frac{300\ \mathrm{min^{-1}}}{400{,}80\ \mathrm{min^{-1}}} \cdot \frac{53{,}3\ \%}{100\ \%} + \ldots + (2368\ \mathrm{N})^3 \cdot \frac{750\ \mathrm{min^{-1}}}{400{,}80\ \mathrm{min^{-1}}} \cdot \frac{6{,}7\ \%}{100\ \%}}$$

$F_m = 3745\ \mathrm{N}$

Номинальная долговечность в оборотах

Значение эквивалентной динамической нагрузки F_m можно использовать для расчета номинальной долговечности в оборотах L по формуле (5-18):

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

$$L = \left(\frac{37900\ \mathrm{N}}{3745\ \mathrm{N}}\right)^3 \cdot 10^6 = 1036{,}366 \cdot 10^6$$

Номинальная долговечность в часах

Затем рассчитывается номинальная долговечность в часах по формуле (5-19):

$$L_h = \frac{L}{n_m \cdot 60\ \frac{\mathrm{min}}{\mathrm{h}}}$$

$$L_h = \frac{1036{,}366 \cdot 10^6}{400{,}80\ \frac{1}{\mathrm{min}} \cdot 60\ \frac{\mathrm{min}}{\mathrm{h}}} = 43096\ \mathrm{h}$$

Время работы станка в часах

Рабочий цикл шариковинтового привода составляет 50% от рабочего цикла станка. Согласно формуле (5-20) максимальная долговечность станка, следовательно, составит:

$$L_{h\,Maschine} = L_h \cdot \frac{ED_{Maschine}}{ED_{KGT}}$$

$$L_{h\,Maschine} = 43069\ \mathrm{h} \cdot \frac{100\ \%}{50\ \%} = 86191\ \mathrm{h}$$

Это значение намного превышает требуемый показатель 51840 часов. Однако в силу того, что расчеты осуществлялись только для базового цикла, и с течением времени рабочие параметры могут измениться, оставим выбранный типоразмер и вариант исполнения шариковинтовой пары.

5.1 Основные положения

5.1.3 Расчеты

Критическая частота вращения

Вслед за расчетом номинальной долговечности необходимо осуществить еще некоторые дополнительные расчеты и проверки. Первым делом нужно проверить критическую частоту вращения n_k. В данном случае работа винта осуществляется при неподвижной-плавающей конфигурации подшипников.

Параметр		Значение
Коэффициент неподвижного-плавающего подшипников	f_{nk}	18,9
Диаметр сердечника винта	d_2	33,8 mm
Критическая длина винта	l_n	800 mm
Максимальная рабочая частота вращения винта	n_{max}	1500 min^{-1}

Критическая частота вращения n_k согласно формуле (5-21):

$$n_k = f_{nk} \cdot \frac{d_2}{l_n^2} \cdot 10^7 \qquad (min^{-1})$$

$$n_k = 18{,}9 \cdot \frac{33{,}8}{800^2} \cdot 10^7 \qquad (min^{-1})$$

$$n_k = 9982\ min^{-1}$$

Согласно формуле (5-22) допустимая максимальная рабочая частота вращения составляет:

$$n_{k\,zul} = n_k \cdot 0{,}8 = 9982\ min^{-1} \cdot 0{,}8 = 7986\ min^{-1}$$

Таким образом, критическая частота вращения не будет являться ограничивающим фактором в данном конкретном применении.

Допустимая осевая нагрузка на винт

Допустимая осевая нагрузка на винт рассчитывается для проверки запаса прочности винта к выгибанию. Этот расчет основывается на максимальном нагружении винта с учетом также и предварительного натяга. Максимальная нагрузка наблюдается во время фазы 2. Для приблизительного расчета эффективной длины винта, выдерживающей продольную нагрузку без деформации, взято расстояние между опорами, равное 800 mm. Превышение длины хода на 20 mm, во время которого осевая нагрузка отсутствует, соответственно, игнорируется.

Параметр		Значение
Максимальная эффективная нагрузка	F_{eff2}	4871 N
Коэффициент неподвижного-плавающего подшипников	f_{Fk}	20,4
Эффективная выгибаемая длина винта	l_k	800 mm

Теоретическая критическая продольная нагрузка для винта F_k согласно формуле (5-23):

$$F_k = f_{Fk} \cdot \frac{d_2^4}{l_k^2} \cdot 10^4 \qquad (N)$$

$$F_k = 20{,}4 \cdot \frac{33{,}8^4}{800^2} \cdot 10^4 \qquad (N)$$

$$F_k = 416\,023\ N$$

Для расчета допустимой осевой нагрузки необходимо использовать коэффициент запаса прочности не ниже 2. Так как этот пример расчета касается базового цикла, и в нем не учитываются поломки (например, износ инструмента, поломка инструмента или столкновение в режиме быстрого подвода), то здесь используется коэффициент запаса прочности 6.

$$F_{kzul} = \frac{416023\ N}{6} = 69\,337\ N$$

Таким образом, две проведенные проверки показали, что ни критическая частота вращения, ни выгибание на являются проблемой для выбранного шариковинтового узла. Следовательно, шариковинтовой узел можно безопасно использовать для данного применения.

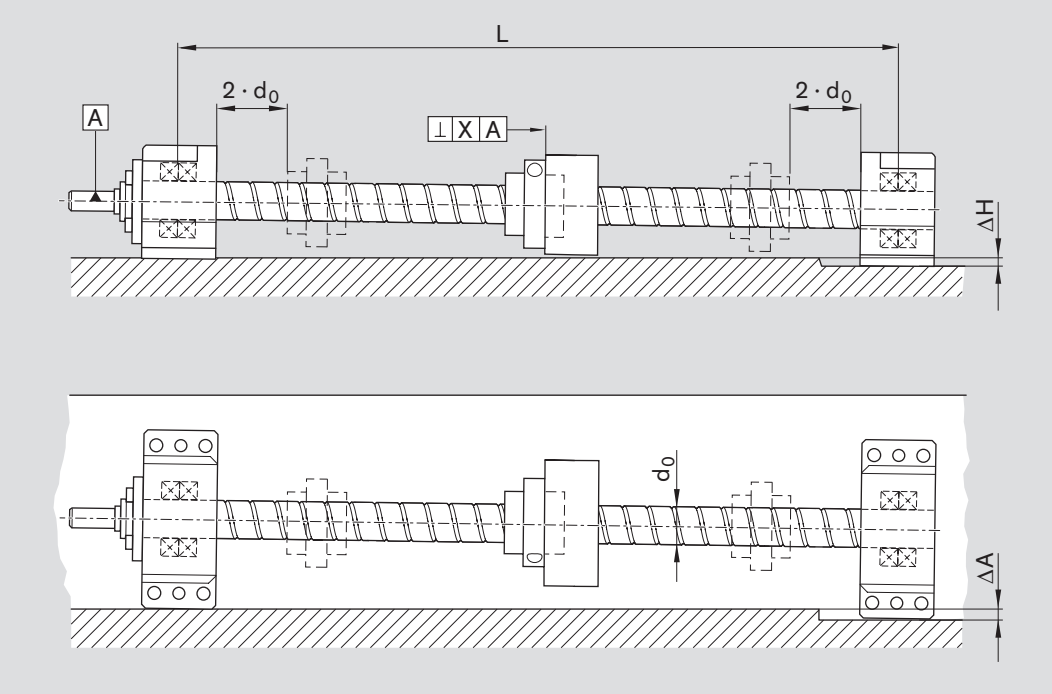
5.1 Основные положения

5.1.4 Примечания к конструкции

Для уверенности в том, что шариковинтовой привод действительно может достичь расчетной долговечности и производительности, на стадии проектирования необходимо учесть предъявляемые к системе требования и устанавливаемые ограничения. Винтовые пары не предназначены для передачи радиальных усилий и крутящих моментов, которые могут вызываться неправильным относительным расположением во время установки. В последующих разделах поясняются наиболее важные принципы, позволяющие создавать конструкции, совместимые с шариковинтовой системой и удовлетворяющие ее требованиям.

5.1.4.1 Примыкающие конструкции и установочные допуски

При использовании шариковинтовых приводов на стадии разработки и сооружения примыкающих конструкций необходимо соблюдать заданные установочные допуски. Первый основной принцип гласит: Чем выше точность шариковинтового привода и предварительный натяг, тем выше должна быть точность примыкающих конструкций. Это, в особенности, относится к таким способам применения, где гайка перемещается вплоть до концевых подшипников, хотя в этой области присутствует очень высокая вероятность возникновения деформирующих напряжений и, следовательно, дополнительных нагрузок.



Смещение по высоте, боковое смещение и данные о перпендикулярности между осью ходового винта и базовой поверхностью корпуса шариковинтовой передачи.

L = расстояние между опорами (mm)
d_0 = номинальный диаметр винта (mm)
X = допустимое отклонение от перпендикулярности:
Допуск относится к поверхности, которая должна располагаться между двумя плоскостями, отстоящими друг от друга на расстояние X и расположенными перпендикулярно к базовой оси A. (mm)
ΔH = допустимое смещение по высоте (mm)
ΔA = допустимое боковое смещение (mm)

5.1 Основные положения

5.1.4 Примечания к конструкции

Установочные допуски

В таблицах справа представлены наиболее значимые рекомендуемые установочные допуски для шариковинтовых узлов в зависимости от соответствующего предварительного натяга. Эти допуски включают в себя перпендикулярность корпуса шариковинтовой передачи (или примыкающей конструкции) относительно оси винта. Необходимо также соблюдать указанные допуски для смещения по высоте ΔH и бокового смещения ΔA концевых подшипников.
Применение соответствующих конструкторские мероприятий и установочных процедур позволяет избежать необходимости изготовления высокоточных, а следовательно, и дорогих примыкающих конструкций. Конструкторы должны всегда проверять, действительно ли нужны базовые грани, отверстия для установочных штифтов и центрирующий диаметр в гайке для обеспечения функциональных возможностей системы в процессе эксплуатации. Описание соответствующих процедур содержится в разделе 5.1.5 “Указания по монтажу”

Установочные допуски для L < 1000 mm, минимальное расстояние между гайкой и концевыми подшипниками < 2 · d_0:

Предварительный натяг	X mm	ΔH mm	ΔA mm
Зазор	0,05	0,05	0,05
2 % от C	0,04	0,04	0,04
5 % от C	0,03	0,03	0,03
7 % от C	0,01	0,01	0,01
10 % от C	0,01	0,01	0,01

Установочные допуски для L >1000 mm, минимальное расстояние между гайкой и концевыми подшипниками > 2 · d_0:

Предварительный натяг	X mm	ΔH mm	ΔA mm
Spiel	0,10	0,10	0,10
2 % от C	0,08	0,08	0,08
5 % от C	0,05	0,05	0,05
7 % от C	0,02	0,02	0,02
10 % от C	0,02	0,02	0,02

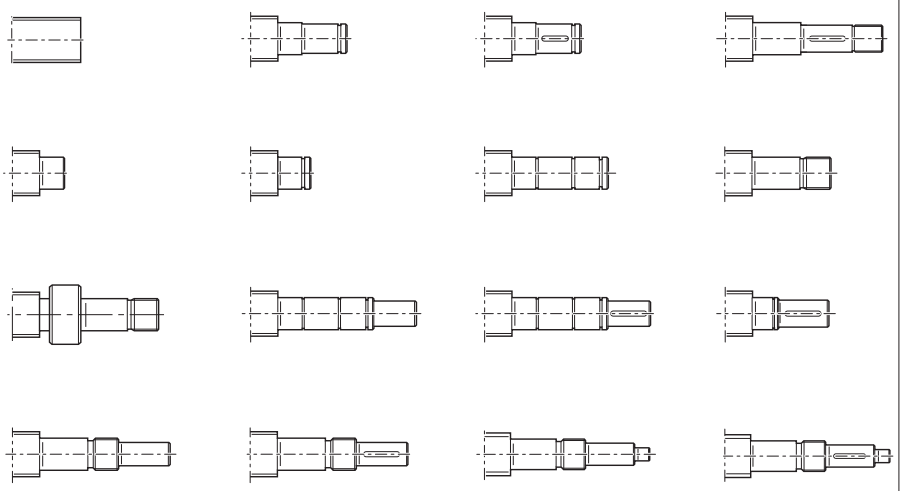
5.1.4.2 Рекомендации по созданию экономичных конструкций

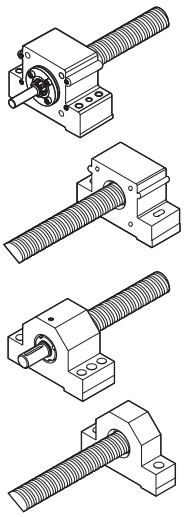
Использование стандартных элементов

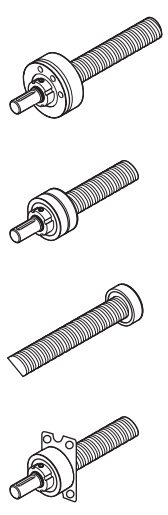
Определение размеров концов винтов и выбор соответствующих подшипников отнимает много времени и средств. Для упрощения для своих заказчиков процесса проектирования и снижения затрат компания Rexroth предлагает стандартные решения по выбору концевых подшипников и обработке концов винтов разных размеров и для разных областей применения.

На приведенном ниже рисунке показаны возможности для выбора имеющихся типов концов винтов и вариантов подшипников. Дополнительные преимущества использования проверенных стандартных элементов – это быстрая поставка и упрощенное материально-техническое обеспечение. Заказчики могут получать прекрасно согласующиеся компоненты из одного источника.

Типы концов винтов (на выбор)	Опорные блоки	Концевые подшипники







5.1 Основные положения

5.1.4 Примечания к конструкции

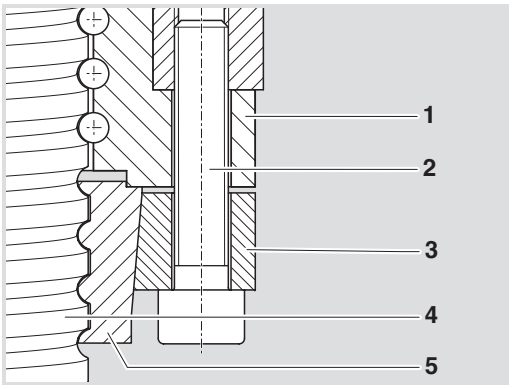
Как правило, чем выше точность шариковинтового узла, тем дороже его стоимость. Поэтому думающие о ценах разработчики должны использовать настолько точные шариковинтовые приводы, насколько это диктуется необходимостью. Для оказания помощи инженерам при проектировании и выборе конструкции предлагаются следующие рекомендации:

- Нет необходимости использовать точный винт, если на оси перемещения имеется измерительная система прямого позиционирования. Нужная точность позиционирования может обеспечиваться при помощи позиционирующей измерительной системы и электронных элементов управления.
- Высокая точность может быть также достигнута посредством одноразовой настройки даже без применения прямой измерительной системы, если в систему управления введены отклонения по шагу винта (см. раздел 5.1.1.5).
- Использовать систему с предварительным натягом нужно только при необходимости. Чем выше предварительный натяг, тем более высокие требования будут предъявляться к точности примыкающих конструкций.
- Проверить, можно ли использовать цилиндрические гайки. Они позволяют создавать более компактные конструкции. Для таких гаек не требуется просверливать установочные отверстия.
- Если возможно, следует использовать ввинчивающиеся гайки.
- Центрировать гайку в корпусе следует только при необходимости. Центрирование влечет за собой увеличение расходов на обработку и, соответственно, повышаются требования к производственным допускам.
- По возможности следует использовать стандартизированные гайки. Как правило, наиболее приемлемыми являются шариковые гайки обычных размеров и типов, соответствующие техническим требованиям стандарта DIN 69051. Компания Rexroth указывает в своих каталогах на изделия маркировку гаек, относящихся к этой категории. Кроме того, преимуществом использования таких гаек является то, что они постоянно имеются в наличии на случай замены.
- Необходимо обеспечить правильное определение размеров шариковинтового привода. Чем более обоснованными будут расчетные данные, тем точнее будут расчеты, что позволит избежать удорожания, связанного с завышением размеров узла.

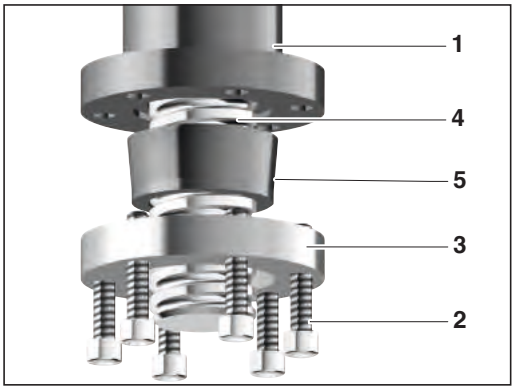
5.1.4.3 Предохранительные гайки для вертикального применения

Нужно помнить о том, что при вертикальном использовании повреждение шариковой гайки может привести к неконтролируемому падению всего подвижного узла. Для предотвращения таких аварийных ситуаций можно использовать предохранительные гайки. Предохранительные гайки имеют отрицательный профиль по отношению к профилю винта. При нормальной работе между двумя профилями имеется зазор. В случае повреждения шариковой гайки профили предохранительной гайки и винта входят в контакт, обеспечивая заклинивание и не допуская падения шариковой гайки и всего узла.

Крепление предохранительной гайки к шариковой гайке осуществляется при помощи зажимного кольца. При вертикальном использовании она должна всегда устанавливаться ниже шариковой гайки, так как только в таком положении может обеспечиваться безопасность работы.



Конструкция предохранительной гайки



Пример установки с предохранительной гайкой

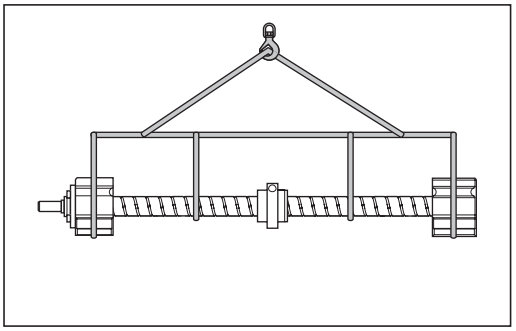
1 Шариковая гайка
2 Винты с головкой под торцовый ключ
3 Зажимное кольцо
4 Винт
5 Предохранительная гайка

5.1 Основные положения

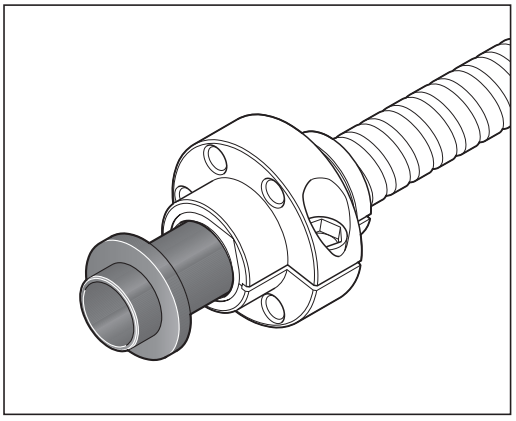
5.1.5 Указания по монтажу

Шариковинтовые приводы являются дорогостоящими узлами машин, от которых в значительной мере зависят точность и долговечность всего механизма. Поэтому при монтаже необходимо соблюдать следующие основные правила.

- Для подъема длинных винтов следует использовать соответствующее подъемное оборудование. Винт должен поддерживаться в нескольких точках по его длине, чтобы избежать чрезмерного прогибания (риск возникновения остаточной деформации).
- Все монтажные поверхности примыкающих конструкций должны быть чистыми и не иметь заусенцев.
- Для всех соединений винта нельзя превышать допустимые значения крутящего момента затяжки.
- Шариковинтовой привод должен располагаться строго параллельно установленным направляющим устройствам.
- После установки необходимо проверить, является ли крутящий момент постоянным на всей величине хода. Если это действительно так, то винт установлен правильно. Если значение крутящего момента меняется, то необходимо оптимизировать систему посредством переустановки концевых подшипников.
- Если потребуется снять шариковую гайку с винта, нужно использовать монтажную оправку, чтобы не допустить выпадения шариков. Демонтаж должны производить только квалифицированные специалисты, имеющие соответствующий допуск.
- Двойные ходовые гайки представляют собой точно подогнанные под винт системы, и их нельзя снимать с винта, так как это приведет к нарушению установленного предварительного натяга.
- Шариковые гайки, установленные без исходной смазки, необходимо тщательно смазать перед началом использования устройства.
- Если после установки шариковинтового привода рядом с ним должны производиться какие-либо работы, как, например, сверление, сварка или покраска, то перед началом выполнения работ шариковинтовой привод необходимо тщательно укрыть.
- Дополнительные важные указания и рекомендации содержатся в соответствующих инструкциях по монтажу.



При подъеме необходимо обеспечить поддержание узла в достаточном количестве точек.



Монтажная оправка

5.2 Шариковые гайки

5.2.1 Одинарные гайки

5.2.1.1 Характеристики системы

Наиболее ходовые шариковые гайки

Высокая эффективность Компактная конструкция

Одинарные гайки являются наиболее ходовыми шариковыми гайками. Имеются все стандартные размеры этих гаек с обычными значениями предварительного натяга и степени точности. При компактности конструкции они обеспечивают высокую эффективность. Системы с двумя (а иногда даже с четырьмя) шариковыми дорожками обеспечивают достижение очень высокой грузоподъемности, предлагая тем самым продолжительный срок службы для оборудования заказчиков.

Серии шариковых гаек

Различные серии одинарных гаек обеспечивают широкий выбор применения:

- Стандартная серия
- Миниатюрная серия
- Серия eLINE
- Серия ECOplus с рециркулирующими колпачками
- Скоростная серия с рециркулирующими колпачками
- Станочная серия

Конструкция одинарных гаек стандартной серии, по сути, описана в разделе 5.1.1.1.

В отличие от стандартных гаек, шариковые гайки ECOplus не имеют рециркулирующих элементов, но вместо них используются полностью пластмассовые рециркулирующие колпачки. Такая конфигурация делает их очень экономичными.

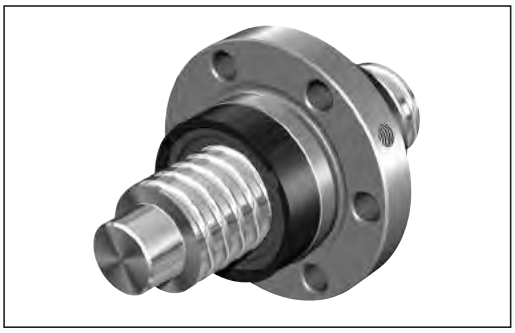
Одинарные гайки скоростной серии отличаются высокими максимально допустимыми линейными скоростями. Это возможно благодаря тому, что величина их шага равна или больше величины номинального диаметра.

В одинарных гайках станочной серии используется предварительный натяг. Предварительный натяг создается за счет смещения.

На иллюстрациях справа показаны примеры одинарных гаек из номенклатуры компании Rexroth.



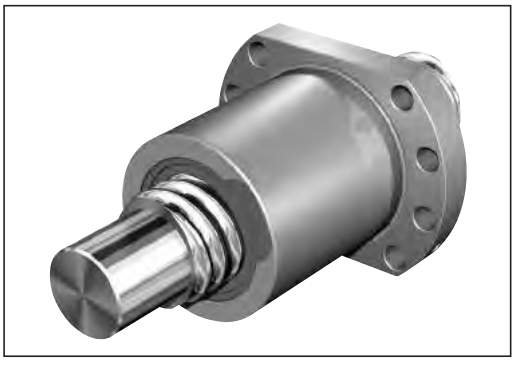
Цилиндрическая одинарная гайка стандартной серии



Одинарная гайка серии ECOplus с пластмассовыми рециркулирующими колпачками



Одинарная гайка скоростной серии с пластмассовыми рециркулирующими колпачками



Одинарная гайка станочной серии

5.2.1.2 Области применения

Диапазон применения одинарных гаек настолько широк, насколько широко представлена имеющаяся номенклатура. Одинарные гайки применяются практически во всех отраслях машиностроения.

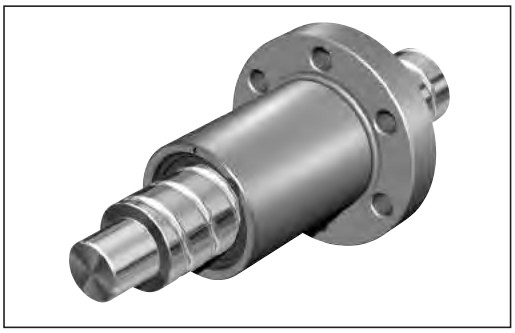
5.2 Шариковые гайки

5.2.2 Одинарные гайки стандартной серии

5.2.2.1 Характеристики системы

Наиболее распространенная серия

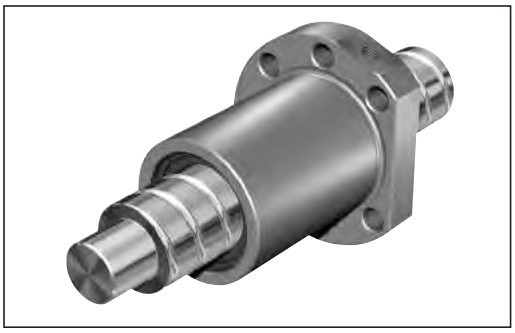
Стандартные одинарные гайки представляют собой наиболее распространенную серию с широчайшим разнообразием типов шариковых гаек. К стандартной серии относятся фланцевые гайки и цилиндрические гайки. Два типа фланцевых гаек также имеются в исполнении с регулируемым предварительным натягом. В гайках с регулируемым предварительным натягом есть узкий регулируемый паз, проходящий по всей длине тела гайки. Такая конструкция позволяет использовать, в зависимости от требований заказчика, и нулевой зазор, и регулируемый предварительный натяг.



Фланцевая гайка стандартной серии

Стандартизованная конструкция

Имеются одинарные гайки стандартной серии с установочными размерами согласно DIN 69051, часть 5 или с установочными размерами компании Rexroth. Для всех стандартных одинарных гаек имеется также несколько вариантов соответствующих корпусов и концевых подшипников.



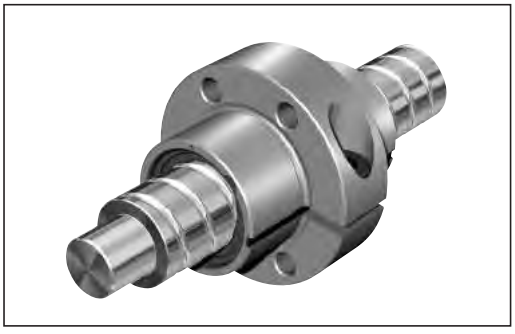
Фланцевая гайка стандартной серии с одним плоским срезом

5.2.2.2 Области применения

Благодаря широкому разнообразию типов одинарные гайки стандартной серии имеют очень широкий диапазон применения. Они могут использоваться практически во всех областях машиностроительной отрасли.



Цилиндрическая гайка стандартной серии



Гайка стандартной серии с регулируемым предварительным натягом.

5.2 Шариковые гайки

5.2.3 Одинарные гайки миниатюрной серии

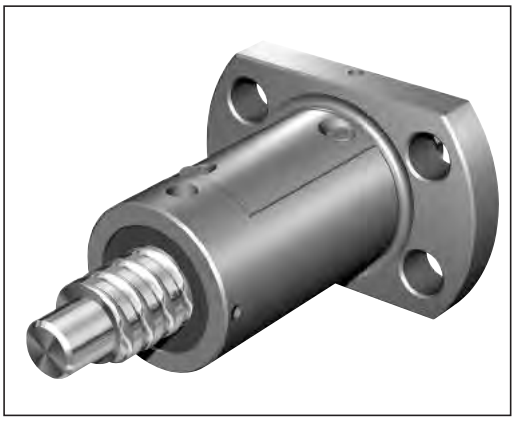
5.2.3.1 Характеристики системы

Номинальный диаметр менее 12 mm

Низкий предварительный натяг

Под миниатюрными шариковинтовыми узлами обычно подразумевают системы, имеющие номинальный диаметр менее 12 mm. Миниатюрные геометрические формы гаек получаются благодаря использованию оптимальных систем рециркуляции и очень малых шариков. Такие шариковинтовые пары, как правило, работают без предварительного натяга или с очень малым предварительным натягом, чтобы обеспечивалось максимально возможное плавное перемещение.

На иллюстрации справа показана типичная гайка из миниатюрной серии.



Фланцевая гайка миниатюрной серии

5.2.3.2 Области применения

Благодаря своей очень компактной конструкции, миниатюрные шариковинтовые приводы используются во всех областях технического применения, где имеются пространственные ограничения.

К типичным областям применения относятся:

- Производство и обработка полупроводниковых приборов
- Медицинская техника (диагностика, дозирование и реабилитация)
- Автоматизация (зажимные приспособления и фиксаторы, транспортно-загрузочные устройства, захваты и роботы)
- Электротехника (переключатели)
- Технологические процессы (приведение в действие клапанов и заслонок)
- Производственная техника (миниатюрные металлорежущие станки)

5.2 Шариковые гайки

5.2.4 Одинарные гайки серии eLINE

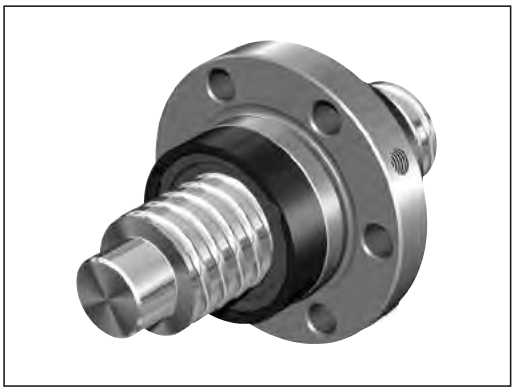
5.2.4.1 Характеристики системы

Экономичные

ВШариковинтовые приводы eLINE являются экономичными системами и предназначены для такого применения, где не предъявляются высокие требования к точности, скорости и жесткости. Использование альтернативных, рациональных производственных процессов и небольшого количества стандартных элементов позволяет находить очень приемлемые решения для создания приводных систем. Шариковинтовые гайки eLINE поставляются без предварительного натяга на ходовых винтах с невысоким уровнем точности.

Без предварительного натяга

На иллюстрациях справа показаны две типичные гайки из серии eLINE.



Фланцевая гайка серии eLINE с рециркуляционными колпачками



Ввинчивающаяся гайка серии eLINE

5.2.4.2 Области применения

Эти недорогие шариковинтовые приводы могут использоваться в любой технической области применения. Несмотря на определенные ограничения рабочих характеристик (например, невозможность использования предварительного натяга), они намного превосходят винты с трапецеидальной резьбой.

К типичным областям применения относятся:

- Автоматизация производства (транспортировка, зажим и фиксация заготовок)
- Регулируемые оси (деревообработка и гибочные прессы)
- Линейные актуаторы
- Эргономика (регулировка высоты стола)
- Транспортная техника (устройства для приведения в действие дверей и подъемное оборудование)

5.2 Шариковые гайки

5.2.5 Двойные гайки

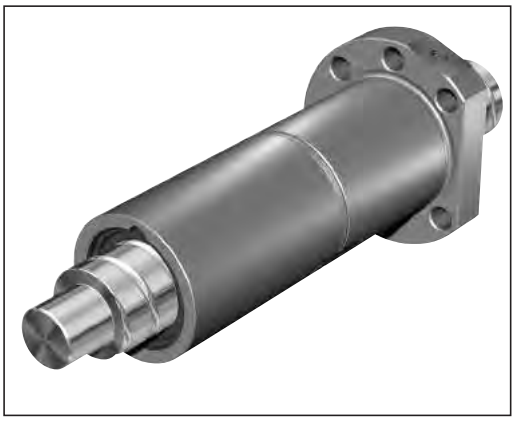
5.2.5.1 Характеристики системы

Предварительный натяг Двухточечный контакт

Двойные гайки являются классическим примером шариковых гаек с предварительным натягом и двухточечным контактом. Предварительный натяг создается за счет затяжки на винте двух полугаек ходовой гайки относительно друг друга (см. раздел 5.1.1.3). Двухточечный контакт обеспечивает высокую плавность работы даже при очень высоких значениях предварительного натяга.

Модульная конструкция

Двойные гайки являются довольно дорогостоящими, что объясняется их двухэлементной конструкцией (две полные гайки). Кроме того, модульная конструкция отличается большой длиной элементов, что необходимо учитывать при разработке примыкающей структуры.



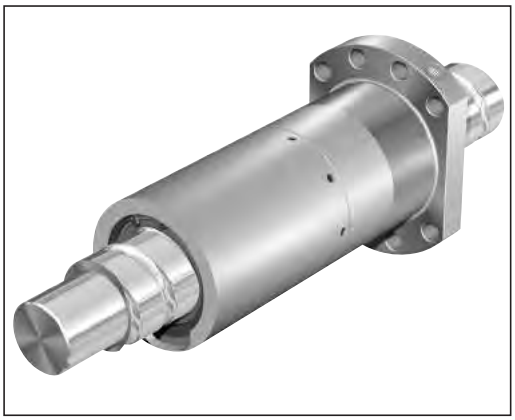
Двойная гайка стандартной серии

Серии двойных гаек

Rexroth предлагает две серии двойных гаек:
- Стандартная серия
- Станочная серия

Для двойных гаек устанавливается предварительный натяг, и они перемещаются по специальным ходовым винтам. Для гаек станочной серии специально оптимизированы значения грузоподъемности и скорости перемещения.

На иллюстрациях справа показаны две типичные двойные гайки.



Двойная гайка станочной серии

5.2.5.2 Области применения

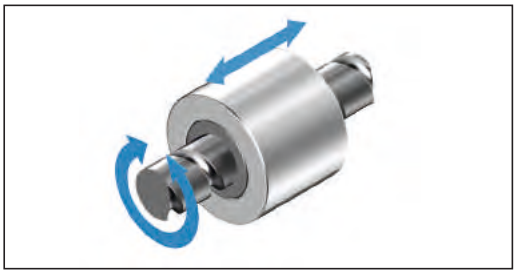
Двойные гайки преимущественно используются в станках. Обычно гайки устанавливаются в осях, к которым предъявляются высокие требования по точности и жесткости. Например, это могут быть главные оси в шлифовальных станках и обрабатывающих центрах.

5.3 Приводные узлы

5.3.1 Приводные узлы с приводным винтом

5.3.1.1 Характеристики системы

Эти доступные в готовом виде приводные узлы предлагают пользователям возможность быстрого и экономичного решения задач по устройству приводной системы при минимальных затратах на разработку и изготовление. Они объединяют в одном узле все рабочие характеристики классического шариковинтового привода. При использовании в паре с линейными направляющими Rexroth они дают разработчикам станков полную свободу конструирования для любого применения.



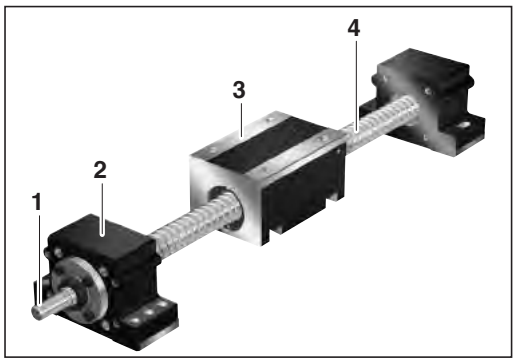
Принцип работы приводного винта

Rexroth предлагает два типа приводных узлов с приводными винтами:

- Открытый приводной узел AOK
- Приводной узел AGK в корпусе с уплотнительной полоской

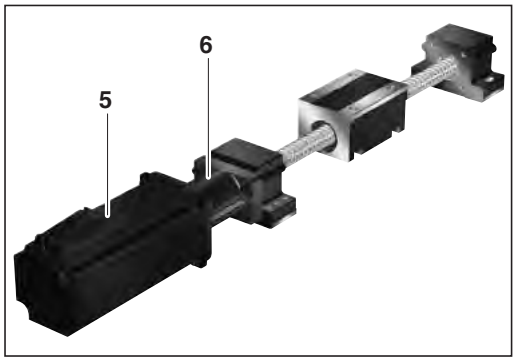
Открытые приводные узлы (AOK)

Приводной узел AOK представляет собой классический шариковинтовой узел с подшипниковыми опорами и корпусом гайки в сборе с шариками. По требованию заказчика вместе с узлом могут поставляться двигатель и редуктор.



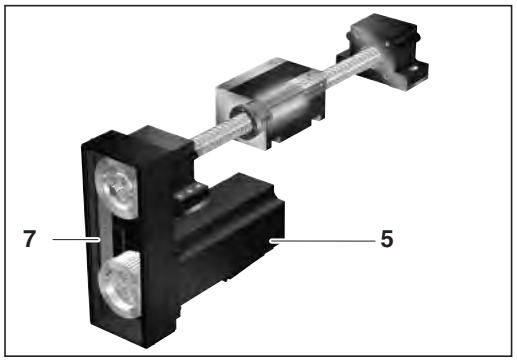
Приводной узел AOK

Приводные узлы включают в себя прецизионный винт и одинарную цилиндрическую гайку (с нулевым зазором или с предварительным натягом). Алюминиевый корпус шариковой гайки со всех сторон начисто обработан и имеет с двух сторон базовые кромки. Корпуса подшипниковых опор изготовлены из жесткого штампованного алюминиевого профиля с имеющимися с двух сторон базовыми кромками и монтажными отверстиями, а также элементом базирования для установки двигателя.



Приводной узел AOK с узлом крепления двигателя, муфтой и двигателем

На иллюстрациях справа показаны приводные узлы AOK с различными вариантами присоединения двигателя.



Приводной узел AOK с боковым приводным зубчатым ремнем и двигателем

1 Шейка винта
2 Корпус опорного подшипника
3 Корпус гайки с шариковой гайкой
4 Винт
5 Двигатель
6 Узел крепления двигателя, муфта
7 Боковой приводной зубчатый ремень

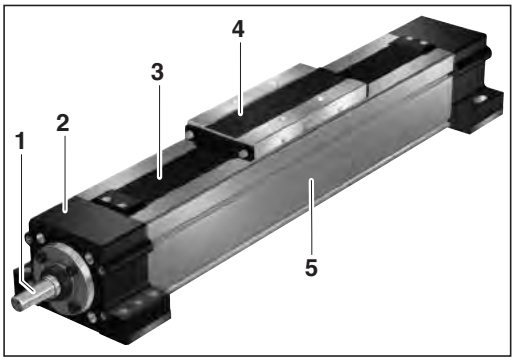
5.3 Приводные узлы

5.3.1 Приводные узлы с приводным винтом

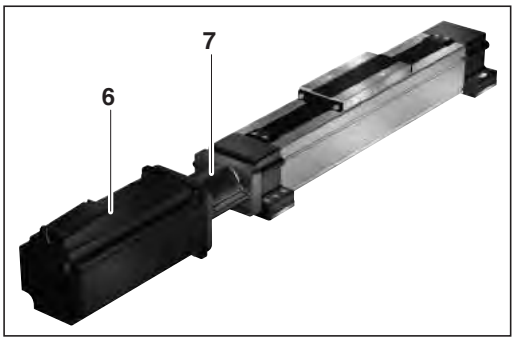
Закрытый приводной узел (AGK)

Закрытый приводной узел с шариковинтовой парой имеет такую же базовую конструкцию, как и приводной узел AOK, только в нем дополнительно предусмотрены корпус и уплотнительная полоска. Это исключает необходимость разработки и установки защитных конструкций. Узел поставляется встроенным в корпус из штампованного алюминиевого профиля с уплотнительной стальной или полиуретановой полоской.

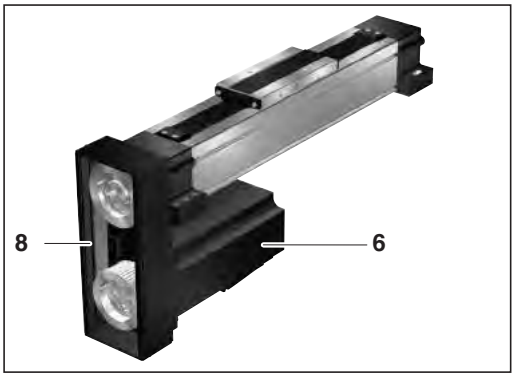
На иллюстрациях справа показаны приводные узлы AGK с различными вариантами присоединения двигателя.



Приводной узел AGK



Приводной узел AGK с узлом крепления двигателя, муфтой и двигателем

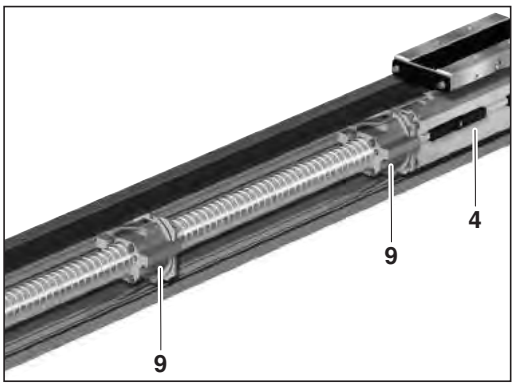


Приводной узел AGK с боковым приводным зубчатым ремнем и двигателем

1 Шейка винта
2 Корпус опорного подшипника со стороны привода
3 Уплотнительная полоска
4 Каретка с шариковой гайкой
5 Корпус
6 Двигатель
7 Узел крепления двигателя и муфта
8 Боковой приводной зубчатый ремень
9 Опора для винта

Опора для винта (OB)

Приводной узел AGK имеется в исполнении с дополнительными опорами для винта (OB). Эти подвижные опоры для винта располагаются по обе стороны от шариковой гайки и обеспечивают радиальное поддержание винта относительно корпуса. Это позволяет винту вращаться с высокой скоростью даже при использовании с большой длиной перемещения. Число опор для винта выбирается свободно, и оно зависит от максимально допустимой линейной скорости и от критической частоты вращения винта для конкретного применения.



Приводной узел AGK с опорами для винта

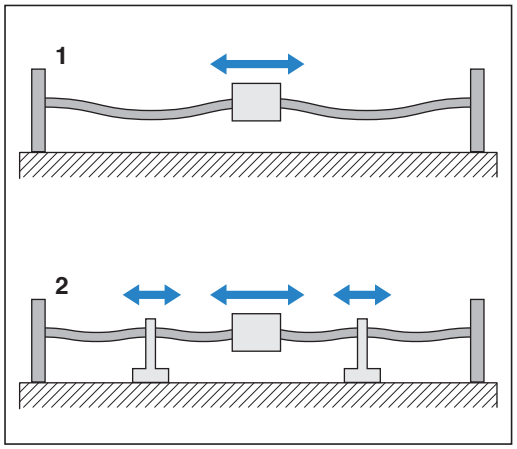
5.3 Приводные узлы

5.3.1 Приводные узлы с приводным винтом

Принцип работы опоры для винта

Подвижные опоры для винта действуют как плавающие подшипники и уменьшают свободную длину винта между гайкой и концевыми подшипниками. Это повышает критическую частоту вращения винта, уменьшая при этом прогибание винта и резонансную энергию, возникающую в системе в результате биения винта.

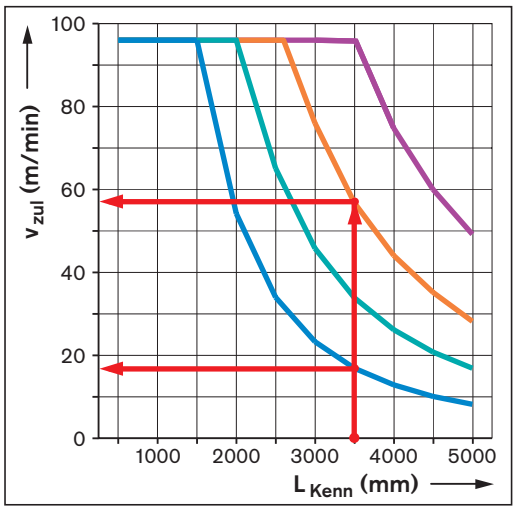
1 Шариковинтовой узел без опор для винта
2 Шариковинтовой узел с одной подвижной опорой для винта с каждой стороны гайки.



Принцип работы опоры для винта

Влияние опор для винта на максимально допустимую линейную скорость становится ясным из следующего примера (см. график справа):
Приводной узел с шариковинтовой парой типоразмера 32 с шагом 32 mm и длиной винта 3500 mm без опор для винта может работать с максимальной линейной скоростью 17 m/min. При использовании двух опор для винта с каждой стороны шариковой гайки возможна работа с максимальной линейной скоростью 57 m/min без достижения диапазона критической частоты вращения винта.

v_{zul} = максимально допустимая линейная скорость (m/min)
L_{kenn} = монтажная длина (длина винта) (mm)



Показ зависимости величины максимально допустимой линейной скорости от количества опор для винта на примере приводного узла AGK 32 с шариковинтовой парой 32x32

- Без опор для винта
- С 1 опорой для винта (с каждой стороны)
- С 2 опорами для винта (с каждой стороны)
- С 3 опорами для винта (с каждой стороны)

5.3.1.2 Области применения

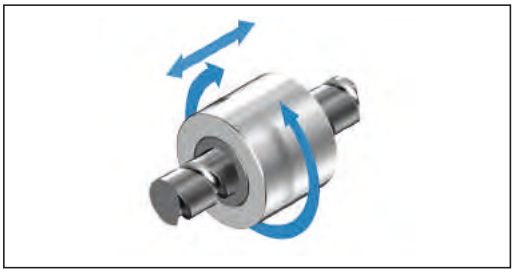
Приводные узлы с приводными винтами и опорами для винтов приемлемы для использования в устройствах с очень большой длиной перемещения. Герметичность конструкции делает такое решение идеально подходящим для деревообрабатывающей промышленности, а также для использования в установках для водоструйной резки.

5.3 Приводные узлы

5.3.2 Приводные узлы с приводной гайкой

5.3.2.1.Характеристики системы

Требования, связанные с необходимостью обеспечения более высокой динамики, а также конкуренция со стороны линейных двигателей (см. Главу 6, раздел 6.8.2.2) привели к созданию систем, в которых приводной является гайка, а не винт.



Принцип работы приводной гайки

Преимущества

Эта концепция обеспечивает заметные преимущества по сравнению с конструкцией с приводным винтом:

- Так как винт не вращается, уже нет ограничения по частоте вращения, связанного с критической частотой вращения винта. Однако даже при неподвижных винтах следует учитывать собственную частоту колебаний. С другой стороны, резонанс (когда частота вращения гайки совпадает с частотой колебаний первого порядка) становится менее критичным фактором, чем в системах с приводными винтами, поскольку приводная гайка привносит значительно меньше энергии. Это обеспечивается благодаря оптимизации радиального и осевого биения приводных гаек компании Rexroth. Теоретически, системы могут работать при максимальной частоте вращения, которая определяется характеристической скоростью (см. раздел 5.1.1.7). Тем не менее, область резонанса должна преодолеваться как можно быстрее, чтобы избежать воздействия на систему ненужных напряжений.
- Не нужно заставлять винт вращаться. Это уменьшает общий момент инерции системы.
- Для закрепления концов не вращающегося винта можно использовать более простую, а следовательно, более экономичную конструкцию.
- Так как винт неподвижен, для его растяжения (напряжения) нужно относительно небольшое усилие. Это позволяет компенсировать отклонения по длине из-за температурных колебаний.
- Результаты теплового воздействия можно также компенсировать, используя полый винт с системой охлаждения.

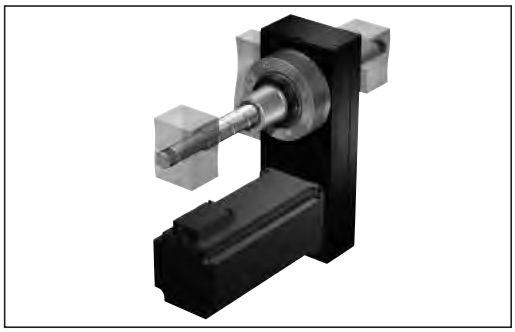
Недостатком такой системы является то, что вместе с кареткой перемещается и двигатель, а, следовательно, необходимо предусмотреть соответствующее пространство и схему прокладки кабеля.

Rexroth предлагает два типа приводных узлов с приводными гайками:

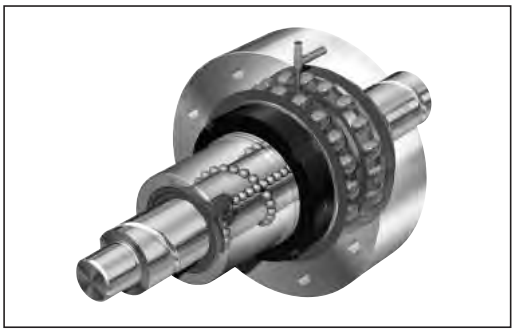
- Приводной узел с приводной гайкой FAR с боковым приводным зубчатым ремнем и двигателем
- Приводной узел MHS с прямо приводной гайкой и двигателем с полым валом.

Приводной узел FAR с ременно-приводной гайкой

В приводных узлах с ременно-приводными гайками FAR привод шариковой гайки осуществляется от двигателя через зубчатый ремень. Приводные узлы FAR имеются в виде комплектных функциональных узлов, состоящих из шариковинтовой пары, приводного бокового зубчатого ремня и серводвигателя переменного тока.



Приводной узел FAR с боковым приводным зубчатым ремнем



Шариковая гайка приводного узла FAR

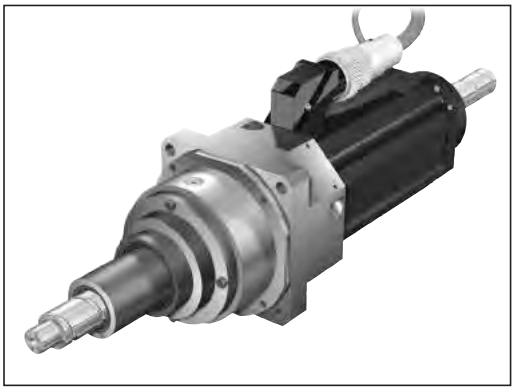
5.3 Приводные узлы

5.3.2 Приводные узлы с приводной гайкой

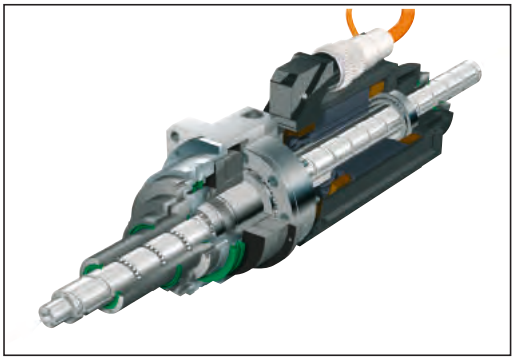
Приводной узел MHS с двигателем с полым валом

В приводных узлах MHS привод гайки осуществляется непосредственно от двигателя с полым валом. Винт шариковинтовой пары проходит через полый вал ротора серводвигателя.

Расположение серводвигателя и шариковинтовой пары на одной оси позволяет экономить пространство. Соединение гайки с двигателем с полым валом осуществляется без помощи дополнительных передаточных элементов. Исключаются такие передаточные элементы, как приводные ремни или муфты, а также, как правило, их отрицательное воздействие на точность.



Функциональный узел, состоящий из шариковой гайки и установленного на винте двигателя с полым валом

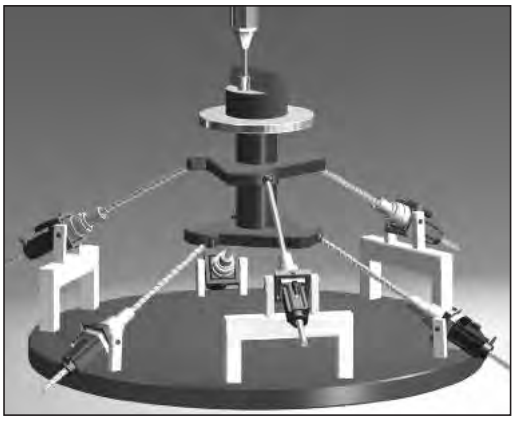


Конструкция приводного узла MHS

5.3.2.2 Области применения

Преимущества приводных гаек лучше всего проявляются при использовании в устройствах с большой длиной перемещения, например, в столах шлифовальных станков.

Приводные узлы с прямоприводной гайкой и двигателем с полым валом MHS являются идеальным решением для высокодинамичных устройств. Динамический потенциал шариковинтового привода может использоваться в самом полном объеме. Системы с приводными гайками успешно применяются, например, в гексаподах. В таких системах прямоприводные гайки фиксируются в осевом направлении, а винты выполняют линейные перемещения.



Модель гексапода с шестью приводными узлами MHS

6.1 Основные положения

6.1.1 Технология системы

Передовые законченные решения

Системы линейных перемещений представляют собой прецизионные, готовые к установке направляющие и приводные системы, соединяющие в себе высокую производительность и компактность размеров. Существует широкий выбор конфигураций, которые могут использоваться во многих различных областях промышленного применения.
Использование стандартных систем линейных перемещений зачастую ускоряет, упрощает и удешевляет производство машин и оборудования. Значительно упрощаются процессы разработки, проектирования, производства и материально-технического снабжения.



Преимущества

Системы линейных перемещений Rexroth предлагают множество преимуществ:

- Полная номенклатура изделий практически для любого применения
- Множество вариантов приводов
- Разнообразие решений, позволяющее адаптировать многоосевые комбинации для использования с системой профильных конструкций компании Rexroth
- Возможна длина до 12 метров
- Все системы линейных перемещений могут поставляться в комплекте с двигателем, усилителем привода и системой управления.
- Масштабируемые, удовлетворяющие требованиям заказчика системы
- Меньшие затраты усилий на проектирование и производство
- Экономически эффективная адаптация с учетом индивидуальных требований заказчиков
- Широкая номенклатура принадлежностей
- Возможность консультаций с высокопрофессиональными специалистами службы сбыта и разработчиками.

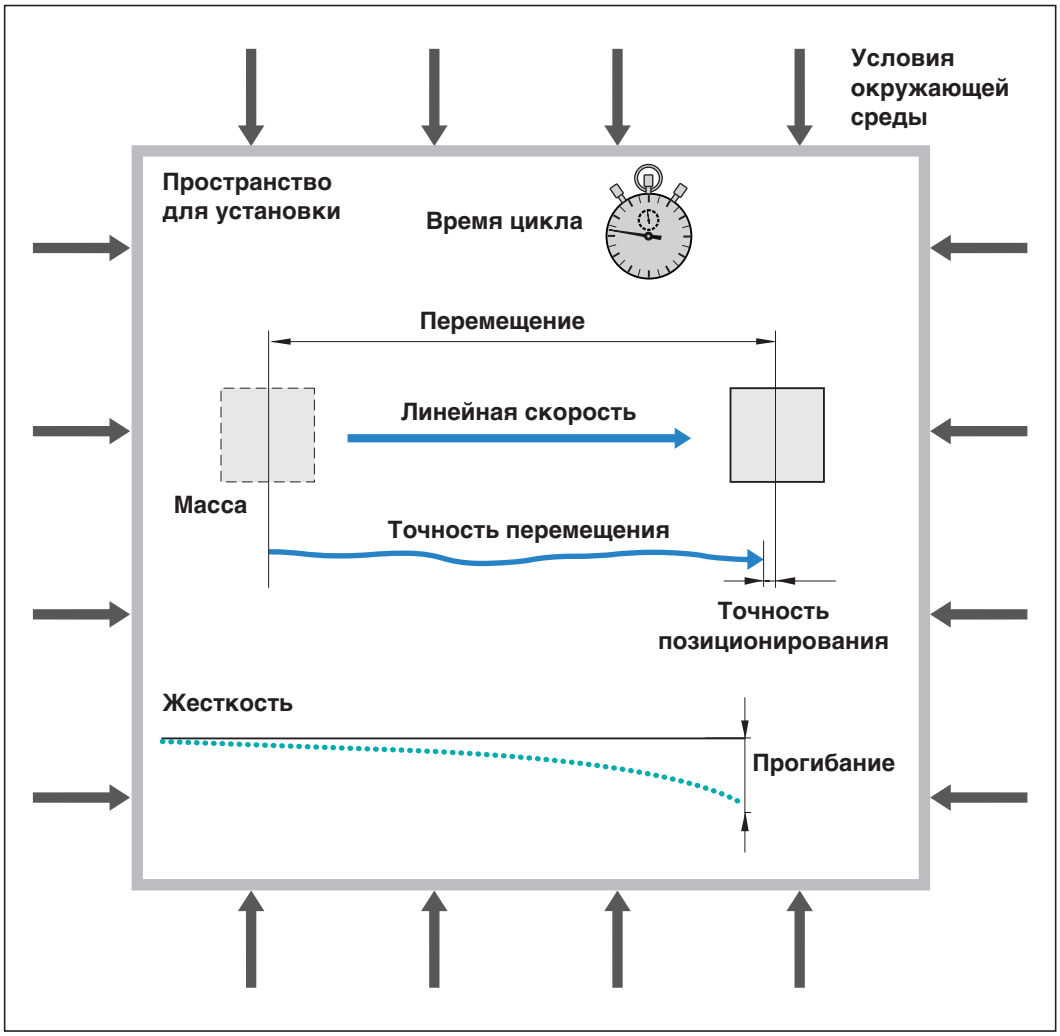
6.1 Основные положения

6.1.1 Технология системы

Использование заказчиками систем линейных перемещений

Ниже представлено типичное использование заказчиками систем линейных перемещений. Какую-то массу необходимо переместить на определенное расстояние за определенное время.

Важными параметрами при этом являются доступное для установки пространство, преобладающие условия окружающей среды, а также требуемые точность и жесткость.



Параметры для использования системы линейного перемещения

Области применения

По сути дела, система линейного перемещения может использоваться всегда, когда возникает необходимость в автоматизации линейных перемещений. Однако не все системы линейных перемещений являются приемлемыми для всех областей применения.

Области применения могут классифицироваться по выполняемым задачам или по отраслям промышленности. Типичными задачами для систем линейных перемещений являются:

- Транспортировка (взять и поместить)
- Сборка
- Измерительные операции
- Обработка

Системы линейных перемещений могут применяться в любой отрасли. В частности, они широко распространены в следующих областях:

- Электроника и производство полупроводников
- Медицинская техника и фармацевтическая промышленность
- Общая автоматизация предприятий
- Деревообработка
- Пищевая и упаковочная промышленность

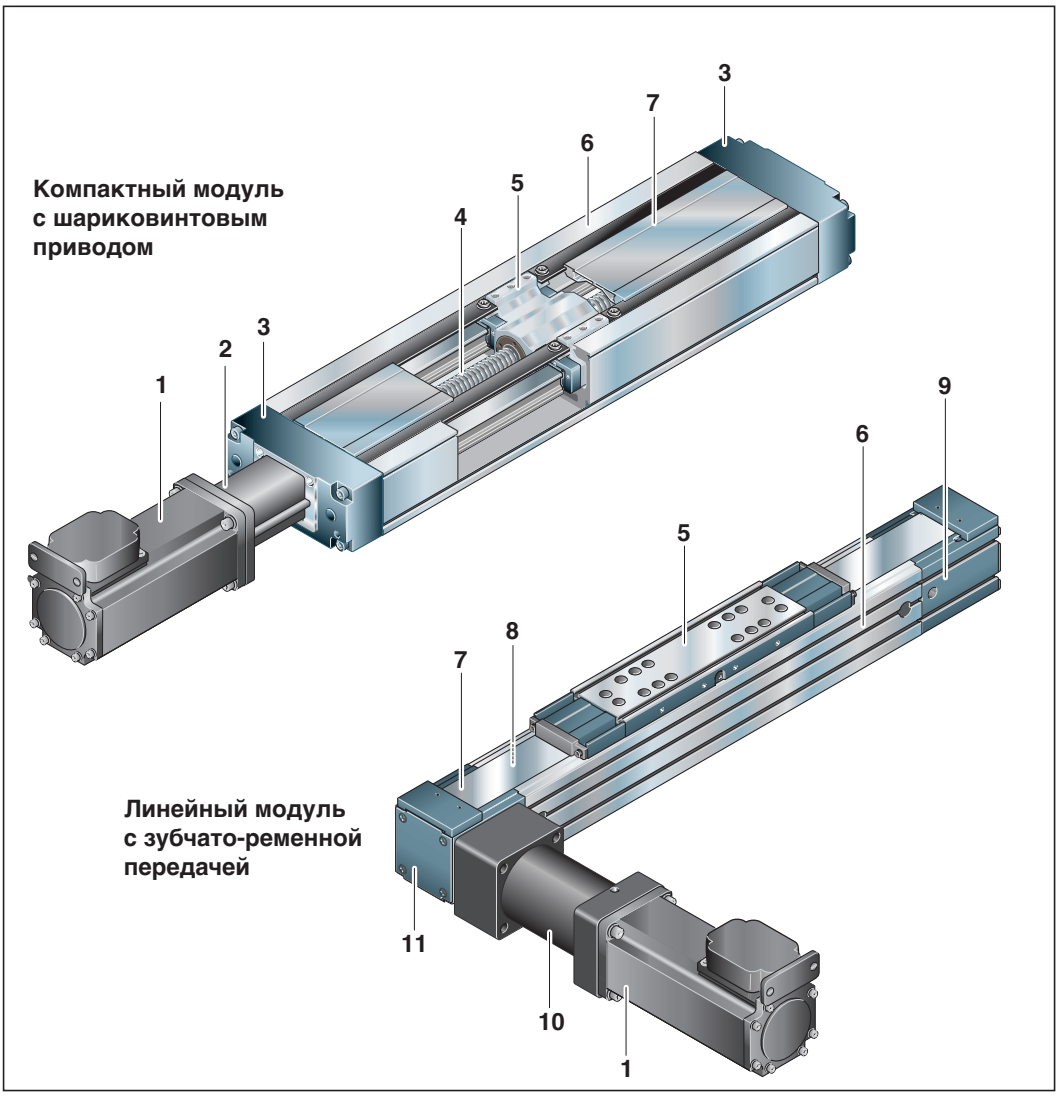
6.1 Основные положения

6.1.1 Технология системы

6.1.1.1 Базовая конструкция систем линейных перемещений

Системы линейных перемещений всегда имеют одну и ту же базовую конструкцию. Они состоят из следующих элементов:

- Несущий профиль (каркас) с направляющей (6)
- Подвижный блок с каретками (5)
- Концевые блоки с подшипниками (3) или защита со стороны присоединения привода (11) и защита со стороны натяжения (9)
- Приводной узел, т.е. шариковинтовой привод (4), зубчато-ременная передача (8), линейный двигатель и т.д.
- Защитное устройство (7), например, закрывающая накладка, уплотнительная лента
- Серводвигатель переменного тока, трехфазный двигатель или шаговый двигатель (1), присоединяющийся либо непосредственно через узел крепления с муфтой (2), либо через редуктор (10), с контроллером и блоком управления.
- Переключатели, штепсельный разъем, кабельный канал
- Необязательные элементы, такие как опоры для винта, соединительные плиты, зажимные приспособления, позиционные измерительные системы и т.д.



Конструкция систем линейных перемещений

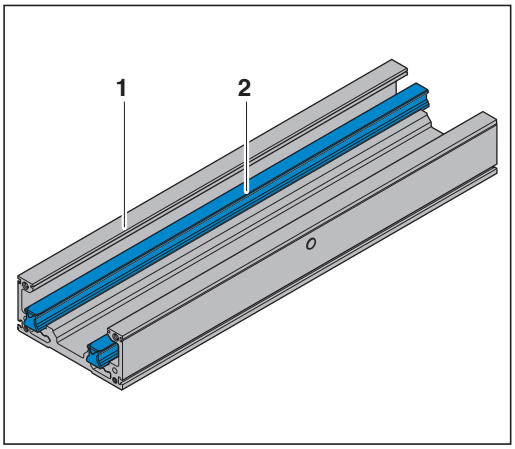
6.1 Основные положения

6.1.1 Технология системы

Каркас с линейной направляющей

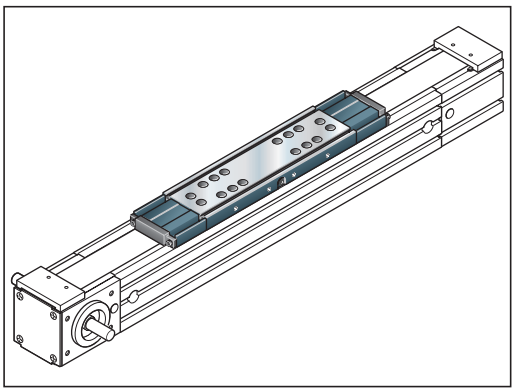
Направляющий узел состоит из несущего профиля, выполняющего функцию каркаса (1), и линейных направляющих (2).

В большинстве случаев каркас крепится к предоставляемому заказчиком основанию при помощи зажимных приспособлений. Обычно он состоит из экструдированного профиля из анодированного алюминия, который придает системе линейных перемещений высокую жесткость. Анодированное покрытие улучшает внешний вид каркаса и защищает профиль от царапин и коррозии. Имеются также линейные шариковые столы TKK со стальными опорными плитами, которые обеспечивают еще более высокую жесткость и точность, чем алюминиевые основания. В прецизионных модулях PSK каркас одновременно служит и U-образным направляющим рельсом, и поэтому он всегда изготавливается из стали.



Каркас с направляющими рельсами

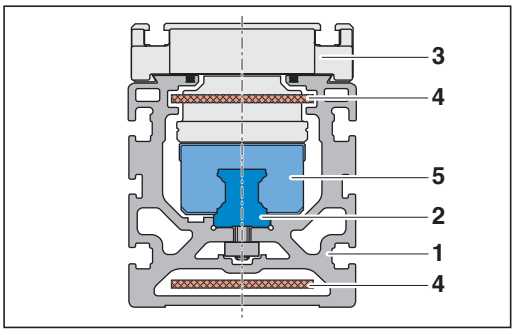
Фактическим направляющим элементом в системе линейных перемещений является направляющий рельс. Он крепится к каркасу. Направляющий рельс крепится к каркасу при помощи болтов, либо используется соединение типа "ласточкин хвост", или же он встраивается в каркас. При использовании направляющих на кулачковых роликах круглая направляющая запрессовывается в каркас. Более подробное описание различных типов направляющих содержится в разделе 6.1.1.3.



Узел подвижного блока

Подвижный блок с каретками

Узел подвижного блока, как правило, состоит из компактного алюминиевого профиля со встроенными или привинченными каретками. На подвижном блоке обычно устанавливается изготовленная заказчиком оснастка. Подвижный блок крепится к приводному узлу системы линейных перемещений. Когда двигатель создает крутящий момент на валу привода, приводной узел приводит подвижный блок в движение. Типичными приводными узлами являются шариковинтовые приводы или зубчато-ременные передачи.



Поперечное сечение линейного модуля с зубчато-ременной передачей

Смазка через подвижный блок

Во всех системах линейных перемещений используется консистентная смазка, подача которой осуществляется в одной точке. (Для смазки направляющих на кулачковых роликах применяется масло). Смазка направляющих осуществляется через подвижный блок, либо сбоку (например, вручную), либо сверху, через предоставляемую заказчиком смазочную систему.

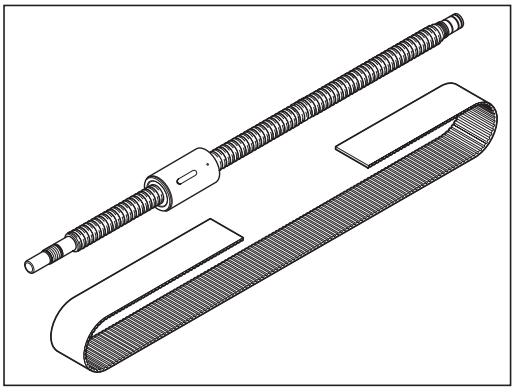
1 Каркас
2 Направляющий рельс
3 Подвижный блок
4 Зубчатый ремень
5 Каретка

6.1 Основные положения

6.1.1 Технология системы

Приводной узел системы линейных перемещений

В состав приводного узла системы линейных перемещений входят создающие усилие и передающие усилие элементы с соответствующими подшипниками. Более подробное описание различных типов приводных узлов содержится в разделе 6.1.1.4.

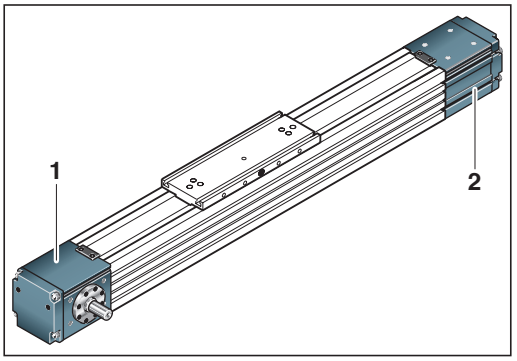


Варианты исполнения шариковинтового привода и зубчато-ременной передачи

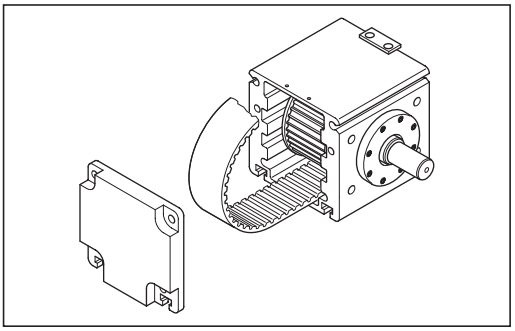
Зубчато-ременная передача

В линейных модулях с ременной передачей имеется защита со стороны присоединения привода (1) и защита со стороны натяжения (2). Основным элементом, находящимся под защитой со стороны привода, является установленный на подшипниках качения шкив. Зубчатый шкив обеспечивает передачу крутящего момента двигателя на зубчатый ремень.

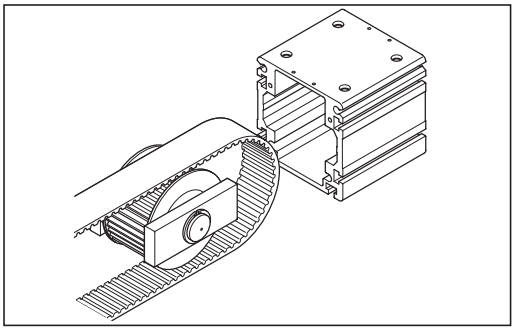
Под защитой со стороны натяжения зубчатый ремень оборачивается вокруг второго установленного на подшипниках шкива и продолжает движение в обратном направлении. Здесь можно производить натяжение ремня посредством регулировки положения шкива.



Концевые защитные кожухи



Защита со стороны присоединения привода (1)



Защита со стороны натяжения (2)

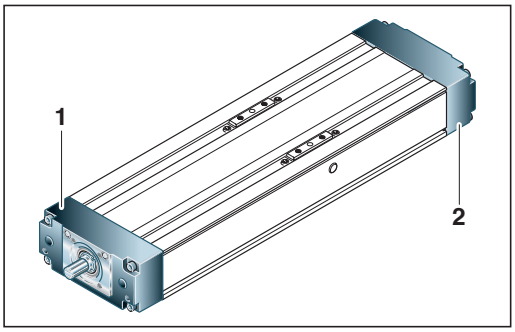
6.1 Основные положения

6.1.1 Технология системы

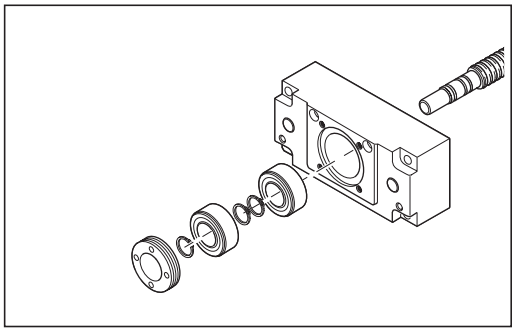
Шариковинтовой привод

В системах линейных перемещений с шариковинтовым приводом концевые защитные кожухи называются концевыми блоками. В них размещаются концевые подшипники шариковинтового привода. Из одного из двух концевых блоков выступает шейка ходового винта, обеспечивающая соединение винта с двигателем.

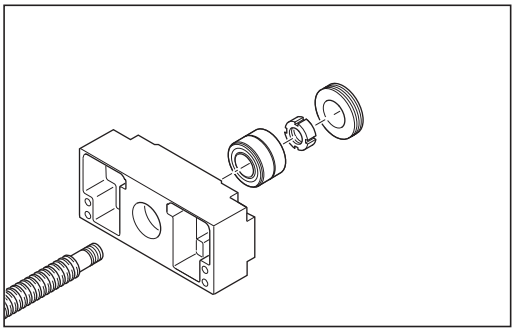
1 Концевой блок со стороны присоединения привода
2 Концевой блок со второй стороны



Концевые блоки



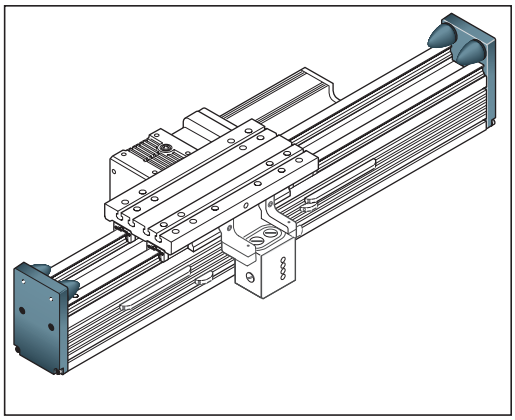
Узел концевого блока с неподвижным подшипником (1)



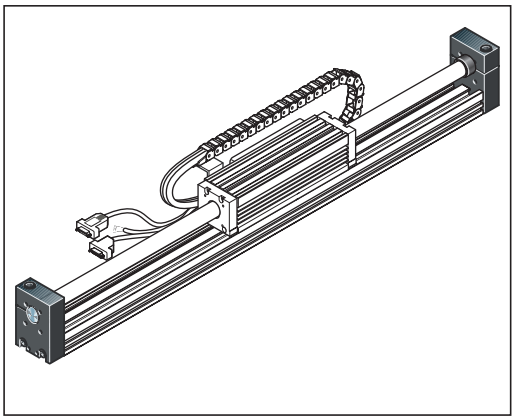
Узел концевого блока с плавающим подшипником (2)

Линейный двигатель Зубчато-реечная передача

В системах линейных перемещений с линейным двигателем или с зубчато-реечной передачей концевые блоки используются и как концевые крышки для каркаса, и как упоры, препятствующие выходу подвижного блока за пределы каркаса.



Концевые блоки с амортизаторами на линейном модуле с зубчато-реечной передачей



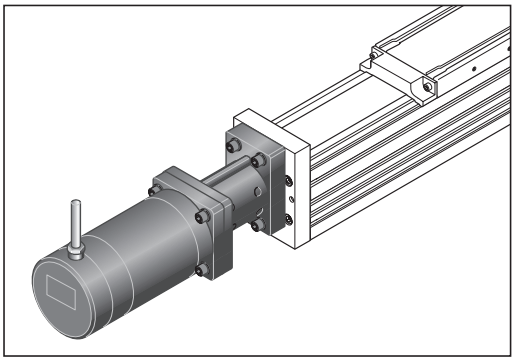
Концевые блоки с амортизаторами на линейном модуле с линейным двигателем

6.1 Основные положения

6.1.1 Технология системы

Двигатели

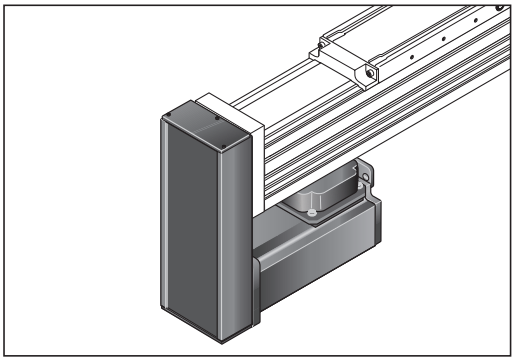
Приводами для систем линейных перемещений с шариковинтовым приводом, зубчато-ременной передачей или зубчато-реечной передачей служат электродвигатели. Компания Rexroth предлагает широкий выбор серводвигателей переменного тока, трехфазных двигателей и шаговых двигателей. В зависимости от применения, а также от выбранной комбинации системы линейных перемещений и двигателя, привод систем осуществляется либо напрямую от двигателя через муфту, либо с использованием дополнительной зубчатой передачи. В качестве зубчатых передач используются боковые зубчато-ременные передачи или планетарные передачи. Имеется специальная планетарная зубчатая передача, которая встраивается в шкив, находящийся в кожухе со стороны присоединения привода.



Узел двигателя с муфтой и шаговым двигателем

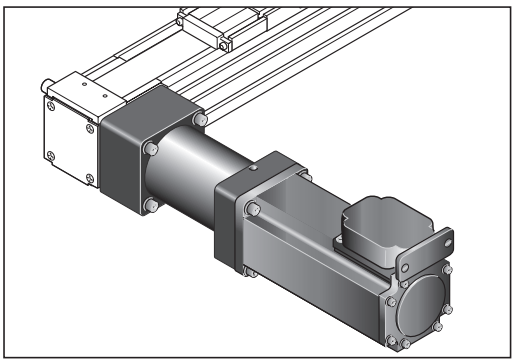
Зубчатые передачи

Для упрощения присоединения двигателя или зубчатой передачи предусмотрен элемент базирования и крепежная резьба. Муфта обеспечивает передачу крутящего момента без нагружения от привода ведущему валу системы линейных перемещений. Линейные модули с механизмом зубчато-реечной передачи соединяются с двигателем посредством червячной передачи.



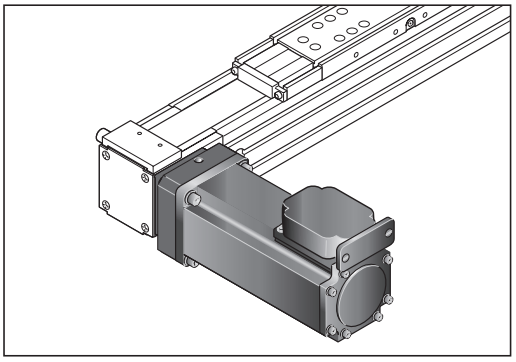
Зубчатый механизм в виде боковой зубчато-ременной передачи с серводвигателем

Путем подбора передаточных отношений заказчик может регулировать величину крутящего момента на валу привода в зависимости от конкретных требований и добиваться оптимального соотношения между внешней нагрузкой и моментом инерции двигателя. Это особенно важно для оптимизации схемы управления приводом и создания высоко динамичных приводов.



Зубчатый механизм в виде планетарной передачи с серводвигателем

При использовании боковой зубчато-ременной передачи можно сократить общую длину системы линейных перемещений по сравнению с конфигурацией с присоединением двигателя напрямую.



Встроенная планетарная передача и серводвигатель

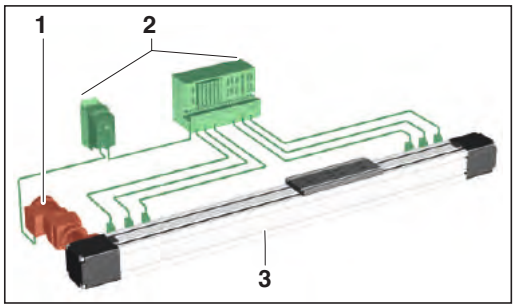
6.1 Основные положения

6.1.1 Технология системы

Контроллеры и управляющие устройства

В наличии имеются контроллеры и управляющие устройства для всех вариантов двигателей. Поэтому у компании Rexroth можно приобрести весь комплектный узел, т.е. систему линейных перемещений, двигатель, контроллер и управляющее устройство.

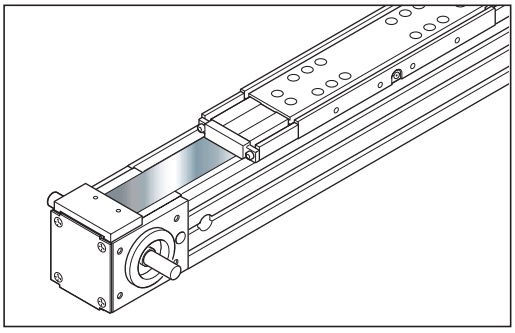
1 Двигатель
2 Контроллер и управляющее устройство
3 Система линейных перемещений



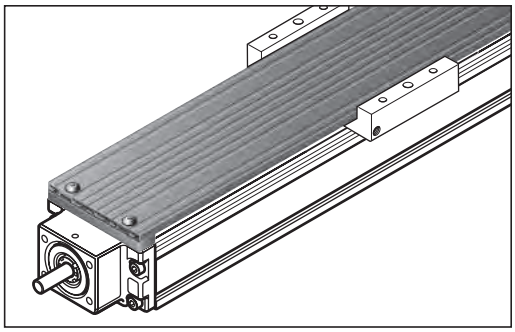
Система линейных перемещений в комплекте с управляющим устройством, контроллером и двигателем

Защитные устройства

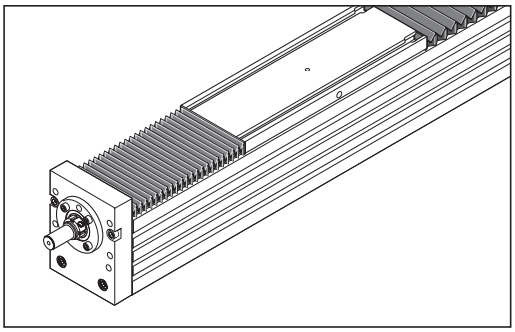
Некоторые системы линейных перемещений в стандартном исполнении поставляются с защитными устройствами для защиты их от загрязнения. Защитное устройство в качестве дополнительного элемента может также устанавливаться и в других системах линейных перемещений. В зависимости от типа системы защитное устройство может выполняться в виде уплотнительной ленты, закрывающей накладки или защитных рукавов.



Уплотнительная лента



Закрывающая накладка из листового металла



Защитные рукава

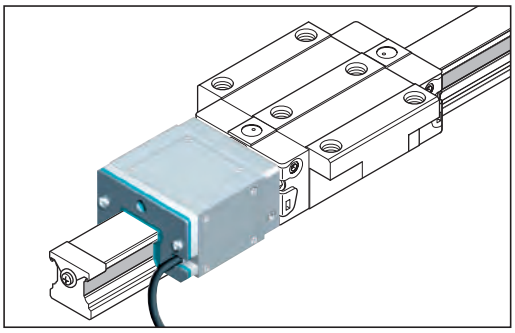
Измерительные системы

Системы линейных перемещений могут оснащаться измерительными системами для определения положения. Выбор принципа измерения будет зависеть от типа используемой системы линейных перемещений. Имеются следующие варианты:

- Оптические системы
- Магнитные системы
- Индуктивные системы

Измерительные системы могут также поставляться, как:

- Вращающиеся системы (круговые датчики)
- Линейные системы (например, интегрированная измерительная система компании Rexroth, стеклянная линейка)



Встроенная индуктивная измерительная система на шариковой рельсовой направляющей

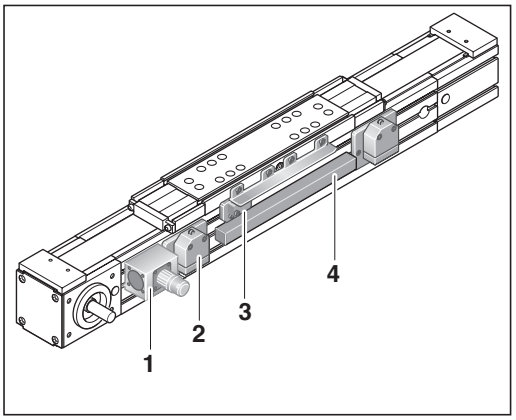
В зависимости от конструкции системы все измерительные системы могут быть либо встроенными, либо устанавливаться снаружи.

6.1 Основные положения

6.1.1 Технология системы

Переключающие системы

Существуют различные переключающие системы, предназначенные для использования с системами линейных перемещений. Они могут применяться в качестве концевых переключателей или базовых переключателей. Обычно в линейных модулях используются либо механические (2), либо индуктивные (3) переключатели. Компактные модули оснащаются датчиками магнитного поля (датчики Холла или Рида).



Переключающая система

Штепсельный разъем

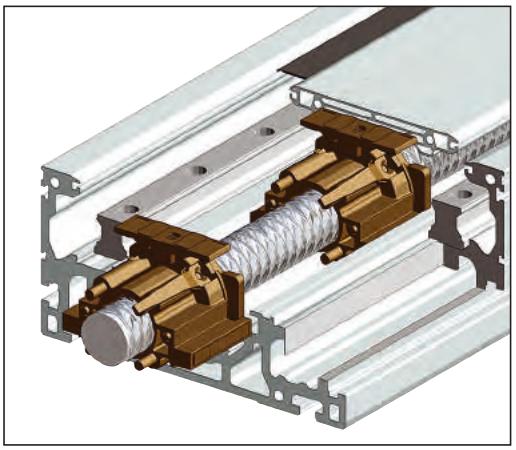
Провода для подключения переключателей можно сгруппировать и пропустить через штепсельный разъем. Как правило, для подключения к контроллеру требуется всего один кабель.

Кабельный канал

Для защиты кабелей переключателей используется боковой кабельный канал (4) (см. раздел 6.8.4).

Опоры для винта

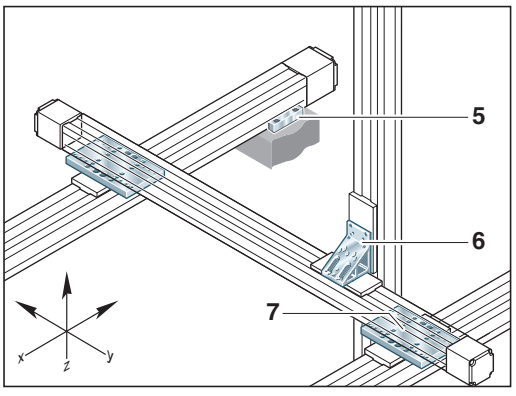
Системы линейных перемещений с шарико-винтовым приводом могут дополнительно оснащаться опорами для винта. Использование опор для винта позволяет увеличить длину хода или же обеспечить значительное увеличение максимально допустимой частоты вращения при сохранении той же длины хода. Максимально допустимая частота вращения зависит от критической частоты вращения винта.



Компактный модуль с опорами для винта

Соединительные элементы

Для компактных модулей имеются соединительные плиты (7) с такой же формой Т-образных пазов, как и у профилей компании Rexroth, которые используются для присоединения дополнительных модулей или для установки оснастки заказчика. Это позволяет стандартизировать присоединение элементов. Для линейных и компактных модулей также имеются соединительные кронштейны (6), предназначенные для создания комбинаций X-Y-Z . Для крепления систем линейных перемещений к основанию можно использовать зажимные приспособления (5).



Соединительные элементы

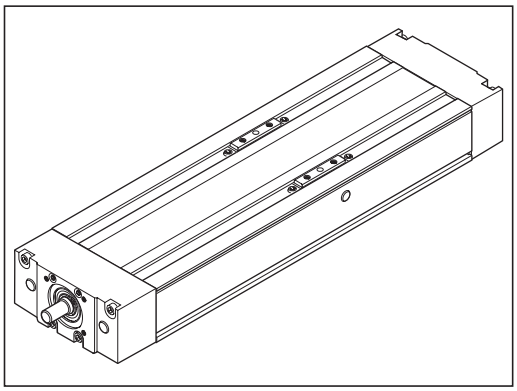
1 Штекер
2 Механический переключатель
3 Бесконтактный переключатель
4 Кабельный канал
5 Зажимное приспособление
6 Соединительный кронштейн
7 Соединительная плита

6.1 Основные положения

6.1.1 Технология системы

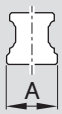
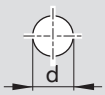
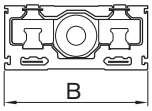
6.1.1.2 Обозначения типов и типоразмеров

Для упрощения распознавания многих видов систем линейных перемещений в компании Rexroth используется простая система идентификации, включающая в себя обозначение типа и типоразмера. Обозначение типа состоит из трех букв, которые определяют тип системы, а также используемую направляющую и приводной узел. Затем следует обозначение типоразмера, которое включает в себя типоразмер линейной направляющей и ширину каркаса.



Пример: Компактный модуль CKK 20-145

В представленной ниже таблице на примере компактного модуля показана система кодирования, применяемая компанией Rexroth для обозначения типов и типоразмеров систем линейных перемещений. (Кодовые буквы основываются на немецких названиях изделий).

Обозначение		**Тип**			**Типоразмер**	
	Пример: Компактный модуль	**C**	**K**	**K**	**20 -**	**145**
Система	Линейный модуль закрытого типа (**M**) Линейный модуль открытого типа (**L**) Компактный модуль (**C**) Прецизионный модуль (**P**) Стол с рельсовыми направляющими (**T**) Салазки линейных перемещений (**S**)	C				
Направляющая	Шариковая рельсовая направляющая (**K**) Интегрированная шариковая рельсовая направляющая (**S**) Направляющая на кулачковых роликах (**L**) Направляющая с шариковыми втулками закрытого типа (**G**) Направляющая с шариковыми втулками открытого типа (**O**)		K			
Привод	Шариковинтовой привод (**K**) Зубчато-ременная передача (**R**) Линейный двигатель (**L**) Пневматический привод (**P**) Зубчато-реечная передача (**Z**) Без привода (**O**)			K		
Размер направляющей						
	Ширина рельса для шариковых рельсовых направляющих (Пример: A = 20 mm)				20 -	
	Диаметр вала для направляющих на кулачковых роликах Диаметр вала для направляющих с шариковыми втулками					
Размер каркаса						
	Ширина каркаса или плиты основания (Пример: B = 145 mm)					145

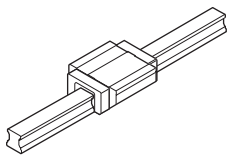
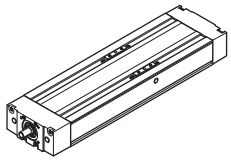
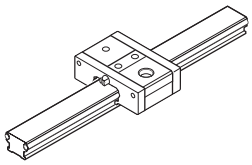
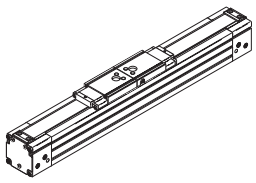
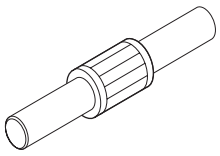
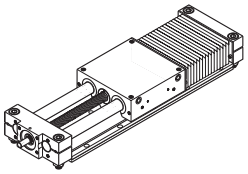
Система идентификации для систем линейных перемещений компании Rexroth

6.1 Основные положения

6.1.1.3 Типы направляющих

Компания Rexroth использует в своих системах линейных перемещений три разных типа направляющих. Каждый из них имеет свои преимущества, что позволяет подобрать для конкретного применения наиболее подходящую направляющую. Подробное описание каждого типа направляющих можно найти в соответствующих разделах (Глава 3, раздел 3.2: Шариковые рельсовые направляющие; Глава 3, раздел 3.6: Направляющие на кулачковых роликах; Глава 4: Направляющие с шариковыми втулками).

Типы линейных направляющих

Направляющая	Пример	Характеристики
Шариковая рельсовая направляющая	**Компактный модуль CKK**	
		▮ Высокая жесткость ▮ Высокая точность ▮ Стандартное исполнение с предварительным натягом 2%C ▮ Возможна скорость перемещения до 5 m/s
Направляющая на кулачковых роликах	**Линейный модуль MLR**	
		▮ Низкий уровень шума ▮ Возможна высокая скорость перемещения до 10 m/s
Направляющая с шариковой втулкой	**Салазки линейных перемещений SOK**	
		▮ Плавный ход ▮ Нечувствительность к загрязнению ▮ Прочность конструкции (особенно закрытого типа)

Направляющие всегда крепятся к каркасу. Они фиксируются при помощи винтовых креплений и/или рельс или вал заделывается в каркас (шариковая рельсовая направляющая или направляющая на кулачковых роликах). В случае с направляющими шариковыми втулками валы закрепляются на опорных рельсах или их концы крепятся в концевых опорах (см. Главу 4).

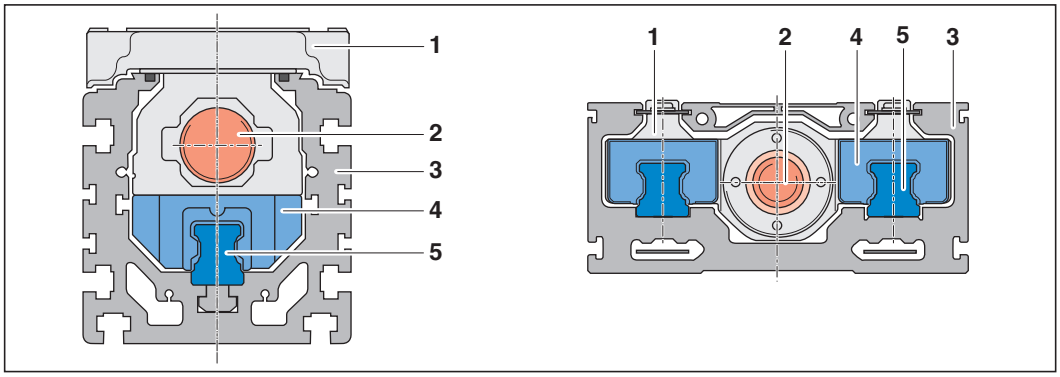
Важными критериями для правильного выбора направляющих являются требования, предъявляемые к жесткости и точности. Жесткость всей системы зависит от типа и количества установленных направляющих.

6.1 Основные положения

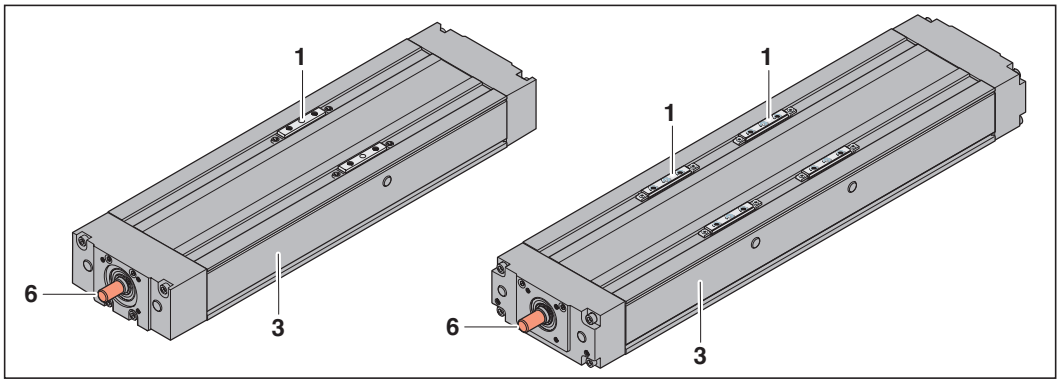
6.1.1 Технология системы

Количество направляющих

Кроме выбора типа направляющих, количество установленных направляющих также является определяющим фактором для жесткости всей системы линейных перемещений. Может использоваться разное количество направляющих рельсов или валов, а также может меняться количество подвижных блоков.



Линейный модуль MKK с одной рельсовой направляющей (слева) и компактный модуль CKK с двумя рельсовыми направляющими



Компактный модуль CKK с одним подвижным блоком на рельс (слева) и с двумя подвижными блоками на рельс

1 Подвижный блок
2 Шариковинтовой привод
3 Каркас
4 Каретка
5 Направляющий рельс
6 Шейка винта для шариковинтового привода

Допустимые нагрузки и моменты

В линейных модулях и компактных модулях, имеющих одинаковые типоразмеры рельса, допустимые нагрузки и моменты будут соответственно отличаться в зависимости от:

- Конфигурации с одним или двумя направляющими рельсами
- Наличия одного или нескольких подвижных блоков

В представленной ниже таблице сравниваются допустимые нагрузки и моменты для двух разных систем линейных перемещений:

- Линейный модуль MKK с одним подвижным блоком, перемещающимся по направляющему рельсу с двумя каретками
- Компактный модуль CKK с двумя подвижными блоками, перемещающимися по двум направляющим рельсам с четырьмя каретками

Ширина рельса в обоих случаях одинакова.

Модуль	Количество направляющих рельсов	Количество кареток на каждый рельс	Допустимая динамическая нагрузка C направляющей	Динамические моменты	
				Крутящий момент M_t	Продольный момент M_L
MKK 15-65	1	2	12670 N	120 Nm	449 Nm
CKK 15-110	2	2	25340 N	835 Nm	1075 Nm

6.1 Основные положения

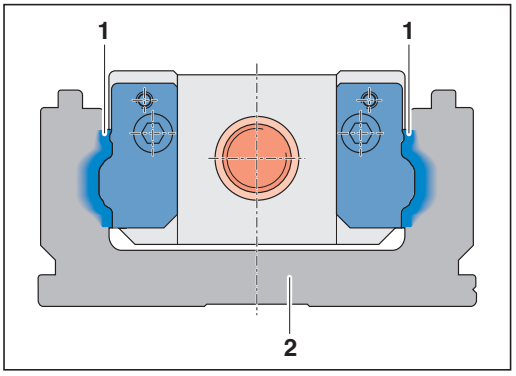
6.1.1 Технология системы

Прогнозируемая долговечность

Номинальная долговечность использующейся в системе линейных перемещений направляющей рассчитывается на базе допустимой динамической нагрузки C на направляющую или на весь узел подвижного блока. Поэтому при одинаковых типоразмерах направляющих рельсов и при одинаковой внешней нагрузке прогнозируемая долговечность систем линейных перемещений с двумя рельсами оказывается большей, чем у систем линейных перемещений, имеющих только один рельс.

Точность системы

Точность систем с двумя рельсами также оказывается выше, чем у систем с одним рельсом. Расстояние между поддерживающими направляющими рельсами уменьшает геометрические отклонения, связанные с вилянием, киванием и раскачкой. Прецизионный модуль PSK является исключением. Благодаря своей U-образной форме и прошлифованным непосредственно в каркасе (2) направляющим дорожкам (1) этот модуль может использоваться там, где требуется высокая точность и жесткость.

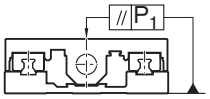
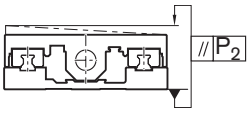
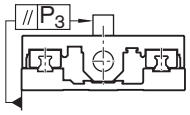
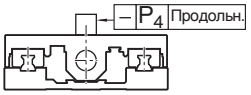


Прецизионный модуль PSK

Критерии точности

В системах линейных перемещений на точность перемещения подвижного блока оказывают влияние следующие факторы:

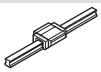
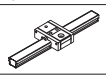
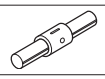
- точность направляющей P_1, измеренная в продольном направлении по осевой линии подвижного блока,
- параллельность P_2 поверхности подвижного блока относительно основания,
- параллельность P_3 поверхности подвижного блока относительно базовой кромки,
- прямолинейность P_4 подвижного блока в продольном направлении

Точность P_1	Точность P_2	Точность P_3	Точность P_4
			

Точность подвижного блока с учетом виляния, кивания и раскачки определяется таким же образом, как и для кареток (см. Главу 3, раздел 3.1.1).

Обзор

В следующей таблице представлены характеристики различных типов направляющих:

Направляющая	Грузоподъемность	Возможности предварительного натяга	Жесткость	Линейная скорость	Точность перемещения	Шумовые характеристики
Шариковая рельсовая направляющая 	+++	+++	+++	++	+++	++
Направляющая на кулачковых роликах 	+	++	+	+++	++	+++
Направляющая с шариковой втулкой 	++	++	++ [1] / + [2]	++	++	++

1) Открытого типа
2) Закрытого типа

+++ Очень хорошо ++ Хорошо + Удовлетворительно

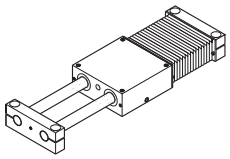
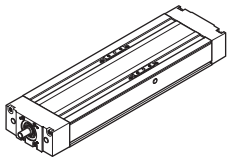
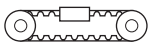
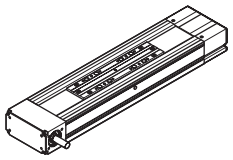
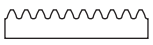
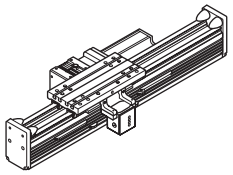
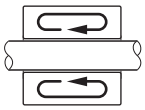
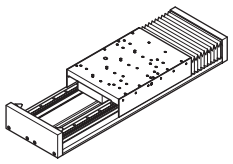
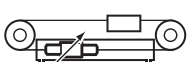
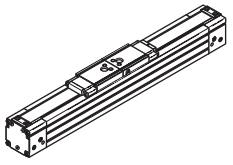
6.1 Основные положения

6.1.1 Технология системы

6.1.1.4 Типы приводных узлов

Характеристики систем линейных перемещений в значительной степени зависят от типа использующегося приводного узла.

Компания Rexroth предлагает различные варианты приводных узлов для множества различных применений.

Привод	Пример	Характеристики
Без привода	**Линейные салазки SGO**	
		▮ Ручное перемещение ▮ Прочная система линейных перемещений
Шариковинтовая пара	**Компактный модуль CKK**	
		▮ Высокая жесткость в направлении перемещения ▮ Большое усилие осевой подачи ▮ Повторяемость позиционирования ± 0.01 mm (нулевой зазор) ▮ Скорость перемещения до 1.6 m/s
Зубчатый ремень	**Компактный модуль CKR**	
		▮ Высокая скорость перемещения до 10 m/s ▮ Низкая жесткость в направлении перемещения ▮ Повторяемость позиционирования ± 0.1 mm
Зубчато-реечная передача	**Линейный модуль MKZ**	
		▮ Допускается большая длина направляющих ▮ Скорость перемещения до 5 m/s ▮ Возможность применения с несколькими независимыми подвижными блоками ▮ Низкий уровень шума
Линейный двигатель	**Стол на рельсовых направляющих TK**L	
		▮ Высокая скорость перемещения до 8 m/s и высокие характеристики разгона ▮ Короткая продолжительность циклов ▮ Высокая точность и повторяемость позиционирования ▮ Возможность применения с несколькими независимыми подвижными блоками ▮ Практическое отсутствие простоев благодаря малому количеству изнашивающихся деталей ▮ Не требующий обслуживания линейный двигатель ▮ Низкий уровень шума
Пневматический привод	**Линейный модуль MKP**	
		▮ Не требуется двигатель ▮ Перемещение в фиксированные конечные положения (без промежуточных позиций) ▮ Скорость перемещения до 2 m/s

6.1 Основные положения

6.1.1 Технология системы

Типы приводных узлов и характеристики систем

Выбор типа приводного узла определяет динамические характеристики системы (скорость и ускорение), а также точность и повторяемость позиционирования. Характеристики рабочего цикла определяются кинематическими требованиями.

Приводные узлы отличаются разнообразием конструкций, что придает системам только им присущие характеристики. Благодаря этому системы линейных перемещений находят широкое применение в различных областях. В следующих разделах приводится описание конструкций отдельных приводных узлов.

Шариковинтовая пара

В системах линейных перемещений главным образом используются шариковинтовые приводы с цилиндрическими гайками с нулевым зазором. Поэтому они особенно хорошо подходят для выполнения задач, где требуется высокая точность подачи. Подробное описание шариковинтовых приводов представлено в Главе 5.

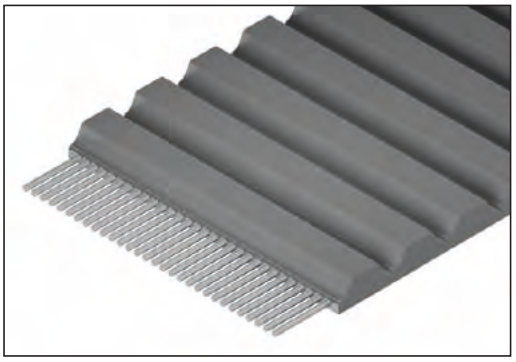


Винт и гайка шариковинтовой пары

Зубчатый ремень

Зубчато-ременные передачи оказываются чрезвычайно приемлемыми для использования в высоко динамичных системах. Зубчатые ремни для систем линейных перемещений изготавливаются из износостойкого полиуретана (PU), армированного высокопрочным стальным кордом.

Крепление зубчатого ремня к концам подвижного блока осуществляется при помощи зажимов. В кожухе со стороны присоединения привода находится шкив, который обеспечивает передачу на ремень крутящего момента от двигателя. Со стороны натяжения зубчатый ремень оборачивается вокруг другого шкива и натягивается, обеспечивая плавность работы.



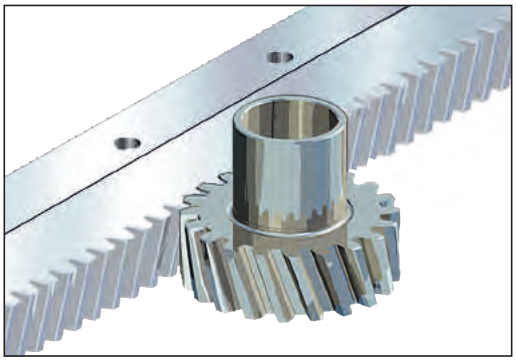
Зубчатый ремень

6.1 Основные положения

6.1.1 Технология системы

Зубчато-реечная передача

При использовании зубчато-реечной передачи к каркасу сбоку крепится косозубая зубчатая рейка. Шестерня, червячная передача и двигатель устанавливаются на подвижном блоке. Это позволяет обеспечивать независимое перемещение нескольких подвижных блоков и создавать системы с большой длиной хода и высокой скоростью перемещения. Червячная передача с малым зазором делает зубчато-реечную передачу высоко жесткой. Косые зубья уменьшают создаваемый передачей шум.



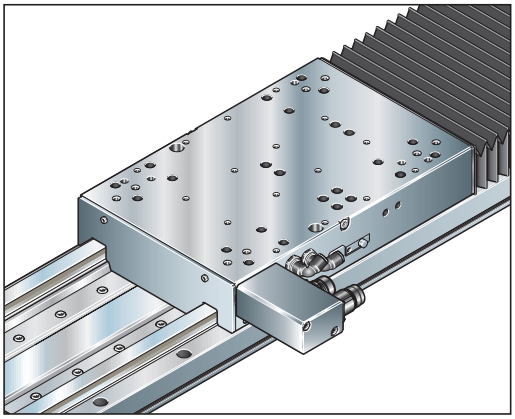
Зубчато-реечная передача

Линейный двигатель

Линейный двигатель – это электродвигатель, который вместо вращательного движения создает линейное движение. Усилие осевой подачи создается непосредственно на движущейся части (подвижном блоке). Не требуется никакого дополнительного элемента для преобразования и передачи усилия осевой подачи. Поэтому линейные двигатели еще называют прямыми приводами с линейным двигателем.

Основными элементами линейного двигателя являются подвижный блок (основной элемент) и вспомогательный элемент с постоянными магнитами. Rexroth предлагает три варианта вспомогательных элементов: В линейных модулях LKL и MKL круглый стержень соединяется с каркасом при помощи концевых блоков. В столе TKL на рельсовых направляющих непосредственно к каркасу при помощи болтов крепится плоский постоянный магнит, а в компактном модуле U-образный компактный магнит. Во всех вариантах используется один и тот же принцип, описание которого приведено в разделе 6.8.2.2.

Так как осевое усилие создается напрямую, то не требуются никакие дополнительные механические элементы для преобразования вращательного движения в прямолинейное перемещение. Это означает, что в цепи привода отсутствуют зазор и податливость, что обеспечивает исключительную точность и повторяемость позиционирования в течение всего срока службы привода. Благодаря тому, что в линейных двигателях не используются внутренние подвижные детали, подобные тем, которые имеются во вращающихся приводных системах, они не подвержены износу и не требуют обслуживания.



Стол на рельсовых направляющих TKL с линейным двигателем

6.1 Основные положения

6.1.1 Технология системы

Пневматический привод

Пневматические приводы работают благодаря перемещению поршня в закрытом цилиндре. На линейный модуль с одного конца или с обоих концов может подаваться сжатый воздух, который поступает в цилиндр через внутренние воздушные каналы. Сжатый воздух приводит в движение поршень. Ремень, который крепится к поршню и проходит через шкивы, расположенные в концевых кожухах, передает движение поршня, т.е. движущую силу, подвижному блоку. В пневматических приводах подвижный блок может перемещаться только на всю длину хода, из одного конечного положения в другое конечное положение, или до амортизатора, выполняющего роль механического упора. В отличие от приводов других типов перемещение в промежуточные положения здесь невозможно.



Линейный модуль MKP

Обзор

В приведенной ниже таблице представлены основные характеристики различных приводов:

Привод	Требуемые критерии				
	Осевое усилие	Жесткость	Скорость	Точность [1]	Шумовые характеристики
Шариковинтовая пара	+++	+++	+	+++	++
Зубчатый ремень	++	+	+++	+	++
Зубчато-реечная передача	+++	+++	++	++	++
Линейный двигатель	++	+++	+++	+++	+++
Пневматический привод	+	0	+	0	++

1) В зависимости от используемой измерительной системы, ее точности и системы управления

+++ Очень хорошо
++ Хорошо
+ Удовлетворительно
0 Приемлемо

6.1 Основные положения

6.1.2 Выбор изделия

6.1.2.1 Параметры применения

Для выбора подходящей системы линейных перемещений необходимо проанализировать и определить следующие параметры применения:

- Длину хода
- Пространство для установки
- Нагрузку
- Времена циклов и линейную скорость
- Повторяемость и точность позиционирования
- Жесткость (включая монтажное основание)
- Условия окружающей среды

Часто для конкретного применения могут подходить несколько систем линейных перемещений. В таком случае, или при наличии специальных условий, затрудняющих выбор системы линейных перемещений, заказчики могут всегда расчитывать на многолетний опыт компании Rexroth. После предварительного выбора системы линейных перемещений нужно произвести расчеты конструкции.

Длина хода

Общая длина системы линейных перемещений рассчитывается исходя из длины хода. Максимально возможная длина хода системы линейных перемещений зависит от типа используемого привода. При использовании шариковинтовых приводов, начиная с определенной длины, возникает проблема, связанная с критической частотой вращения. Для систем с большой длиной хода больше подходят зубчато-ременные передачи.

Существуют системы линейных перемещений с шариковинтовыми приводами, в которых используются опоры для винта. Они уменьшают свободную длину винта и поддерживают закрывающую накладку, которая также часто используется. Это может значительно увеличить допустимую частоту вращения и длину хода.

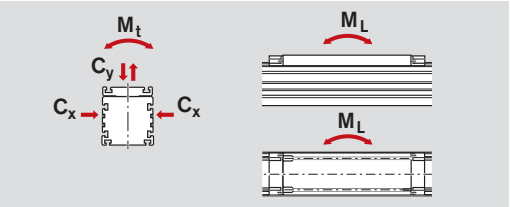
Пространство для установки

При выборе системы линейных перемещений необходимо позаботиться об обеспечении достаточного пространства для установки (высота, ширина и длина). В зависимости от конфигурации, способ присоединения двигателя может в значительной степени увеличить длину или ширину системы линейных перемещений.

Нагрузка

Размер и тип системы линейных перемещений ограничивается нагрузкой, которую ей предстоит перемещать. Двухрельсовые компактные модули имеют большую грузоподъемность, чем однорельсовые линейные модули с таким же типоразмером линейной направляющей. Это также характерно и для систем линейных перемещений с несколькими подвижными блоками. В принципе, приемлемыми считаются нагрузки, составляющие примерно до 20% от допустимых значений динамической нагрузки и моментов (C, M_t, M_L). Не следует превышать следующие предельные значения:

- Допустимый крутящий момент на валу привода
- Максимальную допустимую скорость
- Максимально допустимые усилия и моменты
- Максимально допустимое прогибание



Пример воздействия динамических нагрузок и моментов

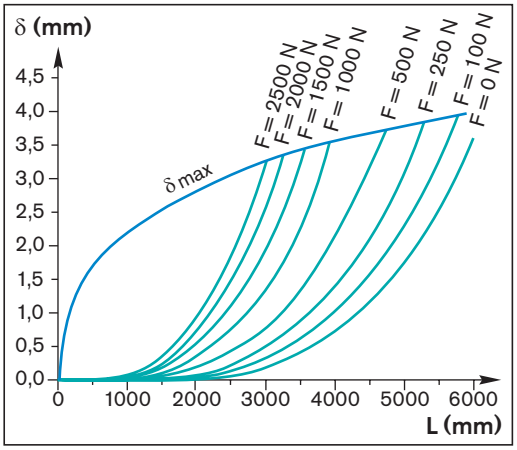
Значения допустимого крутящего момента на валу привода, максимально допустимой скорости, а также допустимых усилий и моментов зависят от использующихся линейных направляющих и приводных узлов. В каталогах на изделия указываются динамические характеристики, а также максимально допустимые усилия и моменты.

6.1 Основные положения

6.1.2 Выбор изделия

Прогибание

Часто системы линейных перемещений имеют не сплошную опору, а устанавливаются в виде неподдерживаемых конструкций, т.е. крепятся к примыкающей конструкции заказчика в точках, которые располагаются вблизи окончаний осей. В неподдерживаемой конфигурации необходимо учитывать возможное прогибание системы линейных перемещений. В случае превышения максимально допустимого прогибания δ_{max} для системы линейных перемещений необходимо предусмотреть дополнительную опору. Максимально допустимое прогибание δ_{max} зависит от длины линейных перемещений и от нагрузки F. Имеющиеся в каталогах на изделия таблицы помогут определить максимально допустимое прогибание.



Диаграмма, демонстрирующая прогибание линейного модуля MKK 20-80

Независимо от допустимого прогибания системы линейных перемещений необходимо также учитывать требуемую точность системы. При необходимости следует обеспечить поддержание системы в нескольких точках. Это же относится и к ситуациям, когда предъявляются высокие требования к динамике системы. Некоторые системы, например, столы на шариковых рельсовых направляющих или прецизионные модули, для обеспечения необходимой точности обычно должны устанавливаться на сплошной опоре, смонтированной на жесткой конструкции заказчика.

L = длина модуля (mm)
δ = фактическое прогибание (mm)
δ_{max} = максимально допустимое прогибание (mm)

- Максимально допустимое прогибание в зависимости от длины системы линейного перемещения
- Прогибание под воздействием заданной силы

Времена циклов и скорости

Тип применяемой системы линейных перемещений в значительной степени зависит от требующейся продолжительности циклов, а следовательно, и от требующихся скоростей. Максимально допустимая скорость зависит как от линейной направляющей, так и от приводного узла.

Для очень высоких скоростей лучше всего подходят системы линейных перемещений с направляющей на кулачковых роликах и зубчато-ременной передачей или с линейным двигателем.

Повторяемость и точность позиционирования

Там, где требуются хорошая повторяемость и точность позиционирования, оптимально использовать столы на шариковых рельсовых направляющих или прецизионные модули. В этом случае в качестве привода используются шариковинтовые пары или линейные двигатели. Они имеют четкие преимущества над зубчато-ременными передачами благодаря своей высокой осевой жесткости.

Жесткость

Перпендикулярная жесткость системы относительно направления перемещения называется радиальной жесткостью. Радиальная жесткость системы линейных перемещений существенным образом зависит от направляющего устройства, геометрической формы каркаса и монтажного основания. Шариковые рельсовые системы являются значительно более жесткими, чем направляющие на кулачковых роликах или направляющие с шариковыми втулками.

Правильно разработанное монтажное основание способно обеспечить такое поддержание системы линейных перемещений, которое способствовало бы значительному увеличению внутренней жесткости конструкции.

Условия окружающей среды

Некоторые системы линейных перемещений в силу своих конструктивных особенностей оказываются более приемлемыми для использования в определенных условиях окружающей среды. В загрязненных или пыльных средах лучше всего использовать системы линейных перемещений с направляющими на кулачковых роликах или с дополнительными защитными устройствами.

Имеются следующие варианты защитных устройств:

- Без защитных устройств
- Стальная уплотнительная лента
- Полиуретановая уплотнительная лента
- Защитные рукава
- Щелевое уплотнение

6.1 Основные положения

6.1.2 Выбор изделия

6.1.2.2 Помощь в выборе изделия

Компания Rexroth предлагает пользователям широкий выбор систем линейных перемещений различных конструкций и типоразмеров. Указанные в разделе 6.1.2.1 критерии выбора помогают найти подходящую систему линейных перемещений практически для любого мыслимого применения.

Комбинирование направляющих и приводов

Поскольку существует возможность комбинирования всевозможных направляющих и приводов, можно создавать системы линейных перемещений, отвечающие любым специфическим требованиям. В разделах 6.1.1.3 и 6.1.1.4 приведены таблицы, в которых представлены характеристики различных типов направляющих и приводов.

Однако с учетом того, что системы линейных перемещений пользуются особым спросом, не все комбинации оказываются целесообразными или экономически выгодными. Ниже представлены все комбинации, предлагаемые компанией Rexroth:

Система	Направляющая			Привод					
	Шариковая рельсовая направл.	Направл. на кулач. роликах	Направл. с шарик. втулками	Без привода	Шарико-винтовой привод	Привод с зубчатым ремнем	Зубчато-реечный привод	Пневма-тический привод	Линейный двигатель
Линейный модуль	✔	✔	–	✔	✔	✔	✔	✔	✔
Компактный модуль	✔	–	–	✔	✔	✔	–	–	✔
Прецизионный модуль	✔	–	–	✔	✔	–	–	–	–
Стол на рельсовых направляющих	✔	–	–	✔	✔	–	–	–	✔
Линейные салазки	–	–	✔	✔	✔	–	–	–	–

Обычно, оптимальное техническое решение с учетом экономических и конструкторских аспектов могут обеспечить несколько различных систем линейных перемещений.

Ниже представлены различные системы линейных перемещений с наиболее важными и логически обоснованными критериями выбора.

Система линейных перемещений		Грузоподъем-ность	Жесткость	Точность	Система защиты	Максималь-ная скорость	Максималь-ная длина
Линейный модуль	MKK	++	++	++	+++	1,6 m/s	6000 mm
	MKR	++	++	+	+++	5,0 m/s	12000 mm
	MLR	+	+	+	+++	10,0 m/s	10000 mm
	MKZ	+++	+++	++	+	2,2 m/s	6000 mm
	MKP	+	+	0	+++	2,0 m/s	5600 mm
	MKL	+	++	++	+++	5,0 m/s	2000 mm
	LKL	+	+	++	++	5,0 m/s	2000 mm
Компактный модуль	CKK	+++	+++	++	++	1,6 m/s	5500 mm
	CKR	+++	+++	+	++	5,0 m/s	10000 mm
	CKL	+	+	++	+	5,0 m/s	2800 mm
Прецизионный модуль	PSK	++	++	+++	+++	1,6 m/s	940 mm
Стол на рельсовых направляющих	TKK	+++	++	+++	++	1,6 m/s	2860 mm
	TKL	+++	++	+++	++	8,0 m/s	4000 mm
Линейные салазки	SGO	++	+	0	++	Ohne Antrieb	5300 mm
	SOO	++	++	0	++	Ohne Antrieb	5300 mm
	SGK	++	+	+	++	1,4 m/s	4000 mm
	SOK	++	++	+	++	1,4 m/s	4000 mm

+++ Очень хорошо ++ Хорошо + Удовлетворительно 0 Приемлемо

6.1 Основные положения

6.1.2 Выбор изделия

6.1.2.3 Двигатель, контроллер и система управления

В дополнение к выбору самой системы линейных перемещений, необходимо также подумать и о требующихся периферийных устройствах. Это касается определения характеристик и расчетов системы смазки, включая периодичность смазки в процессе эксплуатации, а также характеристик предполагаемых для использования двигателя, контроллера и системы управления. Для всех систем линейных перемещений Rexroth предлагает большое количество двигателей с контроллерами и системами управления, приспособленными для конкретных условий окружающей среды и для конкретного применения. Для каждого типа и типоразмера системы линейных перемещений всегда есть выбор из нескольких двигателей, соответствующих различным требованиям по частоте вращения и по приводному крутящему моменту.

В зависимости от применения, наиболее приемлемым может оказаться серводвигатель, трехфазный двигатель или шаговый двигатель. Линейные двигатели представляют собой особый случай, поскольку двигатель уже встроен в систему линейных перемещений. Соответствующие контроллеры и системы управления обеспечивают оптимальную параметризацию схемы управления системы линейных перемещений с учетом специальных требований заказчика. Более подробную информацию, касающуюся выбора двигателей, можно найти в разделе 6.8 “Электрические компоненты”.

6.1.2.4 Условия использования

При выборе системы линейных перемещений необходимо также учитывать условия, в которых устройство будет работать у заказчика. Важно убедиться в том, что система линейных перемещений может быть использована в данных условиях, существуют ли какие-либо ограничения, или, может быть, лучше подобрать другую систему линейных перемещений.

В частности, проверяются следующие факторы окружающей среды:

- Пыль, грязь, стружка и т.п.
- Температура
- Условия для установки и имеющееся пространство
- Ударные нагрузки и вибрации
- Смазка
- Специальные условия использования

Пыль, грязь, стружка и т.п.

Пыль, грязь, стружка и т.п. являются основными факторами, влияющими на прогнозируемую долговечность системы линейных перемещений. В зависимости от типа и объема воздействующих на систему линейных перемещений инородных частиц необходимо предусмотреть соответствующие защитные устройства, способные обеспечить безаварийный и продолжительный срок службы направляющих и приводных элементов.

Температура

По сути, системы линейных перемещений можно эксплуатировать в диапазоне температур от 0°C до 40°C. Фактическая допустимая рабочая температура может ограничиваться использующейся направляющей системой и смазочным материалом.

6.1 Основные положения

6.1.2 Выбор изделия

Условия установки и имеющееся пространство

Часто тип и типоразмер предполагаемой системы линейных перемещений зависят от условий установки (например, от требуемого рабочего пространства, расположения). Конкретные условия применения определяют, какую систему линейных перемещений использовать, на опорах или без опор. Некоторые системы линейных перемещений должны устанавливаться на сплошной опоре, обеспечивающей безаварийную работу и требующуюся точность.

Имеющееся пространство также может оказывать влияние на выбор системы линейных перемещений и на способ присоединения двигателя. Предлагаемые различные конфигурации приводов обеспечивают гибкое приспособление систем к конкретным имеющимся условиям. Присоединение двигателя с использованием монтажного узла и муфты (прямой привод) увеличивает общую длину системы линейных перемещений. Использование боковой зубчато-ременной передачи позволяет устанавливать двигатель параллельно системе линейного перемещения, выше или ниже ее. Выбор подходящей конфигурации для присоединения двигателя может способствовать оптимальному использованию имеющегося для установки пространства.

Ударные нагрузки и вибрации

Ударные нагрузки и вибрации могут отрицательно сказываться на прогнозируемой долговечности системы. Их воздействие можно свести к минимуму, если правильно выбрать тип и типоразмер системы линейных перемещений.

Смазка

Срок службы системы линейных перемещений также зависит от соответствующей смазки направляющих и, где это применимо, шариковинтового узла. Смазку системы можно осуществлять вручную через имеющиеся смазочные ниппели. Во многих системах линейных перемещений также используется возможность одноточечной смазки через подвижный блок. Преимуществом такой смазки является то, что для обеспечения подачи достаточного количества смазки в систему в процессе ее работы можно использовать центральную систему смазки и дозатор.

Все использующиеся в системах линейных перемещений вращающиеся антифрикционные подшипники (например, концевые подшипники винта в концевых кожухах) смазываются на весь срок службы, и при нормальных условиях работы не требуют смазки в процессе эксплуатации.

Специальные условия использования

Специальные условия использования, например, в чистых помещениях или в условиях вакуума, с соответствующими специализированными параметрами, обязательно учитываются при создании специальных систем линейных перемещений. Способы химического воздействия и агрессивные среды (использующиеся в металлообработке жидкости, растворители, испарения и т.п.) также налагают определенные требования на системы линейных перемещений. Здесь может потребоваться применение специально приспособленных смазок и химически стойких материалов.

Нормальные условия использования

Нормальными условиями использования считаются:

- Использование при комнатной температуре
- Отсутствие очень высоких уровней загрязнения
- Отсутствие исключительных ударных нагрузок и вибрации.
- Достаточный уровень смазки с применением соответствующего смазочного материала

6.1 Основные положения

6.1.3 Примечания к конструкции

6.1.3.1 Общие примечания к конструкции для систем линейных перемещений

При разработке конструкций машин, оборудования и установок с системами линейных перемещений соблюдение ряда основных мер предосторожности поможет избежать возможных проблем в процессе последующей эксплуатации.

Привод

- Максимальный крутящий момент и частота вращения двигателя не должны превышать предельных значений, установленных для системы линейных перемещений и для использующихся элементов, например, муфты.
- Присоединенный двигатель может частично находиться в рабочей зоне соседних систем. Поэтому следует проверить, нет ли нарушения границ со стороны системы линейных перемещений и окружающих ее устройств.

Смазка

- Необходимо соблюдать рекомендованные интервалы периодической смазки, а также указания по монтажу, вводу в эксплуатацию и техническому обслуживанию.
- При использовании систем с коротким ходом нужно соблюдать установленное расписание смазок. Более подробные сведения об использовании систем с коротким ходом приведены в Главе 2, раздел 2.4.2.2.

Опасность выгибания

- В вертикально устанавливаемых системах линейных перемещений с шариковинтовым приводом неподвижная опора винта должна находиться сверху, чтобы избежать опасности выгибания винта.

Защита от пыли

- Если возможно, нужно устанавливать оси повернутыми на 180° (подвесной монтаж с подвижным блоком, находящимся снизу). Это позволит обеспечить защиту механических деталей системы линейных перемещений от пыли.

Специальные условия использования

- Любые особые условия использования и возможное воздействие на материалы необходимо оговорить с компанией Rexroth заранее (см. раздел 6.1.2.4).

Ориентация установки

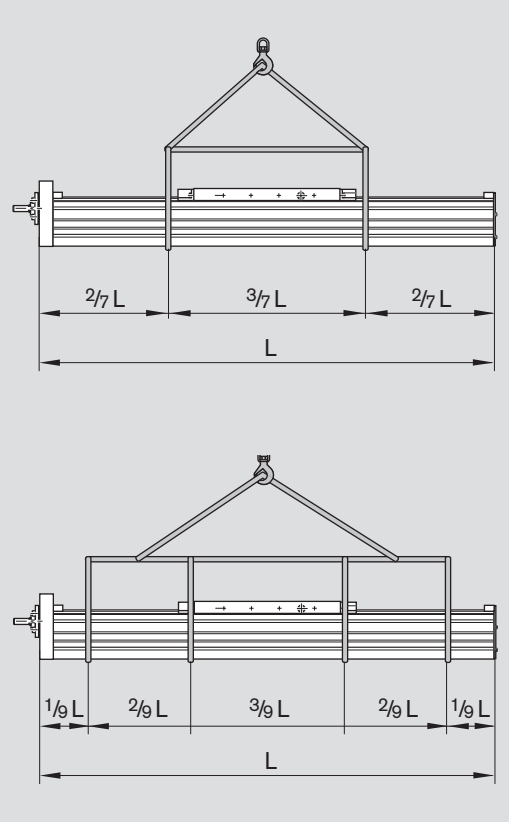
- Системы линейных перемещений с линейным двигателем (MKL, LKL, TKL, CKL) лучше устанавливать горизонтально.
- При вертикальном расположении систем линейных перемещений необходимо предусмотреть тормозное устройство или противовес, не допускающие падения подвижного блока, если используется двигатель без тормоза (как в случае с линейным двигателем). Подвижный блок также следует надежно закрепить на время транспортировки.

6.1 Основные положения

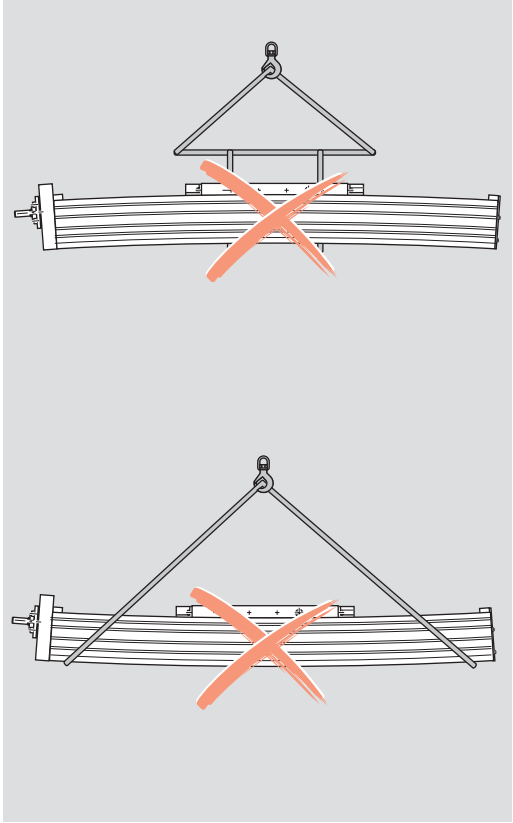
6.1.3 Примечания к конструкции

Транспортировка

- При подъеме систем линейных перемещений, в особенности длинных, а следовательно, и тяжелых, существует опасность значительного прогибания, которое может вызывать остаточную деформацию. Поэтому при транспортировке систем необходимо соблюдать соответствующую осторожность. Нужно использовать только подходящее подъемное оборудование. Подъемное оборудование не должно причинять повреждений системам линейных перемещений и обеспечивать минимальное прогибание.



Рекомендации по подъему систем линейных перемещений



Строго рекомендуется избегать таких способов строповки

6.1 Основные положения

6.1.3 Примечания к конструкции

6.1.3.2 Крепление систем линейных перемещений к монтажному основанию

При закреплении систем линейных перемещений на монтажном основании необходимо учитывать следующие аспекты, так как они оказывают значительное влияние на характеристики системы (например, срок службы, точность).

Точность

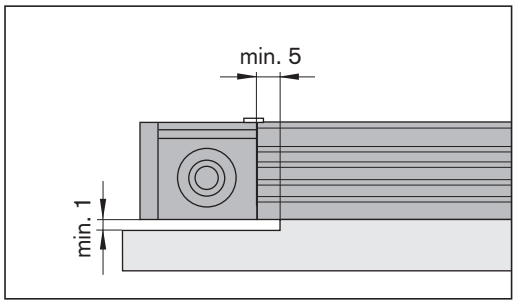
- В худшем случае ошибки, связанные с точностью системы линейных перемещений и монтажного основания, могут оказать суммарное воздействие. Если фундамент или монтажное основание не имеют необходимой точности, то даже очень точные системы линейных перемещений не смогут обеспечить достижения требуемой точности для всей системы.

Варианты крепления

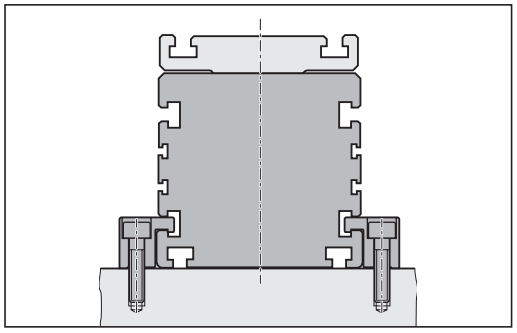
- Системы линейных перемещений не могут поддерживаться в местах концевых кожухов или концевых опор. Основной несущей конструкцией является каркас.
- Стандартные зажимные устройства, скользящие блоки, резьбовые анкерные накладки, соединительные плиты и кронштейны обеспечивают простоту крепления систем линейных перемещений к монтажному основанию, или, в случае с системами многокоординатных перемещений, простоту соединения отдельных линейных элементов друг с другом. Rexroth предлагает такие типы монтажных принадлежностей, которые легко приспосабливаются для любой системы линейных перемещений, упрощая тем самым конструкцию сопрягаемых поверхностей.
- Всегда следует использовать рекомендованное для системы линейных перемещений число зажимных приспособлений.

Базовая кромка

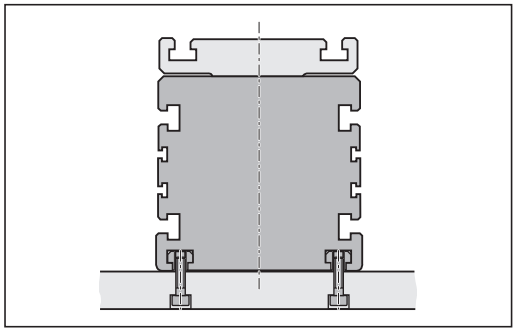
- В компактных модулях CKL, прецизионных модулях PSK и в столах на шариковых рельсовых направляющих TKK на боковой стенке каркасного профиля предусмотрена базовая кромка, которая упрощает процесс выравнивания.



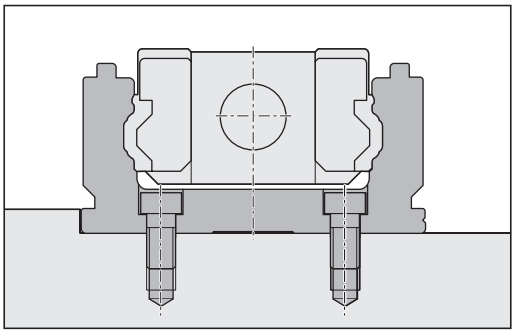
Минимальные зазоры между концевым кожухом и монтажным основанием



Крепление при помощи зажимных приспособлений



Крепление при помощи скользящих блоков



Прецизионный модуль PSK с базовой кромкой

6.1 Основные положения

6.1.4 Расчеты

Основными расчетами, которые необходимы для заказа систем линейных перемещений нужной конфигурации, являются:

- Расчет действующих на систему линейных перемещений внешних нагрузок и номинальной долговечности
- Расчет конструкции двигателя, включая продолжительность циклов
- Прогибание (не обязательно)

В зависимости от применения могут потребоваться дополнительные расчеты.

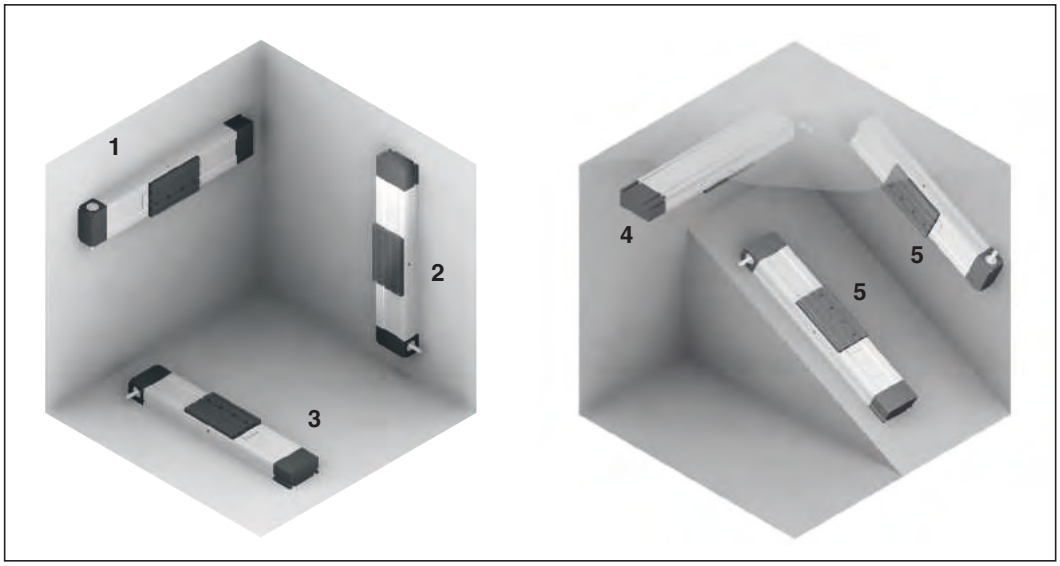
6.1.4.1 Расчет внешних нагрузок и номинальной долговечности

Обычно расчет номинальной долговечности можно осуществлять по методике, описанной в Главе 2 “Профильные рельсовые системы”. Допустимые значения грузоподъемности, указанные в каталогах на изделия, относятся к подвижному блоку. Поэтому расчеты производятся таким образом, как это делалось бы для отдельной каретки. В принципе, приемлемыми считаются внешние нагрузки, составляющие примерно до 20% от характеристических динамических значений (C, M_t и M_L). При определении внешних нагрузок необходимо также учитывать ориентацию установки:

1 Настенная установка
2 Вертикальная установка
3 Горизонтальная установка
4 Потолочная установка
5 Наклонная установка

Необходимо правильно определить системы координат для систем линейных перемещений, а также положительные и отрицательные направления перемещения.

Для систем линейных перемещений с шариковинтовым приводом необходимо расчитать номинальный срок службы направляющей, шариковинтового привода и, в случае применения, неподвижного подшипника.



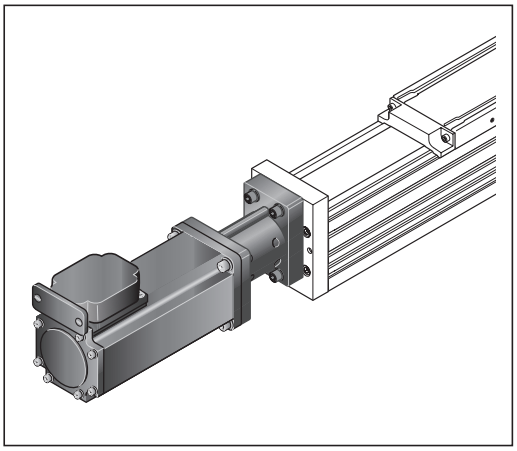
Ориентации установки

6.1 Основные положения

6.1.4 Расчеты

6.1.4.2 Расчет конструкции двигателя, включая продолжительность циклов

При выборе разрабатываемой для заказчика конструкции важное значение придается двигателю. Системы линейных перемещений с шариковыми рельсовыми направляющими способны нести высокие нагрузки. Однако, и их тоже нужно перемещать. Поэтому расчет конструкции должен производиться и для двигателя, и для системы линейного двигателя. В каталогах на продукцию содержатся данные, необходимые для осуществления предварительных расчетов конструкции. Для выполнения точных расчетов конструкции компания Rexroth предлагает свои услуги.



Линейный модуль MKK с сервоприводом

Типы двигателей

Расчеты для синхронных, трехфазных и шаговых двигателей в значительной степени зависят от типа использующегося двигателя. Для каждого типа двигателя необходимо учитывать различные аспекты. В качестве примера далее приводится описание примерного расчета для системы линейных перемещений с шариковинтовым приводом.

Крутящий момент на валу привода Момент инерции

Процедура проверки крутящего момента на валу привода и момента инерции является одинаковой для всех типов двигателей. Значения для системы линейных перемещений берутся из каталога на изделия или рассчитываются, а затем используются для выбора двигателя.

Типы приводов

Расчет конструкций систем линейных перемещений с зубчато-ременной передачей аналогичен расчету систем с шариковинтовым приводом. В расчет включается постоянная подачи и передаточное число. Данные для предварительной проработки конструкции можно найти в каталогах на изделия.

При выборе и определении размеров приводного устройства необходимо различать системы с зубчато-реечной передачей, с пневматическим приводом или с линейным двигателем, а также системы с шариковинтовым приводом или зубчато-ременной передачей. Описание отличий имеется в каталогах на изделия.

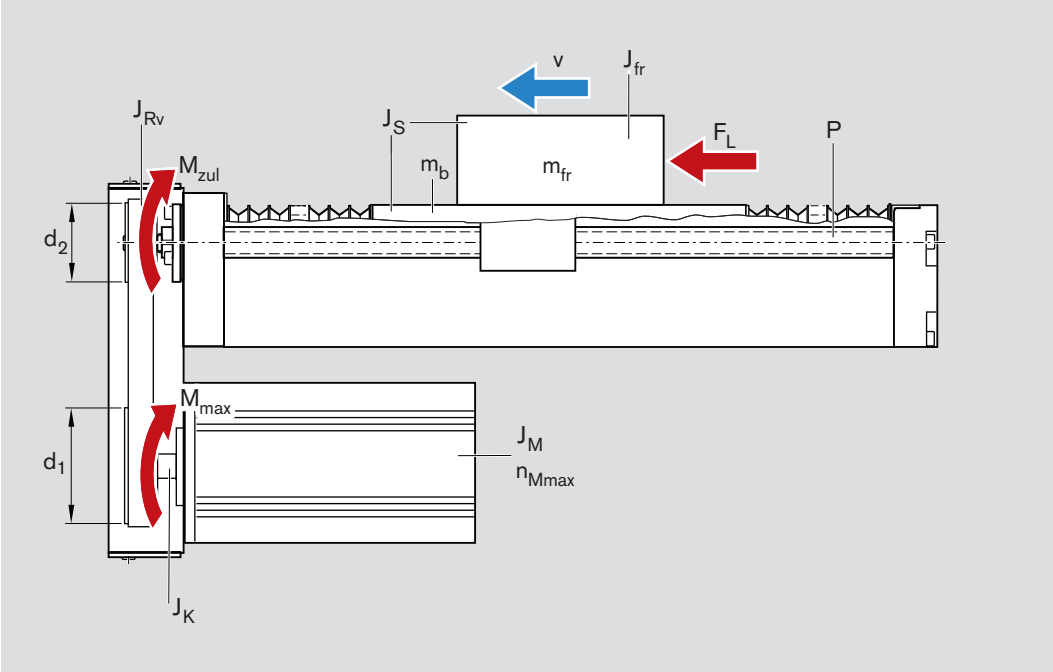
6.1 Основные положения

6.1.4 Расчеты

Системы с шариковинтовым приводом

Для примерного выбора и определения размеров систем линейного перемещения с шариковинтовым приводом можно использовать следующую методику расчетов. Точный расчет для всего привода (двигатель и контроллер), в частности, расчет тепловых аспектов, возможен только при условии, что известны последовательность перемещений, включая продолжительность остановов, усилия подачи, а также условия окружающей среды.

Расчетные параметры



a	=	ускорение	(m/s^2)	M_{max}	=	максимальный крутящий момент двигателя	(Nm)
d_1	=	диаметр ведущей звездочки (на валу двигателя)	(mm)	M_R	=	момент трения	(Nm)
d_2	=	диаметр ведомой звездочки (на ходовом винте)	(mm)	M_{zul}	=	допустимый крутящий момент на валу привода системы	(Nm)
F_L	=	осевое усилие	(N)	m_b	=	перемещаемая масса (подвижный блок)	(kg)
i	=	передаточное число	(–)	m_{fr}	=	внешняя нагрузка	(kg)
J_{Br}	=	момент инерции тормоза двигателя	(kgm^2)	m_{ges}	=	общая масса (с системой линейных перемещений)	(kg)
J_{fr}	=	момент инерции внешней нагрузки	(kgm^2)	m_{lin}	=	общая линейно перемещаемая масса	(kg)
J_{ges}	=	общий приведенный момент инерции на шейке вала двигателя	(kgm^2)	n_1	=	частота вращения двигателя	(min^{-1})
J_K	=	момент инерции муфты (со стороны присоединения двигателя)	(kgm^2)	n_2	=	частота вращения винта	(min^{-1})
J_M	=	момент инерции двигателя	(kgm^2)	n_{Mmax}	=	максимальная частота вращения двигателя	(min^{-1})
J_{Rv}	=	момент инерции зубчатого ремня при боковом расположении привода	(kgm^2)	P	=	шаг винта	(mm)
J_S	=	момент инерции системы с внешней нагрузкой	(kgm^2)	S	=	коэффициент запаса прочности	(–)
M_B	=	максимальный ускоряющий вращающий момент двигателя	(Nm)	s_B	=	величина перемещения с ускорением	(m)
M_G	=	момент массы	(Nm)	t_B	=	время ускорения	(s)
M_L	=	момент нагрузки	(Nm)	v	=	максимальная линейная скорость (требующаяся или ограниченная возможностями механики)	(m/min)

6.1 Основные положения

6.1.4 Расчеты

Характеристики ускорения серводвигателя

Горизонтальная установка:

(6-1) $M_B = 0{,}8 \cdot M_{max} - M_R \pm M_L$

Вертикальная установка:

(6-2) $M_B = 0{,}8 \cdot M_{max} - M_R - M_G \pm M_L$

Условия:
$M_{max} \leq M_{zul}$
При действии в направлении перемещения M_L добавляется, а при действии в направлении, обратном направлению перемещения, вычитается.

(6-3) $$M_L = \frac{1{,}592 \cdot 10^4}{i} \cdot F_L \cdot P$$

Расчеты для шаговых двигателей осуществляются аналогичным образом, но с определенными ограничениями. Компания Rexroth оказывает помощь по заявке.

Момент массы (вертикальная установка)

(6-4) $$M_G = \frac{1{,}561 \cdot 10^3}{i} \cdot m_{lin} \cdot P$$

Основание неподвижно, перемещается подвижный блок:

(6-5) $m_{lin} = m_b + m_{fr}$

Подвижный блок неподвижен, перемещается основание:

(6-6) $m_{lin} = m_{ges} - m_b$

Условия:
$S \cdot M_G < M_{Bremse}$
$S \geq 2$ (рекомендуется)

Значение m_{tot} согласно расчету, приведенному в каталоге на соответствующую систему линейных перемещений, плюс вес двигателя, муфты или зубчатого ремня при боковом расположении привода, передвижных кабелей.

Момент инерции системы с внешней нагрузкой

Присоединение двигателя при помощи узла крепления и муфты:

(6-7) $J_{fr} = J_S + J_K + J_{Br}$

Условия:
для транспортировки $J_{fr} < 6 \cdot J_M$
для обработки $J_{fr} < 1{,}5 \cdot J_M$

Значение J_S из каталога на соответствующую систему линейных перемещений.

Присоединение двигателя через зубчатый ремень при боковом расположении привода:

(6-8) $$J_{fr} = \frac{J_S}{i^2} + J_{Rv} + J_{Br}$$

Момент инерции на шейке вала двигателя

(6-9) $$J_{ges} = \frac{J_S}{i^2} + J_M + J_K + J_{Rv} + J_{Br}$$

Значение J_S из каталога на соответствующую систему линейных перемещений.
Значение J_M см. в характеристиках двигателя в каталоге на изделие.

6.1 Основные положения

6.1.4 Расчеты

Частота вращения

(6-10) $$n_1 = \frac{i \cdot v}{P} \cdot 1000$$

(6-11) $$i = \frac{d_2}{d_1} = \frac{n_1}{n_2}$$

Условие:
$n_1 \leq n_{Mmax}$

Значение v из каталога на соответствующую систему линейных перемещений

Время ускорения

(6-12) $$t_B = J_{ges} \cdot \frac{n_1 \cdot 0{,}10472}{M_B}$$

Ускорение

(6-13) $$a = \frac{v}{t_B \cdot 60}$$

Величина перемещения с ускорением

(6-14) $$s_B = 0{,}5 \cdot a \cdot t_B^2$$

6.1.4.3 Прогибание

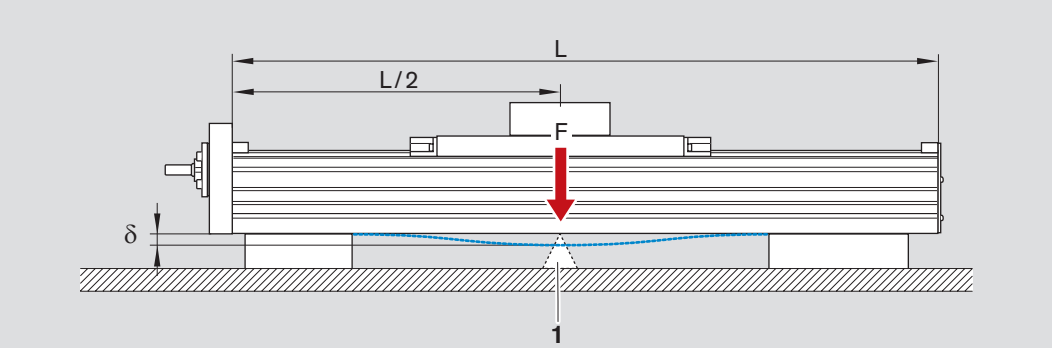
Безопорная установка

Особенностью линейных и компактных модулей является то, что они могут устанавливаться без опор. Однако нужно учитывать возможность прогибания, так как это ограничивает допустимую нагрузку.

Максимально допустимое прогибание δ_{max} определяют следующие факторы:
- внешняя нагрузка F,
- длина L,
- жесткость системы линейных перемещений
- жесткость монтажного основания и подшипников

Не допускается превышение максимально допустимого прогибания δ_{max}. Если прогибание слишком большое, или если требуется высоко динамичная система, то через каждые 300-600 mm необходимо предусмотреть опоры (1).

Прогибание может влиять на прогнозируемую долговечность. Обычно при расчете номинальной долговечности это не учитывается.



Прогибание δ в безопорной конструкции

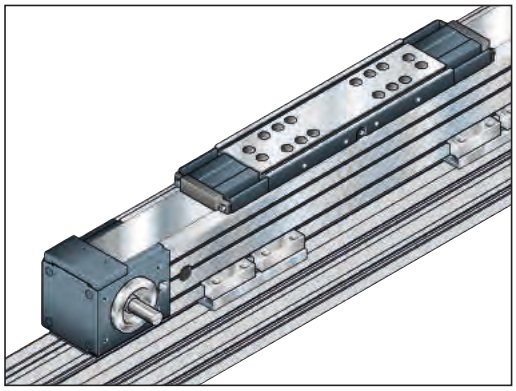
6.2 Линейные модули

6.2.1 Характеристики системы

Все типы приводов

Шариковая рельсовая направляющая
Направляющая на кулачковых роликах

Существует множество разных вариантов линейных модулей, которые находят широкое применение. В линейных модулях используются все типы приводов компании Rexroth. В качестве направляющих могут использоваться либо шариковые рельсовые направляющие, либо направляющие на кулачковых роликах.



Линейный модуль MKR с зубчато-ременной передачей на профиле компании Rexroth.

Привод	Направляющая	
	Шариковая рельсовая направляющая	Направляющая на кулачковых роликах
Шариковинтовая пара	MKK	–
Зубчатый ремень	MKR	MLR
Зубчато-реечная передача	MKZ	–
Пневматический привод	MKP	–
Линейный двигатель	MKL/LKL	–

Линейные модули отличаются тем, что они имеют почти квадратное поперечное сечение. В большинстве модулей используется одна шариковая рельсовая направляющая. В модуле MKZ и в одном типоразмере модуля MKR используются две шариковые рельсовые направляющие, а в модулях серии MLR используется одна направляющая на кулачковых роликах. Конструкции с двумя рельсами особенно подходят для применения, где присутствуют очень высокие мгновенные нагрузки.

Присоединение двигателя

В модулях MKK присоединение двигателя осуществляется с использованием монтажного узла и муфты, а в модулях MKR через зубчатый редуктор. Все линейные модули с шариковинтовым приводом могут оснащаться зубчато-ременной боковой передачей. Имеются также модули с зубчато-ременной передачей, оснащенные редуктором.

Особенности

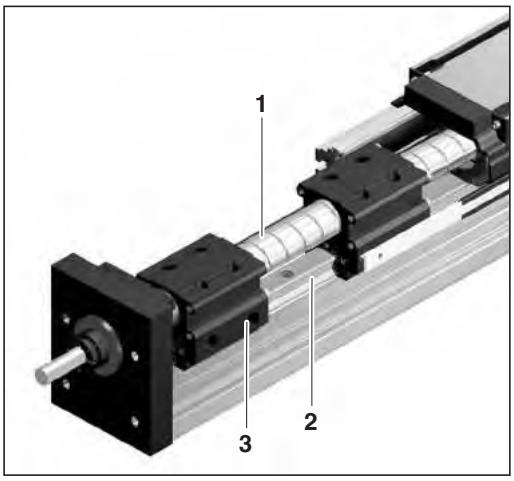
- Все линейные модули могут поставляться любой требуемой длины, т.е. каждый модуль можно отрезать по длине с точностью до миллиметра в соответствии с потребностями заказчика.
- Имеются линейные модули всех типов любой длины до 6 m, причем фактическая длина зависит от размера и типа привода. Длина модулей с зубчато-ременной передачей (MKR) может доходить даже до 12 m.
- Линейные модули самых больших типоразмеров способны перемещать тела массой до 1000 kg.
- Модули MLR с направляющей на кулачковых роликах могут перемещаться со скоростью до 10 m/s.
- Линейные модули MKK с шариковинтовым приводом обеспечивают повторяемость позиционирования до 0.005 mm и точность позиционирования до 0.01 mm.
- При необходимости линейные модули могут оснащаться системами непосредственного измерения. Непосредственное измерение перемещения повышает точность позиционирования.
- В зависимости от типа и типоразмера линейные модули могут закрываться стальной или полиуретановой уплотнительной лентой или защитными рукавами для защиты направляющей и приводного узла от грязи.
- Имеются подвижные блоки разной длины и исполнения (с резьбовыми отверстиями или с Т-образными пазами).

6.2 Линейные модули

6.2.2 Линейные модули MKK с шариковой рельсовой направляющей и шариковинтовым приводом

Высокая точность и высокая грузоподъемность

Использующийся в линейных модулях MKK шариковинтовой привод обеспечивает при условии установки нулевого зазора очень высокий уровень точности позиционирования и одновременно высокую грузоподъемность. Благодаря специальной конструкции концевых подшипников шариковинтовой пары линейные модули MKK могут достигать более высоких скоростей перемещения по сравнению с обычными скоростями, характерными для систем линейных перемещений такого типа. Ограничивающим фактором для скорости перемещения и длины модуля является критическая частота вращения шариковинтовой пары (см. Главу 5, раздел 5.1.3.3).



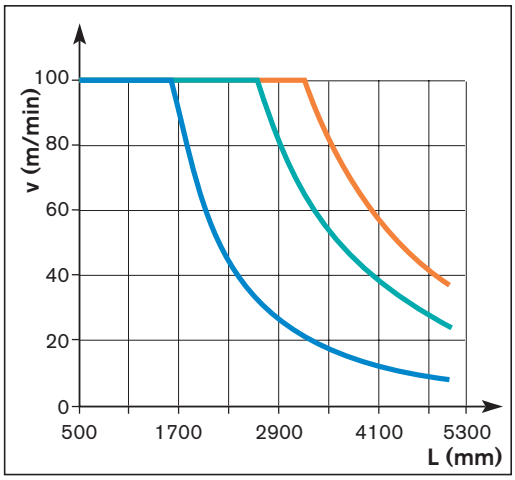
Линейный модуль MKK 25-110 с опорами для винта

Опоры для винта

Один типоразмер из серии линейных модулей MKK может оснащаться опорами для винта. Это значительно увеличивает допустимую длину и обеспечивает высокую скорость перемещения на всей длине хода.

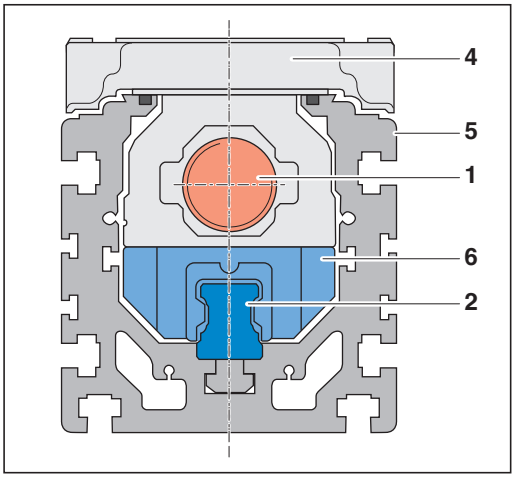
Пример

На представленном ниже примере с данными для линейного модуля MKK 25-110 четко показан эффект применения опор для винта (OB). Можно достичь перемещения с максимальной скоростью при значительно большей величине хода.



Допустимые скорости для линейного модуля MKK 25-110 с опорами для винта и без опор

L = длина модуля (mm)
v = скорость перемещения (m/min)



Конструкция линейного модуля MKK

1 Шариковый винт
2 Направляющий рельс
3 Опора для винта (только для одного типоразмера модуля MKK)
4 Подвижный блок
5 Каркас
6 Каретка

- Допустимая скорость перемещения без опор для винта
- Допустимая скорость перемещения с одной опорой для винта (с любой стороны каретки)
- Допустимая скорость перемещения с двумя опорами для винта (с любой стороны каретки)

6.2 Линейные модули

6.2.3 Линейные модули MKR/MLR с шариковой рельсовой направляющей / направляющей на кулачковых роликах и зубчато-ременной передачей

Высокие скорости

Зубчатый редуктор

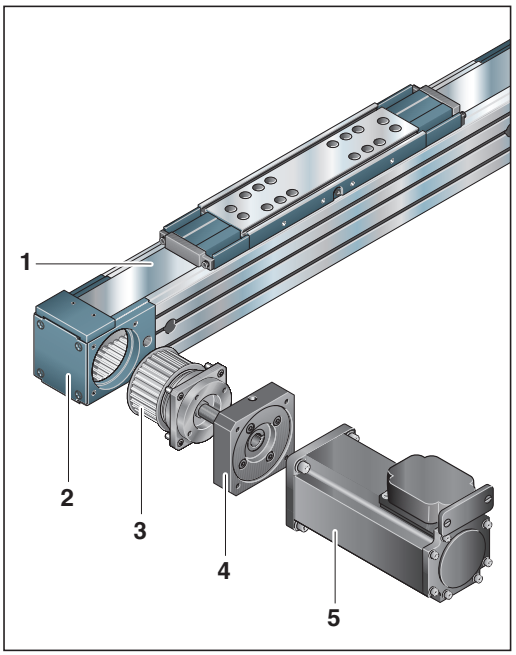
Благодаря использованию зубчато-ременной передачи, линейные модули MKR и MLR оказываются особенно приемлемыми для работы с высокими скоростями перемещения. Они могут поставляться с отдельным зубчатым механизмом или со встроенным зубчатым редуктором. При использовании встроенных зубчатых редукторов планетарные передачи располагаются в ременном шкиве модуля (3), что делает конструкцию очень компактной. Разные передаточные отношения обеспечивают оптимальное согласование внешней нагрузки и инерции двигателя. В результате привод получается высокодинамичным.

Уплотнительная система

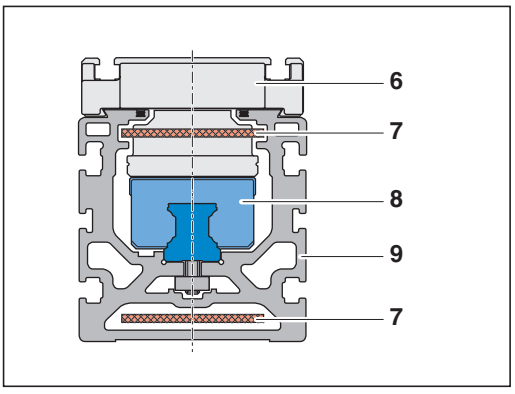
Направляющая плотно закрыта от попадания грязи щелевым уплотнением, а также этому способствует то, что зубчатый ремень вращается внутри каркаса. Такая система уплотнения не требует обслуживания.

Уплотнительная лента

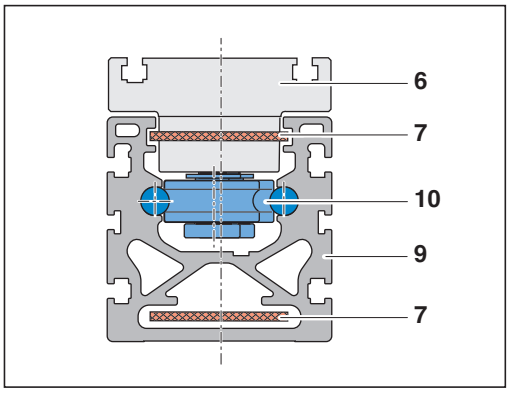
При эксплуатации в очень грязных условиях модуль MKR может оснащаться уплотнительной лентой, обеспечивающей дополнительную защиту.



Линейный модуль MKR с уплотнительной лентой



Линейный модуль MKR с шариковой рельсовой направляющей



Линейный модуль MLR с направляющей на кулачковых роликах

1 Уплотнительная лента
2 Концевой блок со стороны присоединения привода
3 Ременное колесо со встроенным зубчатым редуктором
4 Узел присоединения двигателя
5 Двигатель

6 Подвижный блок
7 Зубчатый ремень
8 Шариковая рельсовая направляющая
9 Каркас
10 Направляющая на кулачковых роликах

6.2 Линейные модули

6.2.4 Линейные модули MKR/MKZ с двумя шариковыми рельсовыми направляющими и зубчато-ременной / зубчато-реечной передачей

Высокая скручивающая нагрузка

Двухрельсовые линейные модули MKR и MKZ оказываются особенно приемлемыми для высоких скручивающих нагрузок. Благодаря высокому планарному моменту инерции и расстоянию между двумя направляющими

Два направляющих рельса

рельсами эти модули могут работать со значительно более высокими нагрузками, чем однорельсовые линейные модули.

Высокие скорости

Линейные модули MKR с зубчато-ременной передачей удобны для работы с высокой скоростью и для транспортировки материалов.

Тяжелые грузы

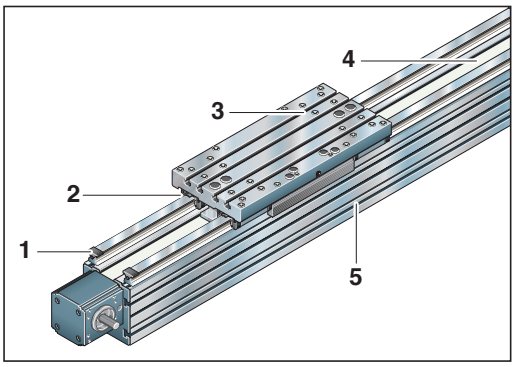
Линейный модуль MKZ с зубчато-реечной передачей используется для перемещения тяжелых грузов на большие расстояния. В

Работа в вертикальном положении

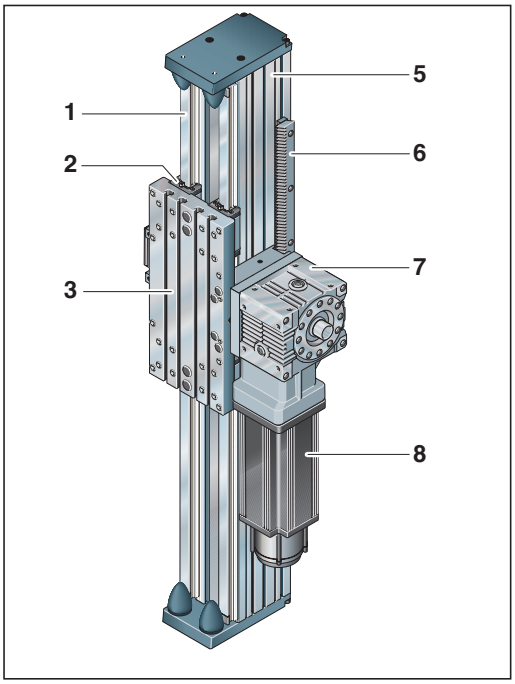
частности, при использовании в вертикальном положении он обеспечивает безопасный подъем больших грузов. Кроме того, при вертикальной установке возможно перемещение профиля каркаса. В этом случае подвижный блок, включая приводной узел и двигатель, остается неподвижным.

Использование нескольких подвижных блоков

В отличие от остальных приводов, в линейных модулях с зубчато-реечной передачей двигатель не присоединяется к каркасу или к одному из концевых блоков, а закрепляется непосредственно на подвижном блоке. Это позволяет обеспечивать независимое перемещение нескольких подвижных блоков и создавать системы с большой длиной хода и высокой скоростью перемещения.

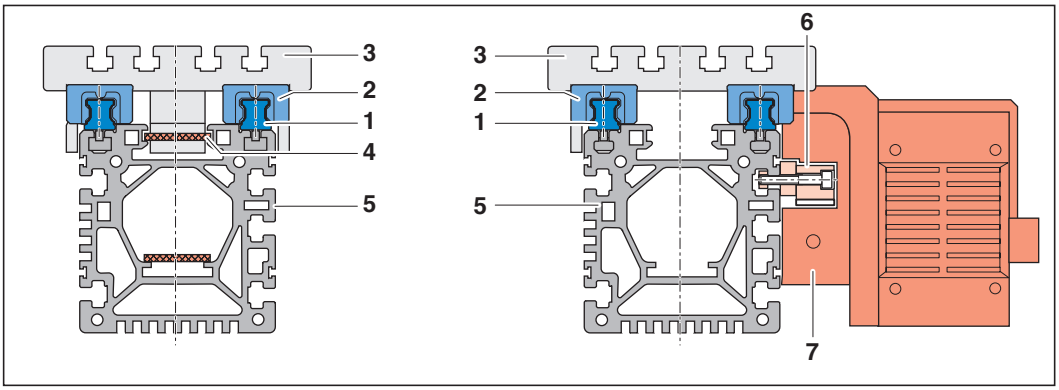


Линейный модуль MKR с зубчато-ременной передачей



Линейный модуль MKZ V (для вертикальной установки) с зубчато-реечной передачей

1 Направляющий рельс
2 Каретка
3 Подвижный блок
4 Зубчатый ремень
5 Каркас
6 Зубчатая рейка
7 Зубчатый редуктор
8 Двигатель



Линейный модуль MKR (слева) с двумя шариковыми рельсовыми направляющими и линейный модуль MKZ с двумя шариковыми рельсовыми направляющими

6.2 Линейные модули

6.2.5 Линейные модули MKP с шариковой рельсовой направляющей и пневматическим приводом

Пневматический привод

В линейных модулях MKP подвижные блоки перемещаются исключительно благодаря пневматической энергии, т.е. под действием сжатого воздуха. Электрический двигатель не требуется.

Перемещение между конечными положениями

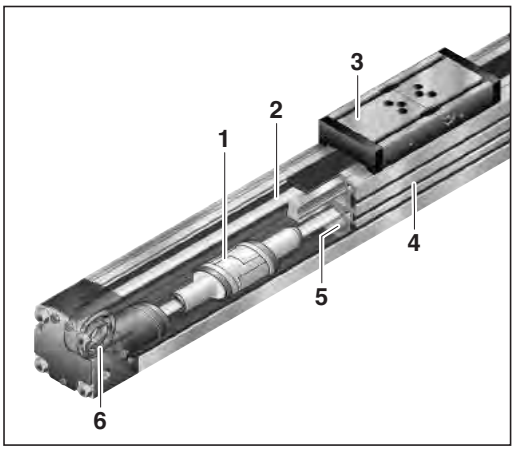
В пневматических приводах подвижный блок может перемещаться только на всю длину хода, из одного конечного положения в другое конечное положение, или до амортизатора, выполняющего роль механического упора. В отличие от приводов других типов перемещение в промежуточные положения здесь невозможно.

Амортизаторы

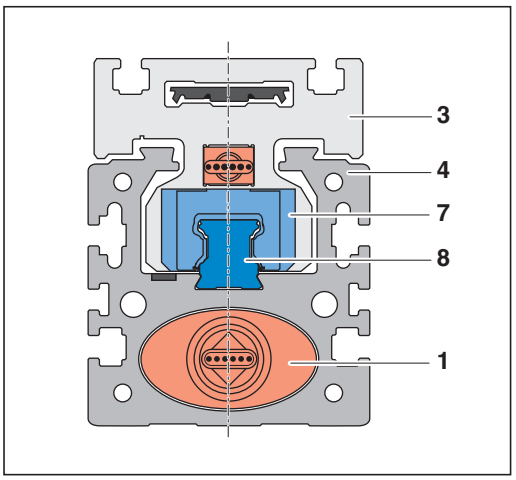
Амортизаторы и регулируемое пневматическое демпфирование в конечном положении обеспечивают безударное торможение даже при высоких скоростях.

Расчет конструкции

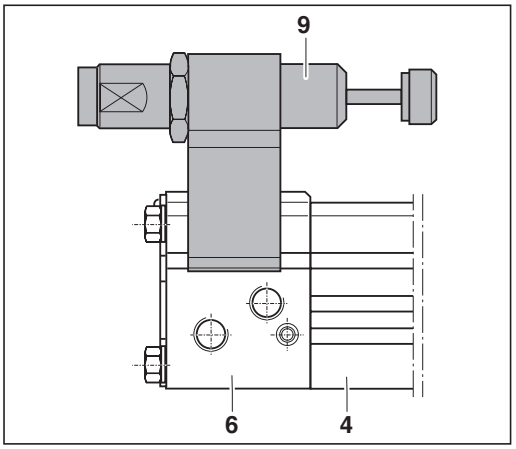
Расчет конструкции линейных модулей MKP отличается от расчетов для других модулей. Описание особенностей таких расчетов приведено в каталоге на изделия.



Линейный модуль MKP с пневматическим приводом



Конструкция линейного модуля MKP



Амортизатор для линейного модуля MKP

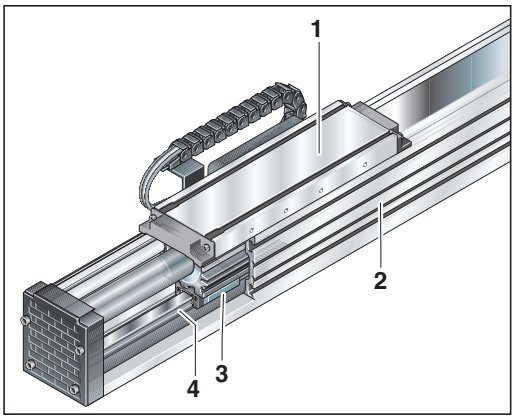
1 Поршень двойного действия пневматического привода
2 Ремень
3 Подвижный блок
4 Каркас
5 Встроенный в каркас цилиндр
6 Концевой блок со шкивом
7 Каретка
8 Направляющий рельс
9 Амортизатор

6.2 Линейные модули

6.2.6 Линейные модули MKL и LKL с шариковыми рельсовыми направляющими и линейным двигателем

Высокая динамика с низким уровнем шума

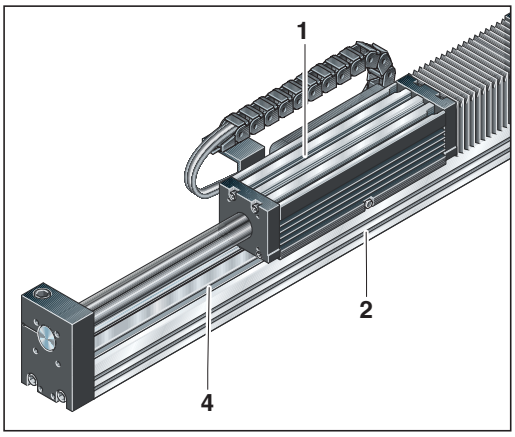
Линейные модули с линейным двигателем отличаются широким скоростным диапазоном, высокой динамикой и низким уровнем шума. Линейные модули MKL и LKL являются законченными устройствами линейных перемещений. При использовании этих моделей нет необходимости в приобретении дополнительных элементов, таких как двигатель или муфта. В линейных модулях MKL закрытого типа и направляющая и привод располагаются внутри каркаса и, кроме того, защищены уплотнительной лентой. В линейных модулях LKL открытого типа направляющая и привод не защищены. Если требуется защита, для этого имеются защитные рукава.



Линейный модуль MKL закрытого типа

Неизнашиваемый и не требующий обслуживания двигатель

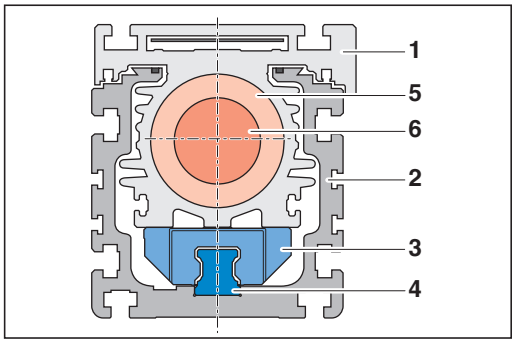
Так как в линейном двигателе отсутствуют внутренние подвижные детали, отсутствует и износ. Двигатель не требует технического обслуживания. Обслуживание требуется только для шариковой рельсовой направляющей.
Вторичный элемент двигателя выполнен в виде штока, и поэтому рельсовая направляющая не подвергается дополнительному воздействию магнитных сил.



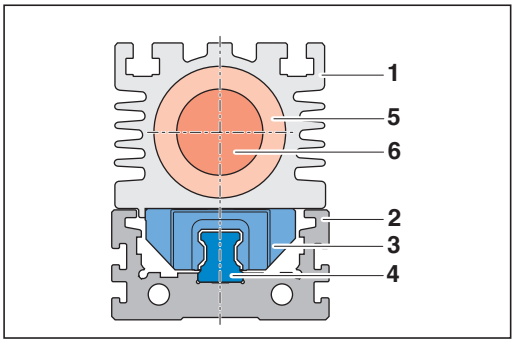
Линейный модуль LKL открытого типа

Применения

Линейные модули MKL и LKL идеально подходят для высокодинамичного позиционирования небольших, равномерно распределенных нагрузок. Это способствует сокращению продолжительности циклов, в частности, в производственных линиях, позволяющих достигать значительно более высокой производительности. Эти модули можно использовать для выполнения различных задач в заводских автоматизированных системах, в медицинском и биомедицинском оборудовании, в системах сканирования и печати, а также в электронной и упаковочной промышленности. Модули с линейными двигателями неприемлемы для обработки ферромагнитных материалов, так как существует опасность притягивания стружки постоянным магнитом вторичного элемента.



Закрытое исполнение линейного модуля: MKL



Открытое исполнение линейного модуля: LKL

1 Подвижный блок
2 Каркас
3 Каретка
4 Направляющий рельс
5 Обмотка двигателя (первичный элемент)
6 Шток из постоянного магнита (вторичный элемент)

6.2 Линейные модули

6.2.7 Соединительные элементы для линейных модулей

Комбинация из MKK, MKR и MLR

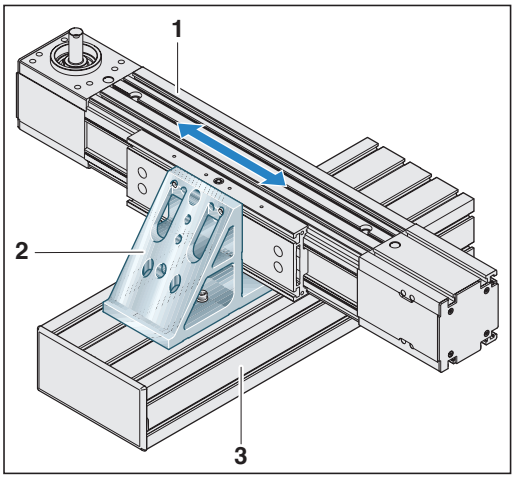
Система соединительных элементов для линейных модулей компании Rexroth помогает пользователям в установке и закреплении линейных модулей, а также в соединении линейных модулей между собой.

Соединительные плиты, соединительные кронштейны

Соответственно можно комбинировать модули с шариковинтовым приводом и с зубчато-ременной передачей. Основные элементы (плиты и кронштейны) разработаны с учетом того, чтобы можно было соединять модули с другими модулями такого же типоразмера или на один типоразмер больше или меньше.

Соединительные валы

Соединительные валы позволяют параллельно использовать два линейных модуля с зубчато-ременной передачей.



Крепление линейного модуля к профилю ОМЭ с помощью соединительного кронштейна; неподвижный опорный блок, подвижный каркас

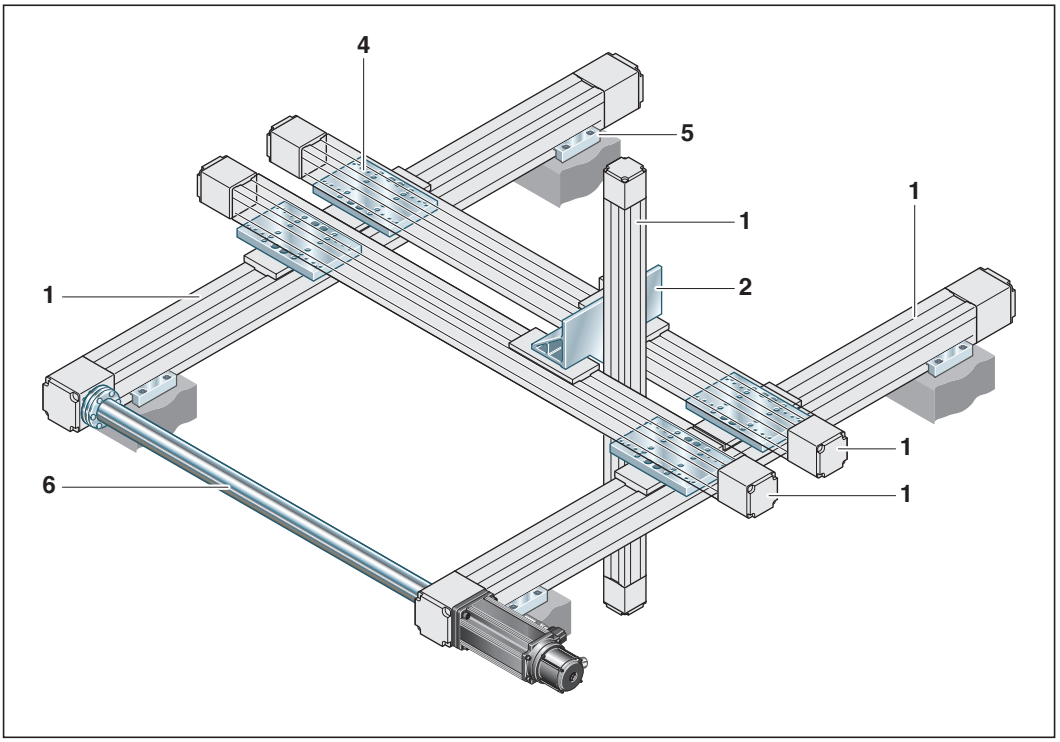
Номенклатура основных механических элементов

Соединительные элементы также позволяют легко и быстро приспосабливаться к профилям и каркасам основных механических элементов (ОМЭ) компании Rexroth. Кроме того, линейные модули могут соединяться с другими системами линейных перемещений, например, с компактными модулями или со столами на рельсовых направляющих.

1 Линейный модуль
2 Соединительный кронштейн
3 Профиль ОМЭ
4 Соединительная плита
5 Зажимное приспособление
6 Соединительный вал

Особенности

Соединительные элементы являются стандартными деталями массового производства, что позволяет заказчикам снизить затраты на свои собственные разработки и изготовление и гибко реагировать на любые изменения, связанные с применением систем линейных перемещений.



Возможности соединения и комбинирования линейных модулей

6.3 Компактные модули

6.3.1 Характеристики системы

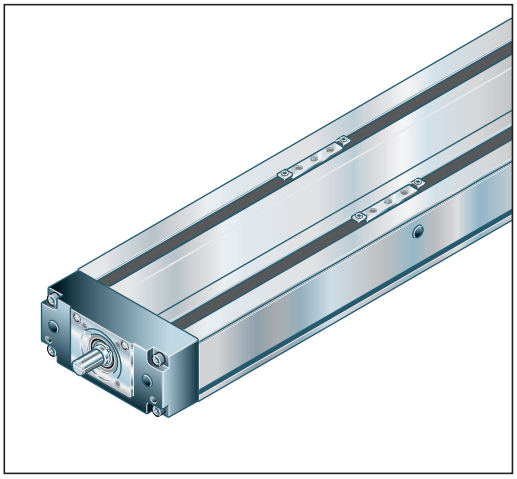
Большая удельная мощность
Компактная конструкция

Компактные модули отличаются большой удельной мощностью. Все типы компактных модулей оснащены двумя шариковыми рельсовыми направляющими, и, по выбору, одним или двумя подвижными блоками. Два подвижных блока позволяют перемещать более тяжелые грузы.

Низкий профиль

Компактные модули отличаются относительно плоской конструкцией. Для всех типов и типоразмеров соотношение ширины и высоты составляет примерно 2:1. По сравнению с линейными модулями с таким же типоразмером шариковых рельсовых направляющих эти модули имеют меньшее сечение профиля, хотя они способны выдерживать более высокие нагрузки.

Малое сечение профиля



Компактный модуль CKK с шариковинтовым приводом

Компания Rexroth предлагает следующие модели компактных модулей:

- Компактный модуль CKK с шариковинтовым приводом
- Компактный модуль CKR с зубчато-ременной передачей
- Компактный модуль CKL с линейным двигателем

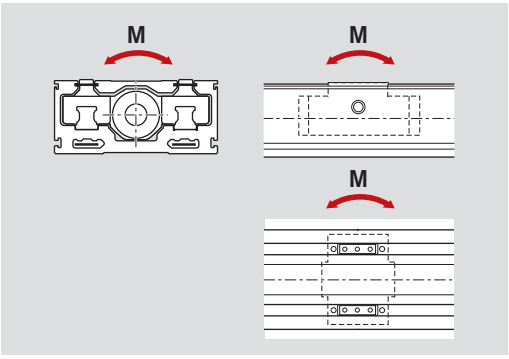
Модули CKK и CKR являются моделями закрытого типа, тогда, как серия CKL представлена модулями открытого типа.

Присоединение двигателя

В сериях CKK и CKR присоединение двигателя осуществляется при помощи монтажной опоры и муфты. К компактным модулям типа CKK может также присоединяться боковой ременной привод. Компактные модули с зубчато-ременной передачей могут поставляться с отдельным зубчатым механизмом или со встроенным зубчатым редуктором.

Особенности

- Все компактные модули могут поставляться любой длины в соответствии с требованиями заказчика.
- Длина компактных модулей CKR, в зависимости от типоразмера, может достигать 10 m. Максимальная длина модулей CKK может доходить до 5.5 m. Модули CKL имеются длиной до 2.8 m.
- Компактные модули особенно приемлемы для высоких скручивающих и продольных моментов. Исполнения с двумя подвижными блоками на направляющем рельсе способны выдерживать чрезвычайно высокие продольные моментные нагрузки.
- Самые большие компактные модули способны перемещать грузы до 200 kg.
- Компактные модули CKK с шариковинтовым приводом обеспечивают повторяемость позиционирования до 0.005 mm и точность позиционирования до 0.01 mm.



Скручивающие и продольные моменты

- Для обеспечения высокой точности позиционирования компактные модули могут оснащаться датчиками линейных перемещений.

6.3 Компактные модули

6.3.2 Компактные модули CKK с шариковыми рельсовыми направляющими и шариковинтовым приводом

Высокие скорости

Благодаря специальной конструкции концевых подшипников шариковинтовой пары, ком-пактные модули CKK могут обеспечивать более высокие скорости перемещения по сравнению с обычными скоростями для такого типа систем линейного перемещения. Однако скорость и длина модуля будут всегда находиться в зависимости от критической частоты вращения шариковинтового привода.

Два подвижных блока

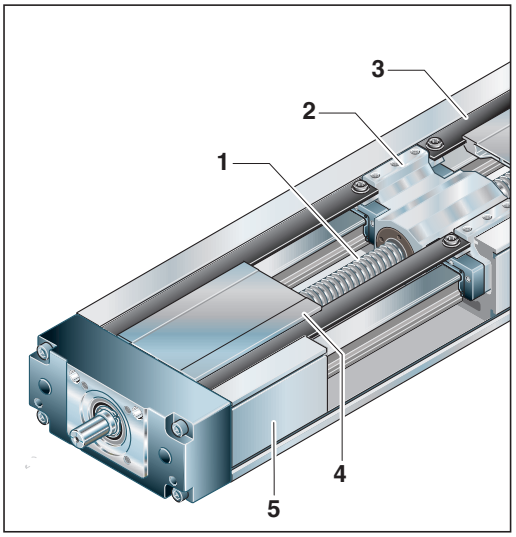
В зависимости от применения и нагрузок, пользователи могут выбрать модули с одним или двумя подвижными блоками. Модули с двумя подвижными блоками используются для особо высоких нагрузок.

Уплотнительная система

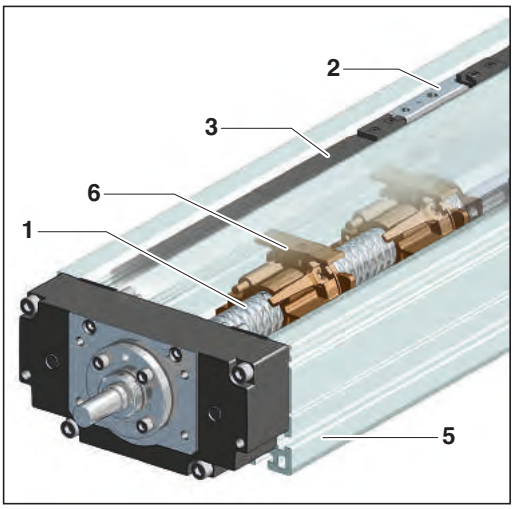
Привод и направляющие защищены алюминиевой крышкой и двумя щелевыми уплотнениями, изготовленными из полиуретановой ленты.

Опоры для винта

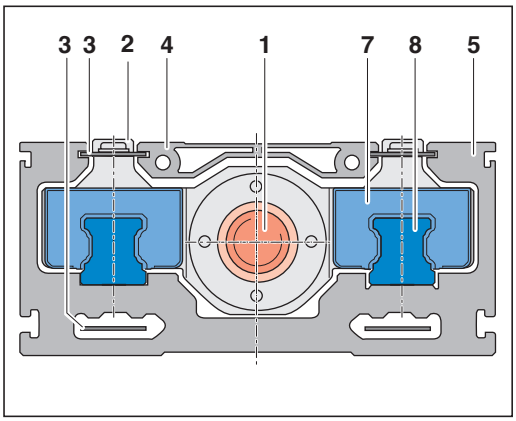
Один типоразмер компактного модуля CKK может быть оснащен опорами для винта. Это позволяет добиться высоких скоростей перемещения на всей длине хода.



Компактный модуль CKK



Компактный модуль CKK 25-200 с опорами для винта



Конструкция компактного модуля CKK

1 Шариковинтовой привод
2 Подвижный блок
3 Полиуретановая лента (щелевое уплотнение)
4 Алюминиевая крышка
5 Каркас
6 Опора для винта
7 Встроенные каретки
8 Направляющий рельс

6.3 Компактные модули

6.3.3 Компактные модули CKR с шариковыми рельсовыми направляющими и зубчато-ременной передачей

Зубчатая передача

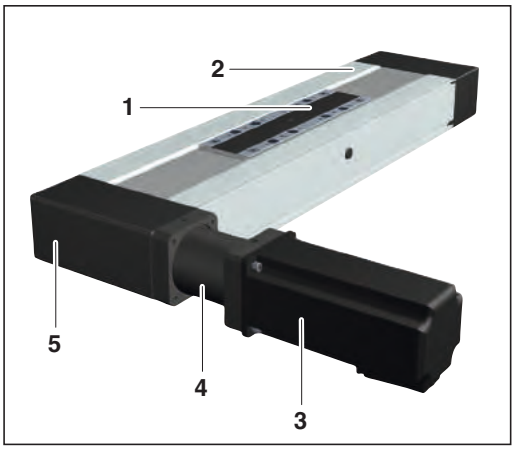
Компактный модуль CKR может поставляться с отдельным зубчатым механизмом. Разные передаточные отношения обеспечивают оптимальное согласование перемещаемой нагрузки и инерции двигателя. В результате получается высокодинамичный привод со скоростью перемещения до 5 m/s.

Подвижный блок

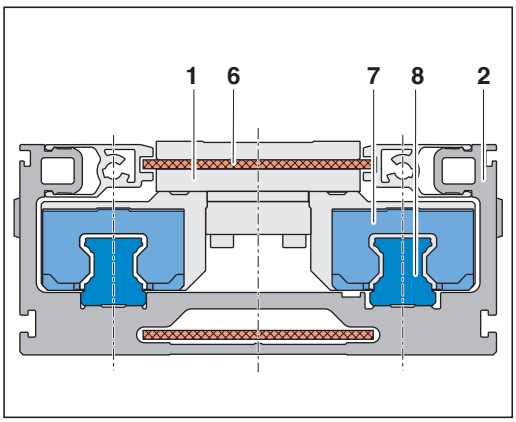
В зависимости от перемещаемого груза может использоваться длинный или короткий подвижный блок. Длинный подвижный блок содержит по две каретки на каждый направляющий рельс, поэтому он применим для больших нагрузок. В коротком подвижном блоке на каждом направляющем рельсе имеется по одной каретке.

Уплотнительная система

Направляющая плотно закрыта от попадания грязи щелевым уплотнением, а также этому способствует то, что зубчатый ремень вращается внутри каркаса. Такая система уплотнения не требует обслуживания.



Компактный модуль CKR с зубчато-ременной передачей



Конструкция компактного модуля CKR

1 Подвижный блок
2 Каркас
3 Двигатель
4 Зубчатая передача
5 Концевой блок со стороны присоединения привода
6 Зубчатый ремень
7 Каретка
8 Направляющий рельс

6.3 Компактные модули

6.3.4 Компактные модули CKL с шариковыми рельсовыми направляющими и линейным двигателем

Линейный датчик

В компактных модулях CKL имеется не содержащий железа линейный двигатель и прецизионный оптический линейный датчик.

Базовая кромка

Обработанная базовая кромка обеспечивает быструю и точную установку. Благодаря U-образной форме вторичного элемента на подвижный блок и рельсовую направляющую не действуют дополнительные магнитные силы.

Беззазорный, неизнашиваемый и не требующий обслуживания привод

Благодаря тому, что не требуются никакие механизмы для преобразования вращательного движения в линейное перемещение, приводная система в компактных модулях CKL является беззазорной, неизнашиваемой и не требующей обслуживания. Единственным элементом, требующим технического обслуживания, является шариковая рельсовая направляющая, которая может легко смазываться при помощи одноточечной смазочной системы.

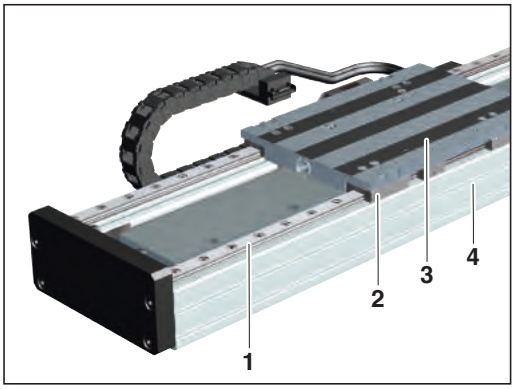
Применения

Компактные модули CKL особенно хорошо подходят для таких применений, где предъявляются высокие требования в отношении:

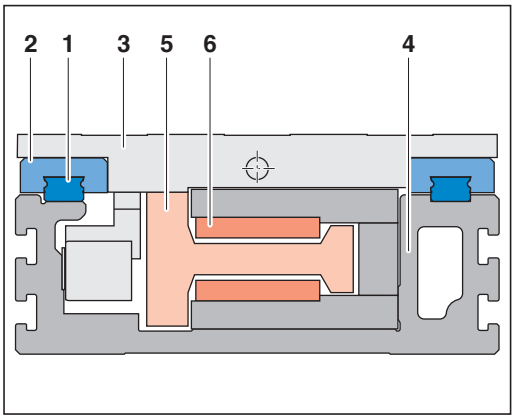
- скорости (до 5 m/s)
- ускорения (до 250 m/s^2)
- точности перемещения
- точности позиционирования
- короткой продолжительности циклов

Поэтому компактные модули CKL идеально подходят для загрузочно-разгрузочных операций. Они способствует сокращению продолжительности циклов, в частности, в производственных линиях, позволяющих достигать значительно более высокой производительности.

Модули с линейными двигателями неприемлемы для обработки ферромагнитных материалов, так как существует опасность притягивания стружки постоянным магнитом вторичного элемента.



Компактный модуль CKL с двумя шариковыми рельсовыми направляющими и линейным двигателем



Конструкция компактного модуля CKL

1 Направляющий рельс
2 Каретка
3 Подвижный блок
4 Каркас
5 Первичный элемент
6 Вторичный элемент (постоянный магнит)

6.3 Компактные модули

6.3.5 Соединительные элементы и автоматизированная система Easy-2-Combine

Стандартизованные соединительные элементы

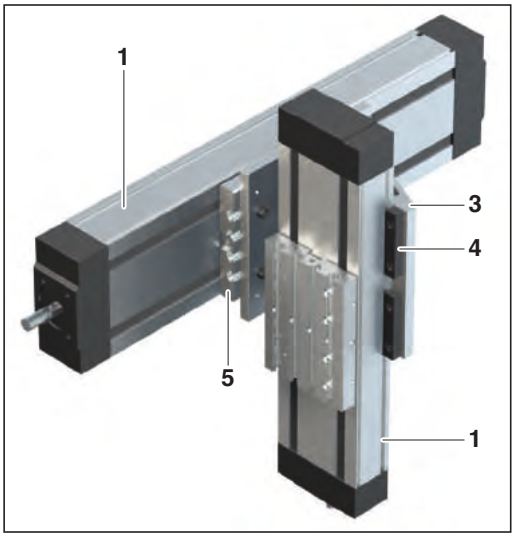
Благодаря схожести наружных размеров модули CKK и CKR можно комбинировать с использованием кронштейнов и планок. Кроме того, их можно соединять с другими системами линейных перемещений, например, с линейными модулями и со столами на шариковых рельсовых направляющих, а также приспосабливать к профилям и каркасам основных механических элементов (ОМЭ) компании Rexroth.

Easy-2-Combine

Соединительные элементы для компактных модулей также позволяют приспосабливать их к автоматизированной системе Easy-2-Combine компании Rexroth. Эта модульная система, предназначенная для многоосевого автоматизированного перемещения, включает в себя узлы для обеспечения:

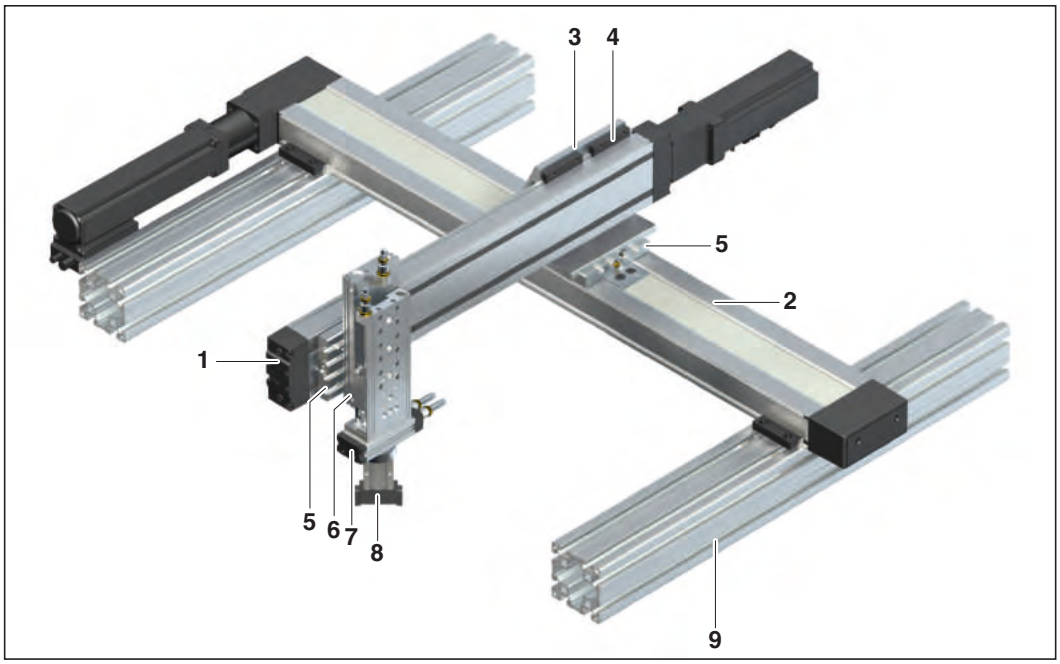
- линейных перемещений (мини-салазки MSC)
- вращательного движения (вращающиеся компактные модули RCM)
- захватывающих функций (захваты GSP)

Стандартные монтажные поверхности обеспечивают точное и прочное соединение между загрузочно-разгрузочными модулями, исключая необходимость изготовления заказчиком сложных и дорогостоящих промежуточных соединительных плит.



Компактный модуль CKK, установленный на подвижном блоке другого модуля CKK при помощи кронштейна и соединительной плиты

1 Компактный модуль CKK
2 Компактный модуль CKR
3 Соединительный кронштейн
4 Зажимное приспособление
5 Соединительная плита
6 Мини-салазки MSC
7 Вращающийся компактный модуль RCM
8 Захват GSP
9 Профиль ОМЭ



Комбинирование модулей с использованием автоматизированной системы Easy-2-Combine

6.4 Прецизионные модули

6.4.1 Характеристики системы

Высокая жесткость
Высокая точность
Исключительно компактная конструкция

Прецизионные модули с шариковыми рельсовыми направляющими и шариковинтовым приводом представляют собой очень жесткие и точные системы линейных перемещений. Они особенно приемлемы для выполнения задач, связанных с передачей, транспортировкой и позиционированием.

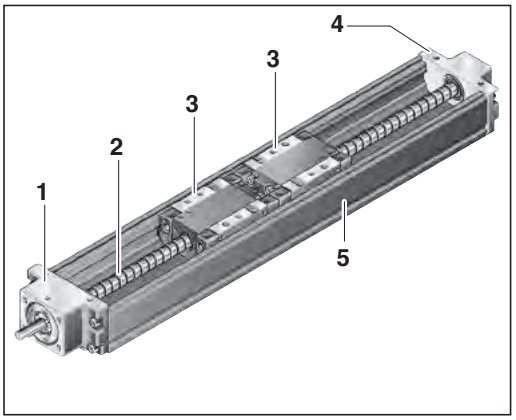
Применения

Готовые к установке прецизионные модули PSK являются комплексным решением для таких областей применения, как электронная промышленность, медицинская техника, упаковочное оборудование и производственная автоматизация.

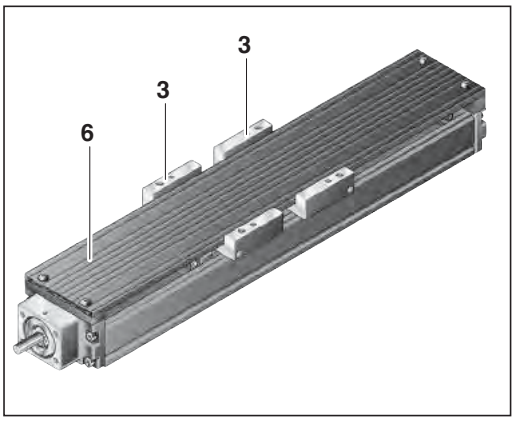
Конструкция

Прецизионные модули PSK включают в ебя следующие узлы и детали:

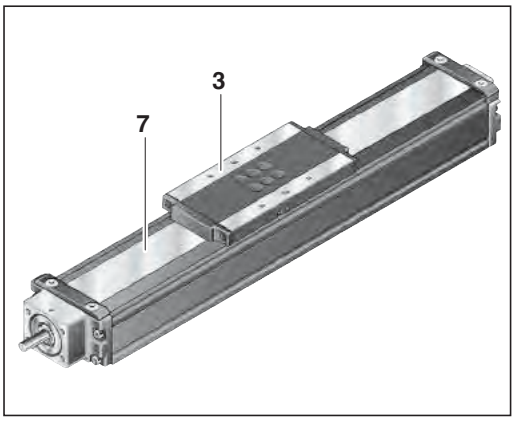
- Исключительно компактный и жесткий прецизионный стальной профильный каркас (5) с базовой кромкой и встроенной направляющей.
- Прецизионный шариковинтовой привод (2) с гаечной системой с нулевым зазором.
- Алюминиевые концевые кожухи с подшипниками, один из которых является неподвижным (1), а другой плавающим (4).
- Подвижные блоки (3) различных конструкций из стали или алюминия со встроенными шариковыми каретками; в зависимости от применения используется один или несколько подвижных блоков.
- Опционально: для защиты внутренних элементов используется либо алюминиевая защитная пластина (6), либо уплотнительная лента из нержавеющей стали (7).



Прецизионный модуль PSK без защитной пластины и с двумя подвижными блоками



Прецизионный модуль PSK с защитной пластиной и двумя подвижными блоками



Прецизионный модуль PSK с уплотнительной лентой и одним подвижным блоком

6.4 Прецизионные модули

6.4.1 Характеристики системы

Установка изготовленных заказчиком приспособлений

В каретках имеются резьбовые отверстия и отверстия под штифты, предназначенные для установки изготовленных заказчиком приспособлений.

Крепление к монтажному основанию

Имеющаяся на каркасе обработанная базовая кромка упрощает установку на монтажное основание. Базовая кромка позволяет произвести быструю установку и упрощает выравнивание осей.

Прецизионные модули могут крепиться по месту либо при помощи винтовых соединений в самом каркасе, либо при помощи наружных зажимных приспособлений. Винтовые крепления используются в модулях PSK без защитных пластин или с ними. Зажимные приспособления подходят для всех вариантов защитных пластин:

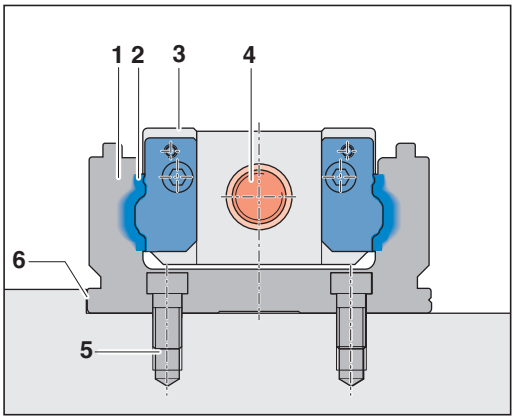
- Без защитной пластины
- С защитной пластиной
- С уплотнительной лентой

Присоединение двигателя

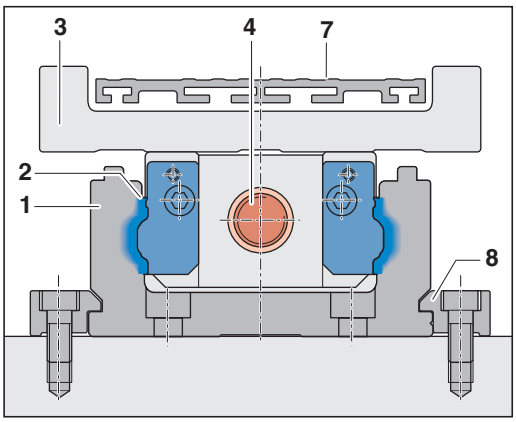
Присоединение двигателя осуществляется при помощи монтажной опоры и муфты или посредством боковой ременной передачи.

Особенности

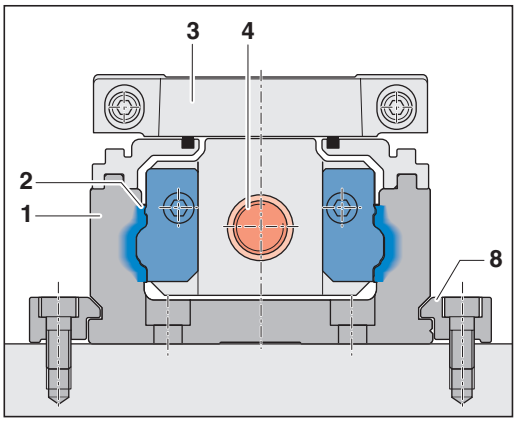
- Прецизионные модули PSK обеспечивают повторяемость позиционирования до 0.005 mm, точность позиционирования до 0.01 mm и точность направления до 0.005 mm.
- Все прецизионные модули доступны в точно градуированных приращениях длины. Максимальная длина составляет 940 mm.
- Самый большой модуль способен перемещать грузы до 800 kg.
- Максимальная скорость 1.6 m/s.
- Базовая кромка на боковой стенке каркаса позволяет произвести быструю установку и упрощает выравнивание осей.



Модуль PSK без защитной пластины закреплен посредством привинчивания каркаса непосредственно к монтажному основанию



Модуль PSK с защитной пластиной закреплен при помощи зажимных приспособлений



Модуль PSK с уплотнительной лентой (уплотнительная лента в разрезе не видна) закреплен при помощи зажимных приспособлений

1 Стальной профиль (каркас)
2 Направляющая ходовая дорожка (встроенная в стальной профиль)
3 Подвижный блок со встроенными шариковыми каретками
4 Шариковинтовой привод
5 Крепежные винты
6 Базовая кромка
7 Защитная пластина
8 Зажимное приспособление

6.5 Столы на рельсовых направляющих

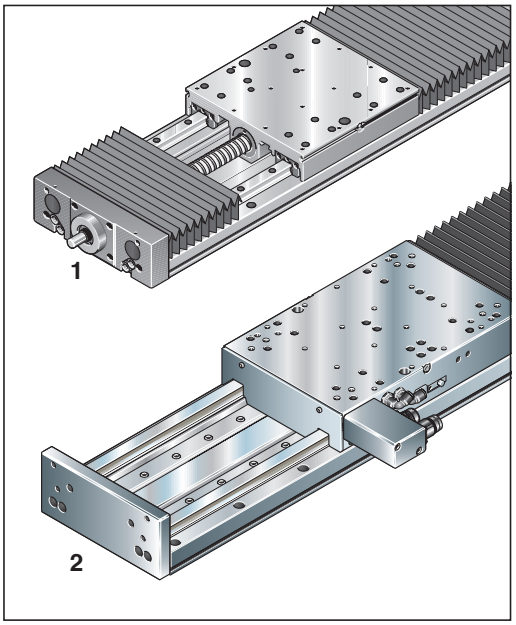
6.5.1 Характеристики системы

Высокие скручивающие и продольные моменты

Высокие нагрузки

Высокая повторяемость позиционирования, точность позиционирования и направления

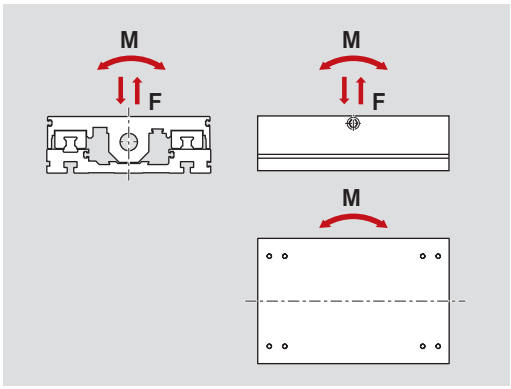
Столы на рельсовых направляющих TKK и TKL оснащены двумя шариковыми рельсовыми направляющими, которые способны выдерживать очень высокие скручивающие моменты благодаря большому расстоянию между рельсами. При использовании на каждом направляющем рельсе по две каретки они также могут выдерживать высокие продольные моменты. Благодаря использованию встроенных в подвижный блок четырех длинных кареток и широкой настольной плиты они способны выдерживать большие усилия, при условии обеспечения их полной поддержки. Благодаря обработке каркаса и использованию в качестве привода прецизионной шариковинтовой пары (TKK) или линейного двигателя (TKL) можно обеспечить очень высокие уровни повторяемости позиционирования, а также точности позиционирования и направления.



Столы на шариковых рельсовых направляющих TKK (1) и TKL (2)

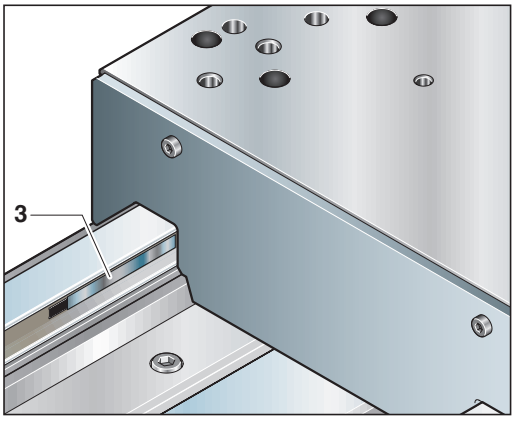
Особенности

- Длина столов на рельсовых направляющих выбирается с интервалом в 60 или 80 mm в зависимости от расстояния между монтажными отверстиями в рельсе.
- Максимальная длина для типа TKK составляет 2.86 m, а для типа TKL 4 m.
- Максимальная скорость перемещения для столов на рельсовых направляющих TKK составляет 1.6 m/s. Столы TKL могут работать со скоростью до 8 m/s.
- Столы на рельсовых направляющих особенно приемлемы для работы с очень большими полезными нагрузками F, а также с высокими скручивающими и продольными моментами M.
- Столы самых больших типоразмеров способны перемещать грузы до 2500 kg.



Скручивающий и продольный моменты, вертикальные силы

- Столы TKK и TKL обеспечивают повторяемость позиционирования до 0.005 mm, точность позиционирования до 0.01 mm и точность направления до 0.007 mm.
- Защиту внутренних элементов обеспечивают высококачественные масло- и влагостойкие сварные защитные рукава.
- Столы на рельсовых направляющих TKK могут оснащаться круговыми датчиками и /или линейной измерительной системой положения. В столах на рельсовых направляющих TKL имеется встроенная измерительная система.
- Обработанная базовая кромка на боковой стенке плиты основания позволяет производить быструю установку и упрощает выравнивание осей.



Стол TKL со встроенной системой измерения положения

1 Стол на рельсовых направляющих TKK с шариковинтовым приводом
2 Стол на рельсовых направляющих TKL с линейным двигателем
3 Линейка

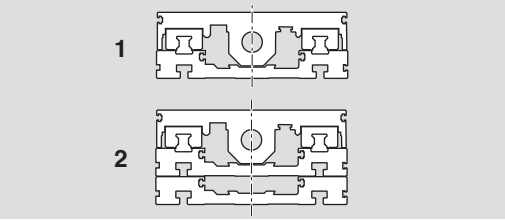
6.5 Столы на рельсовых направляющих

6.5.2 Столы TKK с шариковыми рельсовыми направляющими и шариковинтовым приводом

Повышение жесткости

Опорное основание для столов на рельсовых направляющих TKK представляет собой алюминиевый или стальной профиль. Для повышения жесткости столов TKK с алюминиевым опорным основанием их можно усилить, установив под первым основанием еще одно опорное основание (2).

Кроме того, жесткость можно повысить, используя стальное опорное основание. Стальной вариант отличается не только более высокой жесткостью, но и более высокой точностью.



Варианты с одним или двумя опорными основаниями

Присоединение двигателя

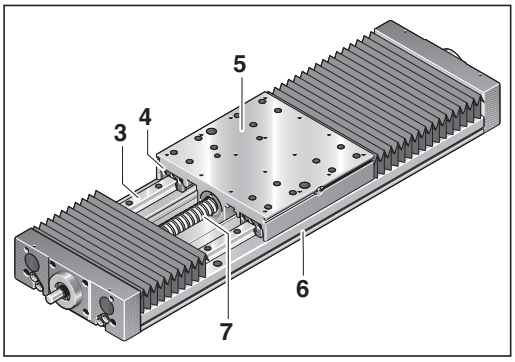
Присоединение двигателя осуществляется или при помощи монтажной опоры и муфты, или посредством боковой ременной передачи. При использовании боковой ременной передачи двигатель уже не находится на одной оси с модулем, а располагается выше, ниже или рядом с кожухом со стороны ведущего вала. Общая длина такой системы линейных перемещений оказывается меньше, чем при присоединении двигателя с использованием монтажной опоры и муфты.

Техническое обслуживание

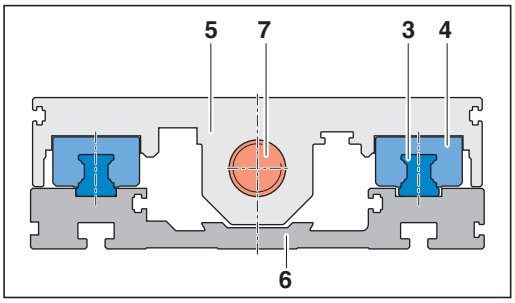
В плане обслуживания необходимо только смазывать каретки и шариковинтовой узел. Это можно делать посредством одноточечной смазки с использованием любого из легко доступных смазочных отверстий, имеющихся с каждой стороны подвижного блока.

Двухкоординатные устройства

При помощи поперечных плит столы TKK можно объединять в устройства с перемещением по осям X-Y (двухкоординатные устройства). Специально разработанная соединительная система позволяет комбинировать столы с другими столами либо такого же типоразмера, либо на типоразмер больше или меньше. К подвижному блоку оси X может крепиться либо опорное основание (вариант A), либо подвижный блок (вариант B) оси Y. В двухкоординатном устройстве погрешности отдельных осей и поперечной плиты оказывают суммарное воздействие. Необходимо также учитывать упругую деформацию элементов по оси Y, так как эта ось полностью не поддерживается. Использование высокопрофильной конструкции (2) может значительно уменьшить упругую деформацию.

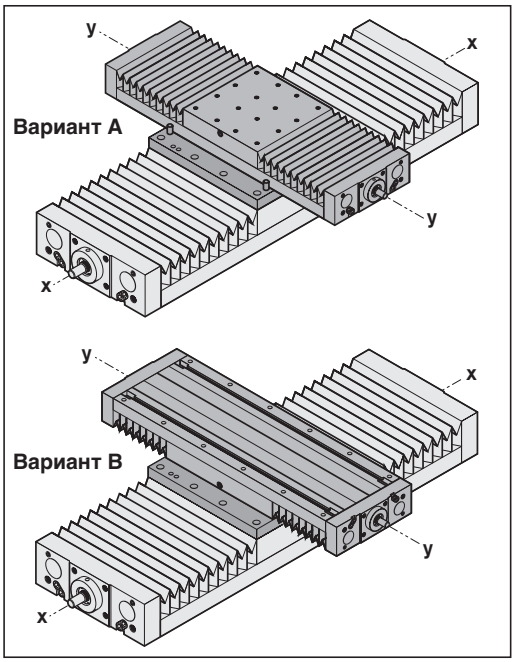


Столы TKK с двумя шариковыми рельсовыми направляющими и шариковинтовым приводом



Конструкция стола TKK на рельсовых направляющих

1 Низкопрофильный вариант TKK
2 Высокопрофильный вариант TKK
3 Направляющий рельс
4 Каретка
5 Подвижный блок
6 Опорное основание
7 Шариковинтовая пара



Двухкоординатные устройства, соединенные поперечными плитами

6.5 Столы на рельсовых направляющих

6.5.3 Столы TKL с шариковыми рельсовыми направляющими и линейным двигателем

Скорость
Ускорение
Точность позиционирования
Короткий ход

Столы TKL на рельсовых направляющих особенно приемлемы для использования там, где требуется высокая скорость перемещения, высокое ускорение и очень хорошая точность позиционирования. Задачи, связанные с высокоскоростным позиционированием или с перемещением на короткое расстояние с высоким ускорением могут легко выполняться даже при наличии очень высоких требований к точности позиционирования.

Применения

Область применения столов TKL на рельсовых направляющих включает в себя:

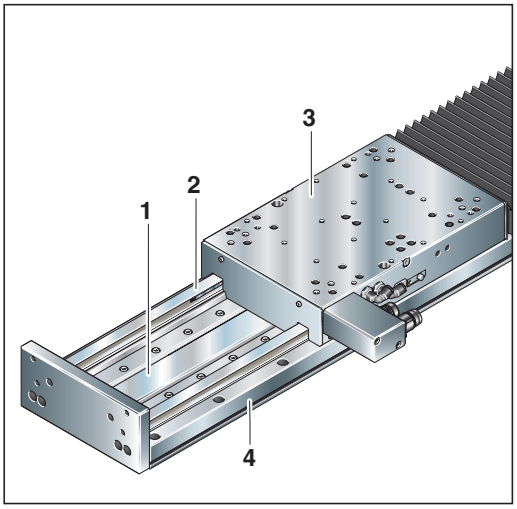
- Автоматические линии
- Обрабатывающие центры
- Транспортно-загрузочные устройства
- Ткацкие машины
- Упаковочные машины
- Испытательное оборудование

Измерительная система

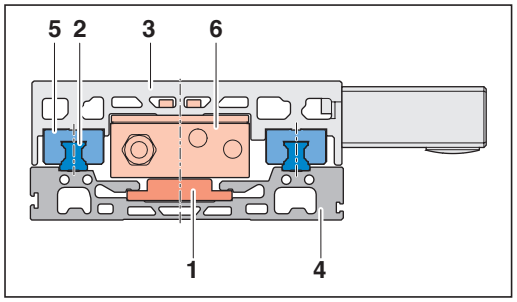
Высокую точность позиционирования обеспечивает прецизионная дистанционно-кодированная измерительная система. Эта система очень нечувствительна к воздействию температур, так как линейка закреплена на опорном основании.

Техническое обслуживание

Смазка кареток осуществляется очень просто через центральное смазочное отверстие. Сам линейный двигатель не требует никакого обслуживания.



Стол TKL с двумя шариковыми рельсовыми направляющими, линейным двигателем и встроенной измерительной системой



Конструкция стола на рельсовых направляющих TKL

1 Вторичный элемент (постоянный магнит)
2 Направляющий рельс
3 Подвижный блок
4 Опорное основание
5 Каретка
6 Первичный элемент

6.6 Линейные салазки

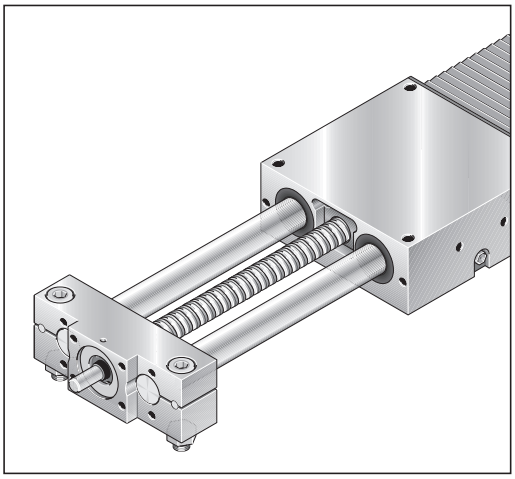
6.6.1 Характеристики системы

Шариковые втулки

Направляющее устройство в линейных салазках состоит из расположенных на валу шариковых втулок, которые обеспечивают плавность перемещения и долгий срок службы. Эти салазки являются экономичным решением для многих областей применения.

Варианты исполнения

Линейные салазки закрытого типа хорошо использовать в качестве самостоятельных устройств. В них оба конца направляющей соединяются с монтажным основанием при помощи концевых опор для валов. Салазки открытого типа крепятся к монтажному основанию через линейные опоры для валов.



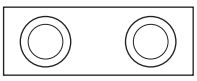
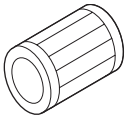
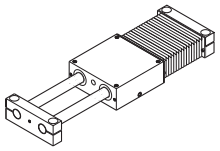
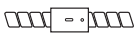
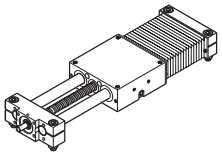
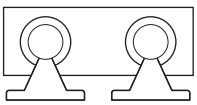
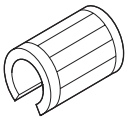
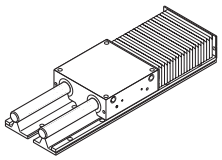
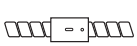
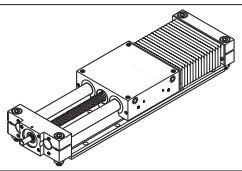
Линейные салазки SGK закрытого типа с шариковинтовым приводом.

Особенности

- Линейные салазки SGK и SOK с шариковинтовым приводом обеспечивают повторяемость позиционирования до 0.005 mm и точность позиционирования до 0.01 mm.
- Линейные салазки могут поставляться любой длины в соответствии с требованиями заказчика. Максимальная длина может достигать 5.3 m в зависимости от типоразмера и от используемого привода.
- Салазки самого большого типоразмера способны перемещать грузы до 1000 kg.
- Защиту внутренних элементов обеспечивают имеющиеся с обеих сторон подвижного блока высококачественные масло- и влагостойкие сварные защитные рукава.

Обзор

В представленной ниже таблице показаны все имеющиеся варианты исполнения. Более подробные сведения о направляющих с шариковыми втулками см. в Главе 4.

Исполнение	Направляющая	Привод	Обозначение	Линейные салазки
 Закрытого типа	 Шариковая втулка Супер закрытого типа	 Без привода	SGO	
		 Шариковинтовая передача	SGK	
 Открытого типа	 Шариковая втулка Супер открытого типа	 Без привода	SOO	
		 Шариковинтовая передача	SOK	

6.7 Системы перемещения в прямоугольных координатах

6.7.1 Характеристики системы

Система перемещения в прямоугольных координатах (СППК)

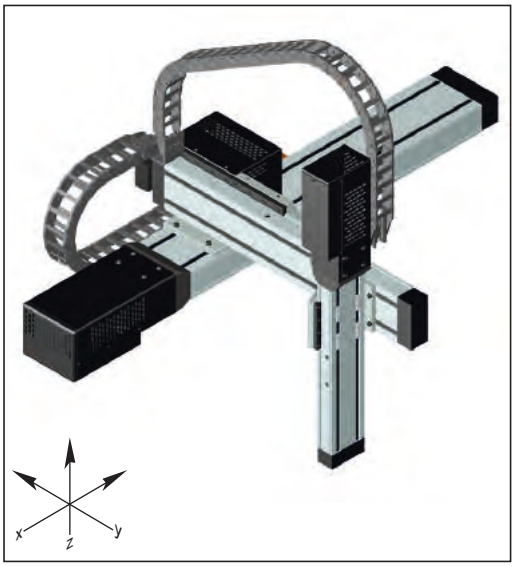
Несколько осей
Гибкость
Программируемость

Системы перемещения в прямоугольных координатах (СППК) являются воплощением продвинутого принципа систем линейных перемещений, обеспечивающим полное решение задач на основе технологии “включай и работай”. В принципе, их можно классифицировать, как линейные роботы, так как они предлагают возможность многокоординатных перемещений, гибкость конструкции и программируемость.

Отсутствие систем, создаваемых заказчиком

Двигатель
Контроллер
Соединительные элементы

Системы линейных перемещений помогают пользователям разрабатывать и создавать быстродействующие и экономичные механические устройства, исключив необходимость использования систем, изготавливаемых самим заказчиком. Системы перемещения в прямоугольных координатах еще больше продвинули это стратегическое направление. Они объединяют в себе стандартные системы линейных перемещений, двигатели и контроллеры, соединительные элементы, кабели и принадлежности и поставляются в виде собранных систем перемещения определенной конфигурации, отвечающих специфическим требованиям заказчиков.



Трехкоординатная система перемещения

Особенности

- Заказчику уже не нужно встраивать в свою конструкцию множество линейных элементов. Вместо этого он получает готовую, полностью адаптированную СППК с одной, двумя или тремя осями.
- Пользователь может выбрать из множества конфигураций точно ту комбинацию, которая ему требуется, и получает уже готовое предварительно запрограммированное решение с необходимой визуализацией для пульта оператора. Единственное, что требуется для приобретения необходимой системы, так это ввести соответствующие наборы данных для позиционирования.
- Это существенно экономит время заказчиков, так как значительно короче становится вся стадия проектирования, а благодаря тому, что система поставляется в виде комплектного узла, меньше времени требуется для ее установки.
- Механические элементы системы представляют собой жесткие компактные модули, обеспечивающие плавность работы, высокую грузоподъемность и высокую жесткость, благодаря наличию двух встроенных шариковых рельсовых направляющих с нулевым зазором и шариковинтового привода с беззазорной гайкой.
- Система может легко устанавливаться на опорном основании с использованием зажимных приспособлений и соединительных плит, которые совместимы с основными механическими элементами компании Rexroth.
- При помощи имеющихся в подвижном блоке резьбовых отверстий и отверстий под штифты можно обеспечивать точное совмещение оснастки и надежное ее крепление.
- Можно выбрать систему любой длины, вплоть до максимальной длины соответствующей оси.
- Максимальная нагрузка зависит от конфигурации оси, ориентации установки и длины оси.
- Внутренние элементы и двигатели защищены крышками.
- Для СППК специально подобрана оптимальная комбинация двигателя и сервоконтроллера.
- Сервоконтроллеры предварительно параметризуются на заводе-изготовителе, и доступны с интерфейсами Profibus DB, CANopen, SERCOS и DeviceNet.
- Стандартная система поставляется с соответствующим программным обеспечением, что обеспечивает быстрый запуск и безопасность эксплуатации.
- По сравнению с системами, в которых используются отдельные компактные модули, система перемещения в прямоугольных координатах экономит пространство благодаря встраиванию двигателей непосредственно в модули. Между модулем и двигателем отсутствует монтажная опора двигателя и муфта.

6.7 Системы перемещения в прямоугольных координатах

6.7.2 Базовая конструкция СППК

1, 2 или 3-координатные системы

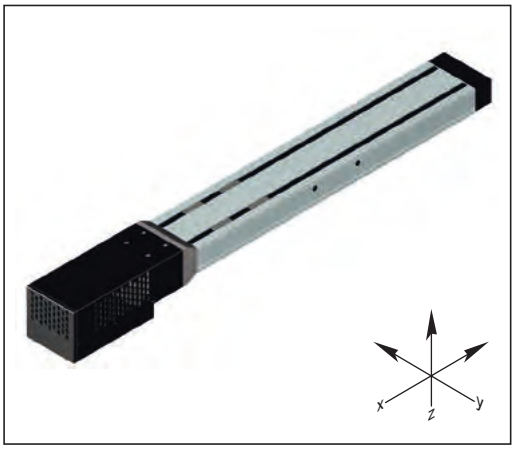
Системы перемещения в прямоугольных координатах (СППК) создаются с использованием систем линейных перемещений на базе компактных модулей СКК.

Существуют 1, 2 или 3-координатные системы. Ось Y всегда на один типоразмер меньше оси X, а ось Z на один типоразмер меньше оси Y.

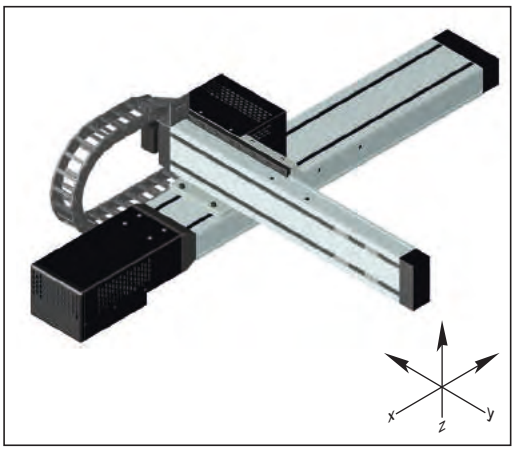
В системах перемещения в прямоугольных координатах (СППК) механические направляющие элементы и электрический привод, включая усилитель привода и блок управления, интегрированы в координатную систему. Заранее подобранная конфигурация системы позволяет пользователю снизить трудозатраты на проектирование, на встраивание по месту и на эксплуатацию.

Компактный усилитель привода, который подходит и для центральной, и для децентрализованной установки, способствует развитию тенденции по использованию все меньших и меньших ячеек.

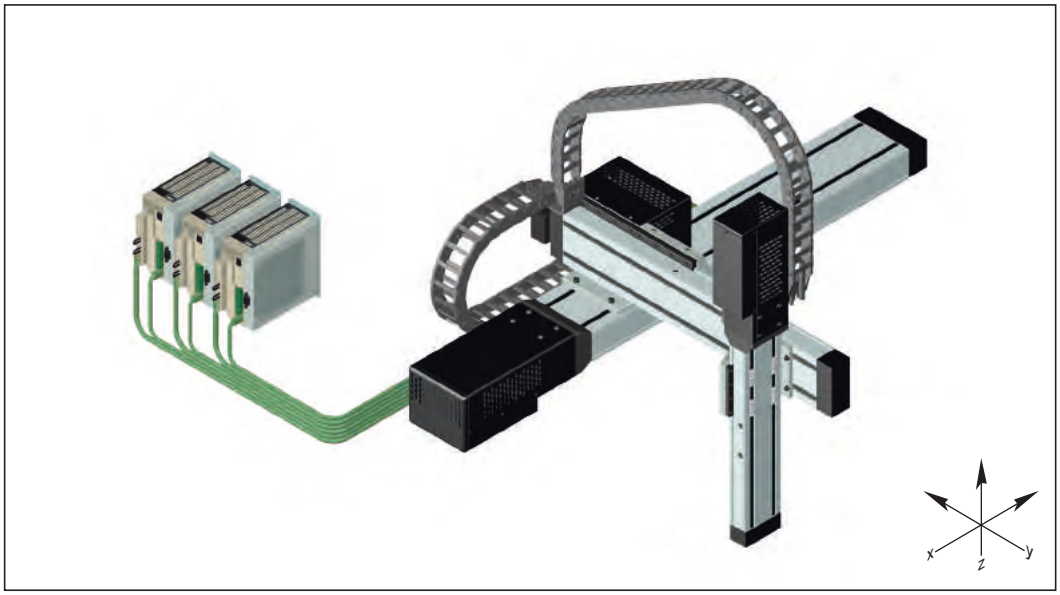
Кроме того, можно заказать многокоординатные устройства с привлекательными по цене блоками управления.



1-координатная система



2-координатная система



3-координатная система с сервоконтроллером для каждой оси

6.8 Электрические компоненты

6.8.1 Обзор

Способы приведения в движение

В системах линейных перемещений применяются первичные движители разных типов:

- Серво-, шаговый или трехфазный двигатель (для систем линейных перемещений с шариковинтовой, зубчато-ременной или зубчато-реечной передачей)
- Линейные двигатели
- Пневматический привод (сжатый воздух)
- Маховичок (для систем линейных перемещений с шариковинтовой или зубчато-ременной передачей)

Двигатель

Наиболее распространенным типом является двигатель, соединенный с узлом привода. Двигатель имеет решающее значение для систем линейных перемещений, создаваемых с учетом требований заказчика, так как от него напрямую зависят рабочие характеристики.

Линейные модули, компактные модули и столы на шариковых рельсовых направляющих компании Rexroth имеются также в исполнении со встроенным линейным двигателем. Кроме того, линейные модули могут оснащаться пневматическим приводом.

Маховички используются только в очень простых конструкциях.

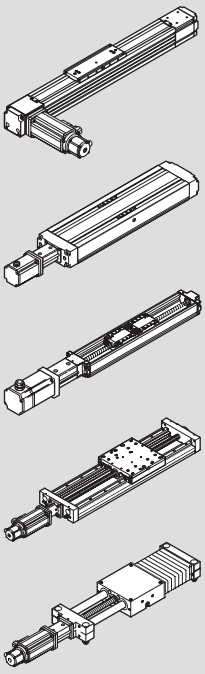
Контроллер

Блок управления

Если в системе линейных перемещений используется электрический привод, то к двигателю следует подключить контроллер, и, по выбору, блок управления. Блок управления программируется с учетом требующейся для системы программы линейных перемещений. Контроллер и усилитель привода преобразуют поступающие от блока управления данные в соответствующие сигналы для двигателя.

Переключатели Датчики

В дополнение к имеющимся в цепи привода электрическим элементам в системах линейных перемещений также используются переключатели и датчики, выполняющие роль концевых выключателей или опорных переключателей.



Система линейного перемещения



Сервоусилитель



Инвертор частоты



Секция выходной мощности шагового двигателя



Устройство контроля позиционирования



Устройство контурного управления

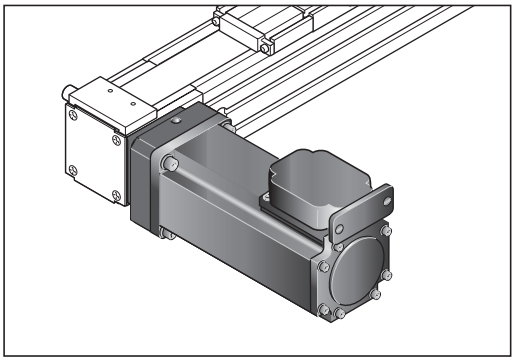
6.8 Электрические компоненты

6.8.2 Двигатели

Серводвигатели
Шаговые двигатели
Трехфазные двигатели

Линейный двигатель

В зависимости от применения система линейных перемещений может оснащаться серводвигателем, шаговым двигателем или трехфазным двигателем.
Линейные двигатели занимают особое место среди серводвигателей. Линейный двигатель заменяет в системе линейных перемещений электромеханический привод. Он не совершает вращательных движений, а только линейные движения. Поэтому линейные двигатели еще называют прямыми приводами с линейным двигателем.



Серводвигатель, соединенный с линейным модулем зубчато-ременной передачей.

В приведенной ниже таблице представлены основные характеристики и их значения для различных типов двигателей.

Двигатель	Крутящий момент	Частота вращения	Динамика	Точность	Шумовые параметры	Управление	Стоимость
Серводвигатель (включая линейный двигатель)	+++	+++	+++	+++	+++	++	+
Трехфазный двигатель	+	+++	+	0	+++	+++	+++
Шаговый двигатель	++	+	++	++	0	++	+++

+++ Очень хорошо
++ Хорошо
+ Удовлетворительно
o Приемлемо

Таблица позволяет сравнить двигатели между собой. Однако есть еще ряд важных моментов, которые нужно учитывать при выборе типа и размера двигателя. Для правильного подбора двигателя для системы линейных перемещений следует обратить внимание на контроллер и блок управления, так как от удачной комбинации этих элементов зависит оптимальная работа привода.

Процедура расчета конструкции двигателя кратко представлена на примере, приведенном в разделе 6.1.4.3.

Далее предлагается описание принципа работы и характеристик различных двигателей. В представленной ниже таблице указаны области применения для каждого типа двигателя.

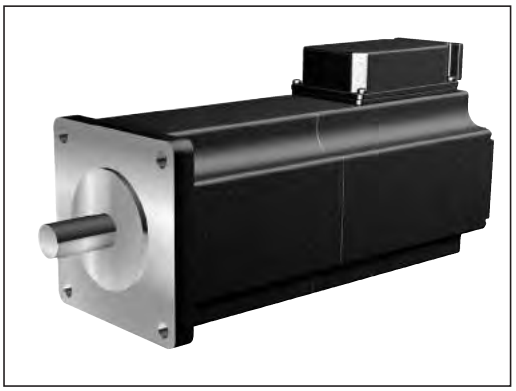
Двигатель	Применения
Серводвигатель	▮ Применения, где требуется высокая динамика и точность позиционирования ▮ Различные применения во всех промышленных отраслях и сферах ▮ Подходит даже для сложных последовательностей и циклов перемещения ▮ Высокие пиковые крутящие моменты ▮ Возможны режимы синхронизации и интерполяции ▮ Варьируемые частота вращения и параметры перемещения
Трехфазный двигатель	▮ Простые задачи позиционирования, не требующие особой точности (например, управляемые переключателями) ▮ Режим реверсирования ▮ Перемещение при постоянной частоте вращения
Шаговый двигатель	▮ Задачи регулирования ▮ Задачи транспортировки и позиционирования с малой скоростью перемещения и несколькими позициями ▮ Простые процессы обработки, такие, как резание и пиление ▮ Не применяется при ударных нагрузках

6.8 Электрические компоненты

6.8.2 Двигатели

6.8.2.1 Серводвигатели

В качестве серводвигателей для систем линейных перемещений компании Rexroth используются трехфазные синхронные двигатели с системой определения текущего углового положения ротора (угол поворота относительно исходного положения). Двигатель должен быть способен вращаться в обоих направлениях. Вращающийся датчик обеспечивает подачу сигнала обратной связи.



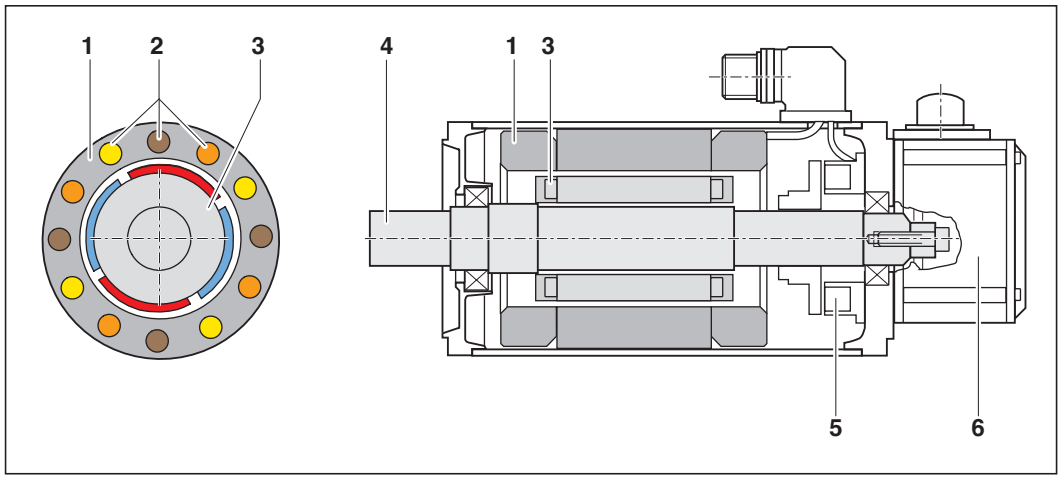
Серводвигатель компании Rexroth

Вращающийся датчик

Вращающийся датчик постоянно передает информацию о текущем состоянии двигателя на контроллер привода, который регулирует частоту вращения и положение двигателя. Контроллер привода сравнивает сигнал, поступающий с вращающегося датчика, с заданным значением, которое посылает блок управления. В случае обнаружения расхождения производится регулировка двигателя в нужном направлении с целью уменьшения расхождения. Контроллер привода осуществляет контроль за обмотками двигателя через секцию выходной мощности.

Абсолютный датчик положения
Инкрементный датчик положения

Серводвигатели могут работать и с абсолютными, и с инкрементными датчиками положения. В серводвигателях компании Rexroth используются оба варианта.



Конструкция серводвигателя

1 Статор с трехфазными обмотками
2 Обмотки (3 фазы)
3 Ротор с постоянными магнитами
4 Вал ротора
5 Тормоз
6 Вращающийся датчик (обратная связь с двигателем)

Особенности

- Серводвигатели характеризуются исключительно низкой инерцией ротора и высокой удельной мощностью.
- Серводвигатели способны обеспечивать высокие пиковые крутящие моменты в широком диапазоне частоты вращения.
- Благодаря малой инерции ротора серводвигатели высокодинамичны, т.е. они достигают высоких уровней ускорения.
- Сервоприводы обладают очень хорошими синхронизирующими способностями.
- Серводвигатели не требуют технического обслуживания и являются высоконадежными.

6.8 Электрические компоненты

6.8.2 Двигатели

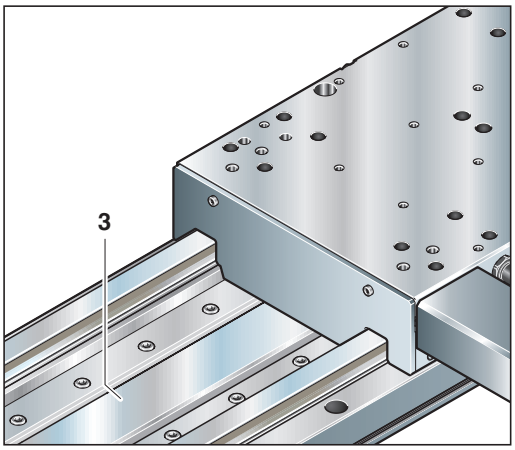
6.8.2.2 Линейные двигатели

Первичный элемент
Вторичный элемент

По сути дела, линейные двигатели компании Rexroth представляют собой серводвигатели в “развернутом” виде. Они состоят из первичного элемента, через который проходит ток (сопоставим со статором в поворотном двигателе), и вторичного элемента (сопоставим с ротором в поворотном двигателе). Так как линейные двигатели непосредственно создают линейное движение, то они не требуют наличия механизма для преобразования вращательного движения в линейное перемещение, например, шариковинтовой передачи.

Линейные двигатели могут иметь разные формы конструкции:
- Круглые (линейные модули MKL и LKL)
- Плоские (стол TKL на шариковых рельсовых направляющих)
- U-образные (компактный модуль CKL)

В зависимости от размещения первичного и вторичного элементов можно добиться уравновешивания магнитных сил в системе. Тогда привод не будет оказывать дополнительных радиальных нагрузок на направляющую. Это наблюдается в модулях MKL, LKL и CKL.

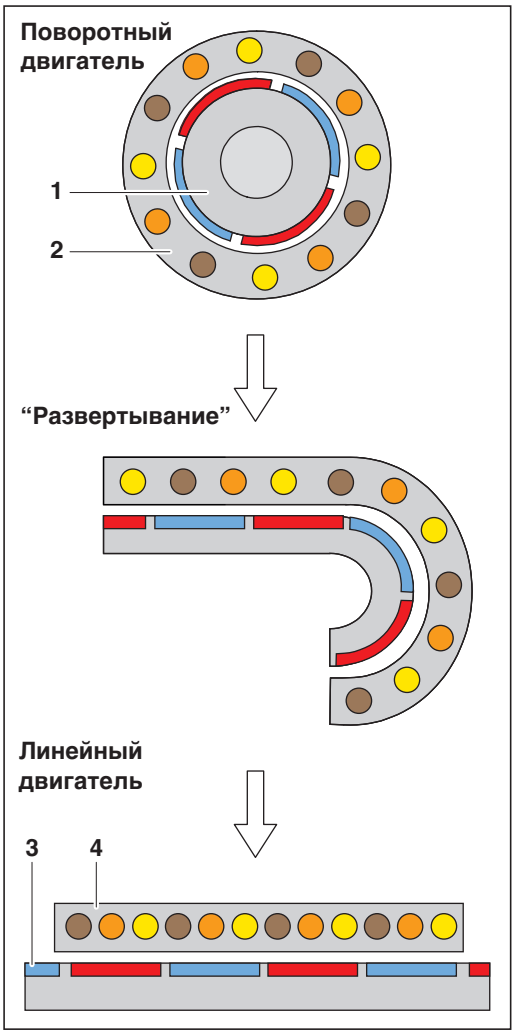


Стол на рельсовых направляющих с линейным двигателем

Особенности

Такой принцип привода дает следующие преимущества:
- Отсутствие механических резонансных точек или упругой деформации
- Отсутствие зазора
- Отсутствие износа
- Высокая способность к разгону

С другой стороны, исключается возможность использования редуктора для регулирования скорости перемещения и осевого усилия.



От трехфазного двигателя к линейному двигателю

Поворотный двигатель:
1 Ротор с постоянными магнитами
2 Статор с трехфазными обмотками

Линейный двигатель:
3 Вторичный элемент (постоянные магниты)
4 Первичный элемент с трехфазными обмотками

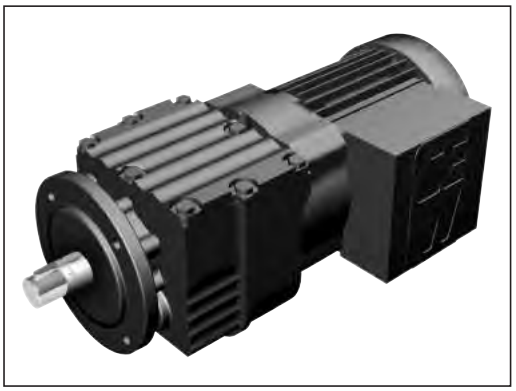
6.8 Электрические компоненты

6.8.2 Двигатели

6.8.2.3 Трехфазные двигатели

Надежность

В системах линейных перемещений компании Rexroth используются асинхронные трехфазные двигатели. Они применяются в качестве приводов в многочисленных областях. Надежность их конструкции была доказана миллионы раз, и они очень легко вводятся в эксплуатацию. Благодаря таким хорошим характеристикам этот тип двигателя имеет международную стандартизацию и выпускается в огромных количествах по всему миру.



Трехфазный редукторный двигатель от SEW-EURODRIVE

Особенности

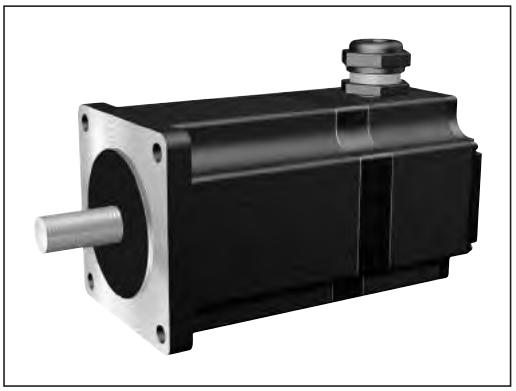
Трехфазные двигатели довольно легко контролировать и вводить в эксплуатацию.

- Их слабой стороной являются динамические характеристики по причине высокой инерции ротора.
- Трехфазные двигатели не требуют технического обслуживания и являются высоконадежными.
- Они производят очень мало шума.
- Имеются различные комбинации двигателя-редуктора (трехфазные редукторные двигатели) с прямозубой, червячной или конической передачей.

6.8.2.4 Шаговые двигатели

Экономичность
Надежность

Шаговые двигатели являются экономичными, надежными приводами. Они выполняют точные пошаговые вращательные движения в соответствии с командами, поступающими с устройства контроля позиционирования. Шаговые двигатели преобразуют электрические импульсы в соответствующие аналоговые углы или шаги перемещения, или преобразуют частоту повторения импульсов в величину подачи. Двигатель передает поступающую из системы управления информацию о величине хода или скорости непосредственно в приводную систему. Он не отсылает сигнал обратной связи в систему управления. Так как шаговые двигатели (при условии, что они не перегружены) строго следуют прилагаемому извне полю, они могут работать без датчиков обратной связи по положению, т.е. без вращающихся датчиков. Таким образом, в отличие от серводвигателей, для которых всегда требуется система обратной связи для контроля положения, шаговые двигатели могут работать без обратной связи.



Шаговый двигатель от Berger Lahr

Особенности

- В шаговых двигателях не осуществляется контроль за фактическим положением. Тем не менее, если они правильно подобраны, возможен довольно высокий уровень точности.
- Благодаря малой инерции ротора шаговые двигатели являются высокодинамичными, т.е. они могут достигать высоких уровней ускорения.
- Шаговые двигатели не требуют технического обслуживания и являются высоконадежными.
- Шаговые двигатели можно быстро и легко вводить в эксплуатацию, так как не требуется установка никаких управляющих параметров.
- Крутящий момент начинает падать даже при частотах вращения менее 1000 min^{-1}. Поэтому при высоких частотах вращения необходимо учитывать снижение величины крутящего момента.

6.8 Электрические компоненты

6.8.3 Контроллеры и системы управления

Контроллеры

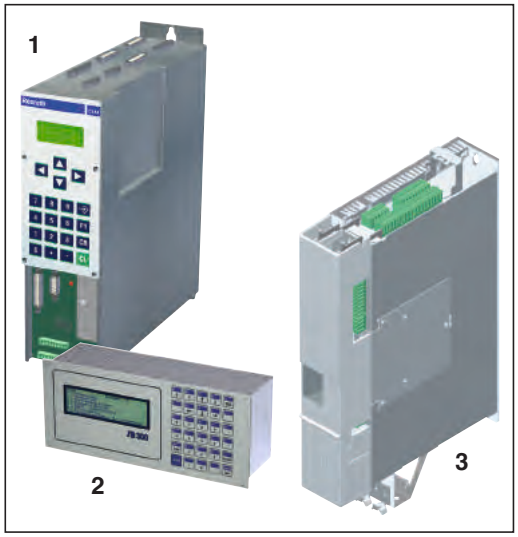
В системе управления для системы линейных перемещений программируются отдельные позиции или траектория перемещения с указанием величин скорости перемещения и ускорения. Затем поступающие от системы управления команды преобразуются контроллером привода в соответствующие сигналы для двигателя. Одновременно контроллер следит за работой двигателя.

Адаптация к двигателю

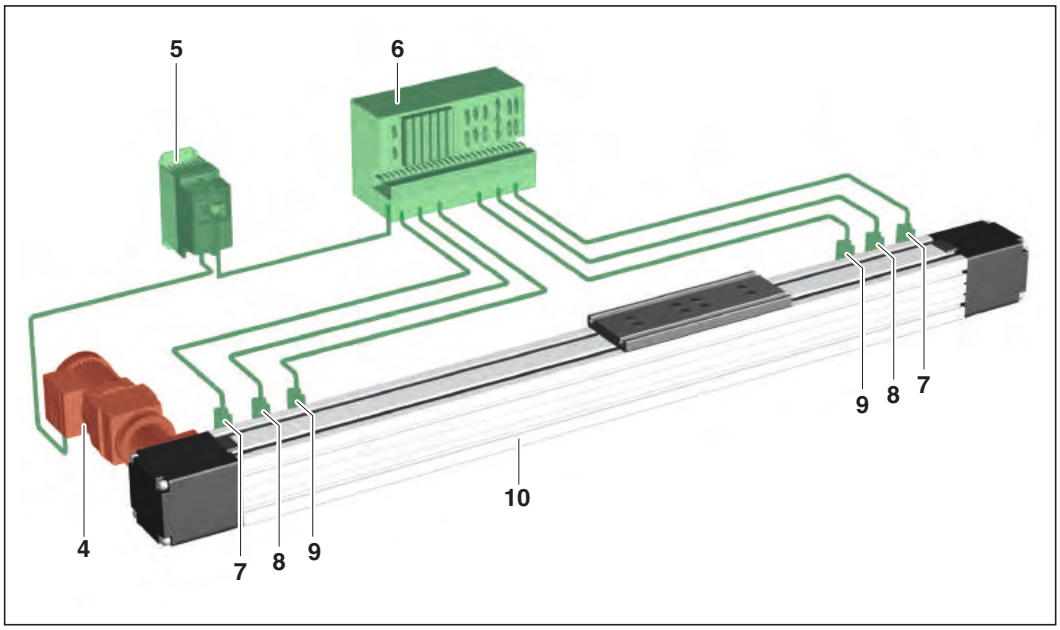
В зависимости от применения может использоваться серводвигатель, трехфазный двигатель или шаговый двигатель. В соответствии с выбранным двигателем подбирается способ управления без обратной связи или с обратной связью.

Датчики Управляющие устройства

Для управления и слежения за работой двигателя может потребоваться установка дополнительных датчиков и управляющих устройств (см. раздел 6.8.4).



Компоненты системы управления



Система линейных перемещений с датчиками, системой управления, контроллером и трехфазным двигателем.

1 Устройство контроля позиционирования
2 Устройство контурного управления
3 Контроллер
4 Трехфазный двигатель
5 Инвертор частоты (регулятор)
6 PLC (система управления)
7 Концевой выключатель
8 Выключатель замедленной подачи
9 Выключатель быстрого перемещения
10 Линейный модуль

6.8 Электрические компоненты

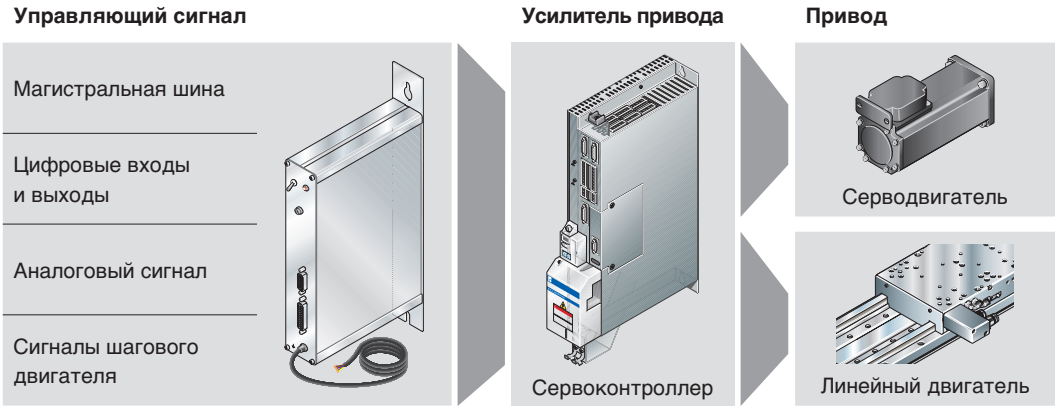
6.8.3 Контроллеры и системы управления

6.8.3.1 Сервоконтроллеры

Компактные контроллеры компании Rexroth содержат все необходимые электронные устройства для обеспечения питания и управления. Стандартные интерфейсы обеспечивают подключение к различным системам управления, а также допускают разные режимы работы. Для обеспечения связи между системой управления и контроллером для всех версий имеются различные компьютерные платы с определенными возможностями по обработке данных.

Интерфейсы и системы шин

- Аналоговый интерфейс:
  Сервоконтроллер получает от системы ЧПУ аналоговые командные значения ±10V для контроля скорости. В свою очередь, контроллер отправляет обратно в систему ЧПУ инкрементные или абсолютные значения фактического положения, замыкая тем самым контур позиционного регулирования.
- Интерфейс шагового двигателя:
  Сервоконтроллер работает в режиме позиционирования с обратной связью и с имитацией функций шагового двигателя. Из системы управления на контроллер пошагово передаются командные значения для изменения положения.
- Интерфейс позиционирования:
  В сервоконтроллере хранятся до 64 установок позиционирования. Привод работает в режиме позиционного управления и перемещается в заданные положения, определяемые установками позиционирования. Выбор и включение установок позиционирования осуществляется при помощи цифровых входов PLC. Сигнал о состоянии привода отправляется обратно в главную систему PLC через цифровые выходы PLC.
- Управляющая шина SERCOS:
  Интерфейс SERCOS – это международная стандартная система последовательной передачи данных в реальном времени через помехозащищенную волоконно-оптическую кольцевую схему. Обмен цифровыми командами и фактическими значениями между серквоконтроллером и системой ЧПУ осуществляется циклами через равные промежутки времени.
- Стандартные магистральные шины:
  Если для связи используется стандартный последовательный сетевой интерфейс, сервоконтроллер получает цифровые командные значения от системы управления. В свою очередь, сервоконтроллер передает обратно в систему управления информацию о состоянии и диагностические данные в виде пакетов цифровых данных. Имеются следующие типы сетевых интерфейсов:
  – Profibus DP
  – Interbus-S
  – CANopen
  – DeviceNet



Заданное положение Фактическое положение

Контроллер не только преобразует управляющие сигналы в команды для двигателя, но и следит за тем, совпадает ли заданное значение (сигнал поступает от системы управления) с фактическим положением вращающегося датчика на двигателе, и при необходимости вносит свои коррективы.

6.8 Электрические компоненты

6.8.3 Контроллеры и системы управления

6.8.3.2 Инверторы частоты

Трехфазный асинхронный двигатель

При помощи инвертора частоты можно бесконечно менять напряжение и частоту статора трехфазного (асинхронного) двигателя. Эта особенность превращает стандартный асинхронный двигатель в приводную систему с регулируемой скоростью.

Применения

Области применения связаны, прежде всего, с задачами транспортировки и очень простого позиционирования с малым числом позиций, а также с простыми процессами обработки, такими как резание и пиление.



Инвертор частоты от SEW-EURODRIVE

6.8.3.3 Устройство контроля позиционирования

Серводвигатели Шаговые двигатели

Устройства контроля позиционирования могут применяться с серводвигателями и с шаговыми двигателями. Такой тип управляющего устройства используется в системах линейных перемещений, если последовательность перемещений должна определяться посредством простого ввода запрограммированных установок, или если требуется осуществление контроля и регулировок входных/выходных сигналов.

Позиционирование максимум по четырем осям координат

Устройства контроля позиционирования компании Rexroth используются для позиционирования максимум по четырем осям координат в широком диапазоне применений. Они могут использоваться вместе с высокодинамичными цифровыми сервоконтроллерами, образуя мощную и экономичную систему контроля и управления.

Применения

Область применения охватывает множество секторов, как например:

- Упаковочные машины
- Линейные и двухкоординатные (X-Y) портальные загрузочные устройства
- Деревообрабатывающие станки
- Передвижные отрезные станки
- Загрузочные и разгрузочные устройства



Устройство контроля позиционирования компании Rexroth

6.8 Электрические компоненты

6.8.3 Контроллеры и системы управления

6.8.3.4 Устройство контурного управления

Серводвигатели

Устройство контурного управления используется с серводвигателями, если требуется совершить перемещение по определенной траектории с заданными скоростями и ускорениями. Траектория может объединять в себе одновременные перемещения по нескольким осям.

24 координаты 16 кинематических конфигураций

Специальные, высокопроизводительные системы управления компании Rexroth на базе Windows способны с высокой точностью обеспечивать согласование до 24 координат и параллельную работу до 16 кинематических конфигураций при выполнении самых требовательных заданий.



Устройство контурного управления от SM Motion Control

Применения

Типичными областями применения систем контурного управления являются:

- Лазерная обработка
- Водоструйная резка
- Фрезерование
- Применение клеящих материалов

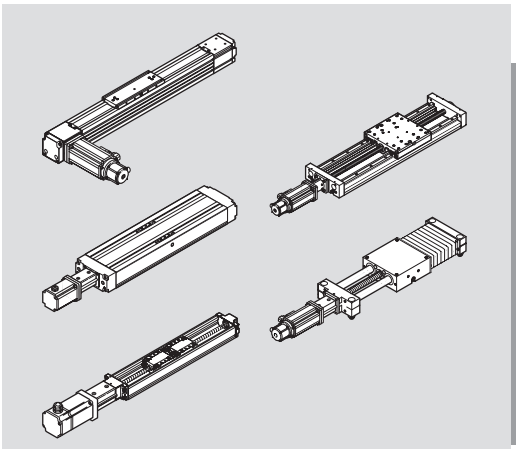
6.8.3.5 Шкафы управления

Набор отдельных компонентов

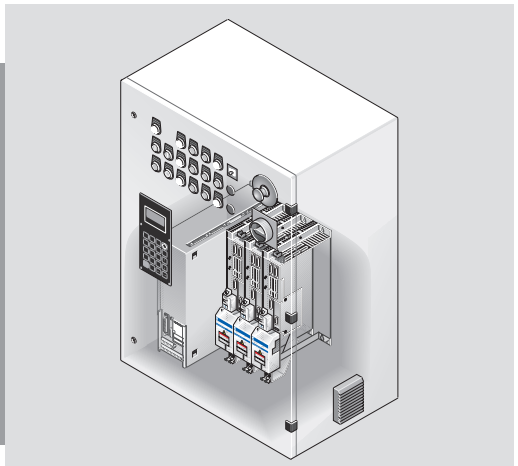
Если комплект оборудования состоит из отдельных компонентов (система линейных перемещений с двигателем, усилителем привода, блоком управления и т.п.), то заказчику самому придется производить подключение всех электрических компонентов и самому вводить систему в эксплуатацию.

Полное решение

В случае полного решения (система линейных перемещений с двигателем и шкафом управления) все электрические компоненты уже подключены, встроены в шкаф управления и готовы к работе. Все, что требуется от заказчика – это запустить систему на месте.



Системы линейного перемещения



Шкаф управления

6.8 Электрические компоненты

6.8.4 Переключатели и датчики

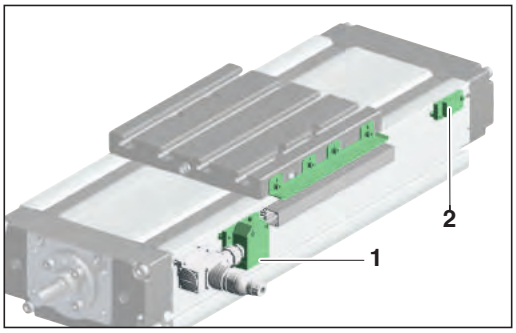
Функции

Использующиеся в системах линейных перемещений переключатели и датчики выполняют две важные функции:

- Концевые выключатели (не аварийные выключатели, упоминаемые в стандартах DIN EN 60204-1 или VDE0113).
- Опорные переключатели

Концевые выключатели

Концевые выключатели при срабатывании сразу же отключают подачу питания на привод. Это необходимо для того, чтобы не допустить перемещения подвижного блока далее заданного положения и возможного повреждения элементов системы линейных перемещений или периферийных устройств.



Механический переключатель (1) и бесконтактный переключатель (2), использующиеся в качестве концевых выключателей.

Опорные переключатели

Опорные переключатели сообщают контроллеру о местонахождении подвижного блока в системе линейных перемещений. Эти переключатели необходимы для двигателей с инкрементными датчиками положения при их подготовке к пуску, а также после перерывов в подаче электроэнергии, если в системе линейных перемещений нет линейного измерительного устройства для определения положения. При использовании трехфазных двигателей для позиционирования могут применяться бесконтактные переключатели. В этом случае точность системы линейных перемещений напрямую зависит от переключателя.



Использование датчика Холла в качестве опорного переключателя

В зависимости от типа системы линейных перемещений могут устанавливаться различные переключатели, как это представлено ниже.

Система линейных перемещений	Тип переключателя			
	Механический переключатель	Бесконтактный переключатель	Датчик Холла	Герконовый датчик
Линейный модуль	✔	✔	–	–
Компактный модуль	✔[1)]	✔[1)]	✔	✔
Прецизионный модуль	–	–	✔	✔
Стол на шариковых рельсовых направляющих	✔	✔	–	–
Линейные салазки	✔	✔	–	–

1) Переключатель такого типа может устанавливаться только на один типоразмер компактного модуля.

6.8 Электрические компоненты

6.8.4 Переключатели и датчики

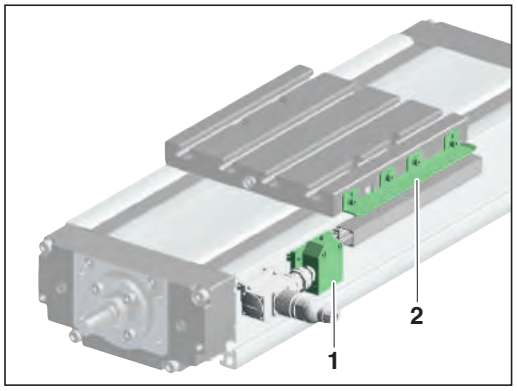
6.8.4.1 Механические переключатели

Концевые выключатели

В качестве концевых выключателей используются механические переключатели. Эти переключатели, использующиеся компанией Rexroth в качестве стандартных компонентов, не являются, однако, аварийными концевыми выключателями, так как в них отсутствуют принудительно размыкающиеся контакты.

Повторяемость позиционирования

Повторяемость позиционирования точки срабатывания переключателя находится в пределах ± 0.05 mm. Переключатель срабатывает от кулачка, который размыкает электромеханический переключающий элемент. При непрерывной работе, т.е. когда происходит постоянное срабатывание переключателя через короткие промежутки времени, скорость приближения не должна превышать 1 m/s. Если переключатель срабатывает редко, то скорость может быть значительно более высокой, что, однако, не окажет отрицательного воздействия на срок службы переключателя.



Механический переключатель (1) с переключающим кулачком (2)

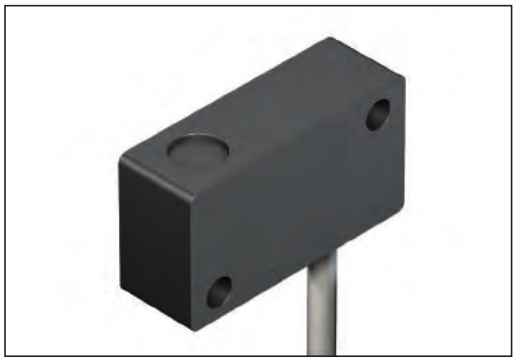
6.8.4.2 Бесконтактные переключатели

Опорные переключатели Концевые выключатели

В качестве опорных переключателей в основном используются индуктивные (бесконтактные) переключатели. Они могут также использоваться и в качестве концевых выключателей. Бесконтактные переключатели имеются с нормально замкнутыми (НЗ) и нормально разомкнутыми (НР) контактами (и PNP, и NPN).

Повторяемость позиционирования

Точность повторяющегося перемещения в точку срабатывания переключателя составляет 5% от расстояния переключения. В системах линейных перемещений компании Rexroth с расстоянием переключения 2 mm можно добиться точности менее 0.1 mm. Так как переключение является электронным и бесконтактным, то отсутствует механический износ.


Бесконтактный переключатель

Бесконтактные переключатели могут использоваться при максимальных скоростях, присущих соответствующим системам линейных перемещений.

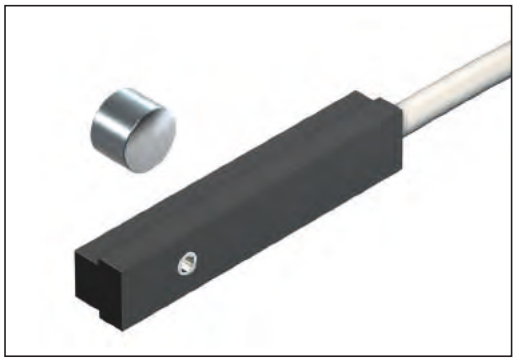
6.8.4.3 Датчики Холла

Опорные переключатели

Датчики Холла используются в качестве опорных переключателей. Эти датчики магнитного поля имеют НЗ и НР контакты PNP.

Повторяемость позиционирования

Точность повторяющегося перемещения в точку срабатывания переключателя составляет 0,5% от расстояния переключения. В модуле CKK с расстоянием переключения в пределах 7-8 mm точность составляет примерно 0.04 mm. Датчики Холла приемлемы для скоростей до 2 m/s.


Датчик Холла

6.8 Электрические компоненты

6.8.4 Переключатели и датчики

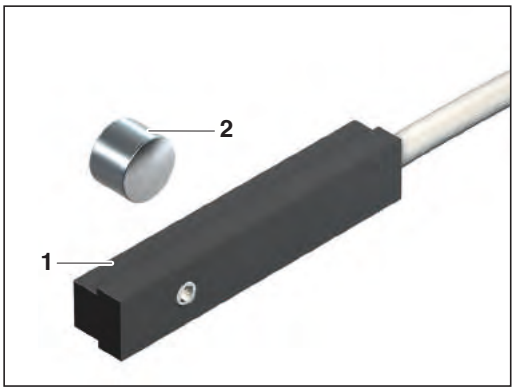
6.8.4.4 Герконовые датчики

Концевые выключатели

Герконовые датчики используются в качестве концевых выключателей. Это датчики магнитного поля, которые действуют, как переключатели. По своей конструкции они имеют две точки переключения, и поэтому не подходят для использования в качестве опорных переключателей.

Повторяемость позиционирования

Точность позиционирования в точке срабатывания выключателя составляет приблизительно 0.1 mm.
Герконовые датчики приемлемы для скоростей до 2 m/s.



Герконовый датчик

1 Датчик, закрепленный на каркасе
2 Магнит, установленный на подвижном блоке

6.8.4.5 Способы установки переключателей

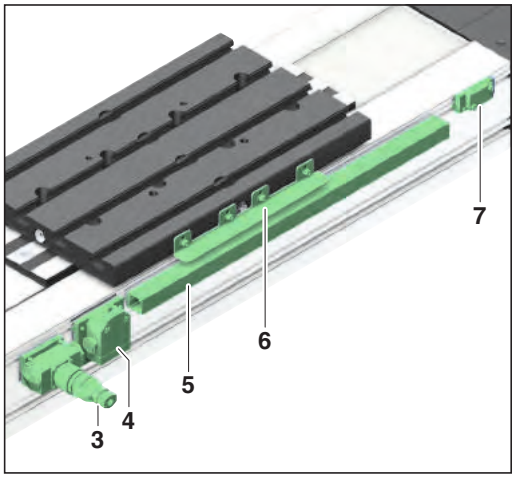
Пазы в профилях каркаса

Все системы линейных перемещений имеют конструкцию, позволяющую производить установку переключателей. Для установки переключателей в профилях каркаса предусмотрены специальные пазы. Кроме того, для подключения переключателей и для соединения их с контроллерами имеются кабельные каналы, гнезда и разъемы.

Кабельные каналы, гнезда и разъемы

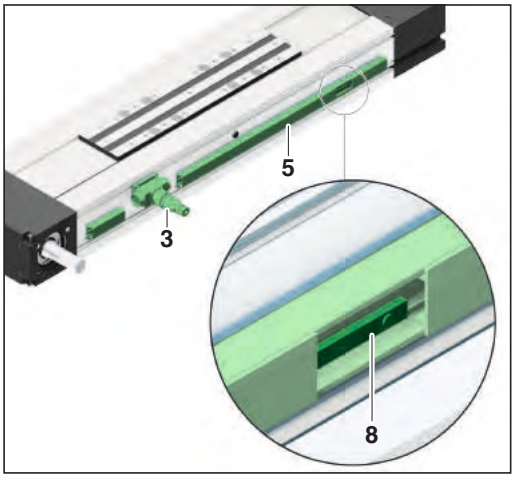
Используются либо комбинации из механических и бесконтактных переключателей, либо комбинации из датчиков магнитного поля (датчики Холла и герконовые датчики).

Большинство систем линейных перемещений предназначены для использования только с одним видом этих переключателей. Некоторые модули могут оснащаться всеми видами переключателей.



Механический переключатель, переключающий кулачок и бесконтактный переключатель на компактном модуле CKR

3 Штепсельный разъем
4 Механический переключатель
5 Кабельный канал



Датчик магнитного поля на компактном модуле CKR

6 Переключающий кулачок
7 Бесконтактный переключатель
8 Датчик Холла или герконовый датчик

7 Приложение

7.1 Bosch Rexroth AG: Компания по обеспечению приводами и системами управления

7.1.1 Стабильный мировой партнер

Компания Bosch Rexroth AG, входящая в объединение Bosch и насчитывающая более 29 800 работников, добилась в 2006 году объема продаж около 4.9 миллиардов евро. Компания предлагает под торговой маркой Rexroth любые приводы и средства управления – от механики, гидравлики и пневматики до электроники – все это с соответствующим обслуживанием. Являясь стабильным мировым партнером, представленным в более чем 80 странах, компания поставляет своим заказчикам, число которых превышает 500 000, широкий ряд узлов и систем для промышленной и производственной автоматизации, а также для мобильного применения.

7.1.2 Технология линейных перемещений и сборки

Системы линейных перемещений используются во всех областях автоматизированного производства, где требуются точность перемещения и высокая грузоподъемность. Выполненные в виде профильных рельсовых систем, направляющих с шариковыми втулками, шариковинтовых узлов или линейных модулей, они играют ключевую роль в обеспечении взаимодействия между неподвижными и движущимися узлами машин. Сборочные технологии позволяют использовать весь ряд от основных механических элементов до модулей для изготовления ручных производственных систем, транспортных систем и модульных цепных конвейеров для транспортировки деталей между станками в сборочных или упаковочных линиях. Узлы и системы компании Rexroth охватывают весь спектр прикладных технологий линейных перемещений и сборки.

Кроме того, предлагаемая номенклатура изделий учитывает специальные требования и особые условия применения. Шариковые втулки, к примеру, кроме всего прочего, имеются и в миниатюрном исполнении, что удовлетворяет требованиям многих производителей машин и систем по обеспечению широких функциональных возможностей в сочетании с компактностью конструкции. Предлагаются системы линейных перемещений из коррозионностойкой стали для таких условий применения, где требуется высокий уровень чистоты и коррозионная стойкость, что, как правило, характерно для пищевой и химической промышленности.

7.1 Bosch Rexroth AG: Компания по обеспечению приводами и системами управления

7.1.2 Технология линейных перемещений и сборки

7.1.2.1 Технология линейных перемещений

Шариковые рельсовые направляющие

Одна рельсовая направляющая – несколько кареток

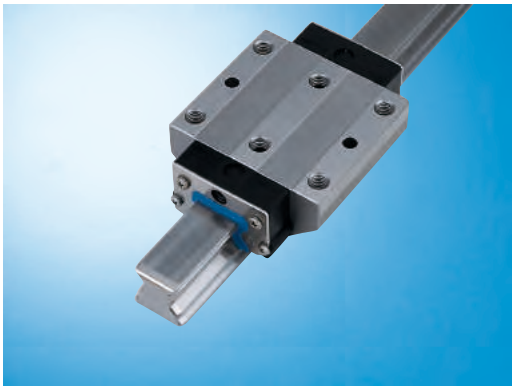
Законченная система для линейных направляющих с шариковыми подшипниками, предоставляющая пользователю неограниченные возможности по совместному использованию направляющих рельсов и кареток. Шариковые рельсовые направляющие всех классов точности отличаются большой грузоподъемностью и высокой жесткостью, что делает их приемлемыми для выполнения практически любых задач, где предъявляются требования к точности линейных перемещений.



Роликовые рельсовые направляющие

Точность перемещения тяжелых грузов

Роликовые рельсовые направляющие упрощают манипуляции даже с очень тяжелыми грузами при затрате чрезвычайно малых усилий. Линейные направляющие с роликовыми подшипниками обладают высокой жесткостью, что является основным принципом при создании мощных станков и роботов, и их номенклатура представлена в различных классах точности и предварительного натяга.



Направляющие с шариковыми втулками

Более 1000 конструкций и вариантов исполнения

Направляющие с шариковыми втулками в общем включают в себя более 1000 конструкций и вариантов исполнения, что делает их соответствующими любым требованиям и условиям применения. Это означает, что заказчики могут подобрать именно то, что им требуется в каждом конкретном случае.



7 Приложение

7.1 Bosch Rexroth AG: Компания по обеспечению приводами и системами управления

7.1.2 Технология линейных перемещений и сборки

7.1.2.1 Технология линейных перемещений

Прецизионные шариковинтовые узлы

Прорыв в технологии перемещений

Прецизионные шариковинтовые узлы работают с высокой точностью и скоростью, и также доступны для быстрой доставки. Широкий выбор прецизионных винтов, одинарных гаек разной конструкции с нулевым зазором или с регулируемым предварительным натягом, а также двойных гаек удовлетворяет любым требованиям, касающимся подачи, позиционирования и транспортировки. Приводные узлы объединяют шариковинтовые пары с концевыми подшипниками, кожухами и опорами для винтов, и они могут также поставляться с ведомыми гайками.



Системы линейных перемещений

Простота установки

Самыми передовыми из имеющихся на сегодняшний день систем линейных перемещений являются компактные модули. Эти предварительно собранные модули могут легко встраиваться в конструкции машин, не требуя при этом выполнения обычных для таких случаев операций по выравниванию и совмещению направляющей и привода. Такая простота установки характерна для всех систем линейных перемещений, независимо от их конструкции. Соединительные элементы еще больше упрощают процесс сборки. При необходимости для каждого применения осуществляется оптимизация отдельных рабочих характеристик, таких, как “точность перемещения грузов” или “быстрое перемещение”.



7 Приложение

7.1 Bosch Rexroth AG: Компания по обеспечению приводами и системами управления

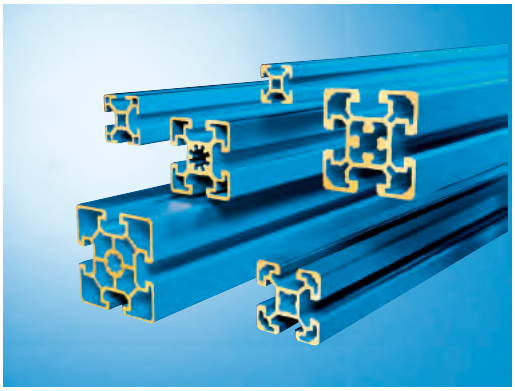
7.1.2 Технология линейных перемещений и сборки

7.1.2.2 Технология сборки

Основные механические элементы

Солидная база для производства

Неважно, что Вы собираетесь изготовить – каркасы, защитные ограждения, крепления для оборудования, рабочие станции или полную производственную линию: наши алюминиевые профили в ассортименте, насчитывающие более 100 видов поперечного сечения и широкий ряд приспособлений предоставят Вам полную свободу при создании своих конструкций, а усиленный Т-образный паз шириной 10 mm обеспечит максимальную безопасность. Быстрота и простота сборки гарантируют Вам экономический успех.



Ручные производственные системы

Гибкость и экономичность

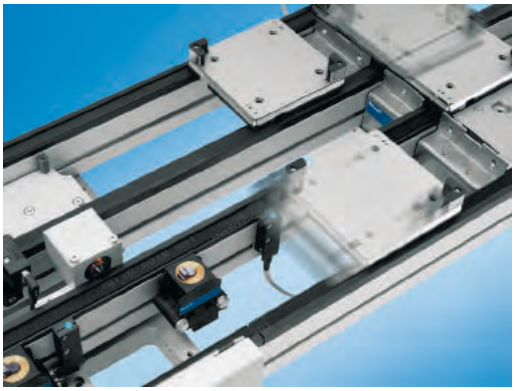
Наши ручные производственные системы придадут эффективность Вашему производственному процессу: производственная документация на индивидуально подбираемые, эргономичные рабочие станции, включая подачу материалов, технологические звенья и широкий ряд приспособлений имеется и в электронном виде. Все компоненты идеально подходят друг к другу, и их можно комбинировать и компоновать за считанные минуты, используя предоставляемое бесплатно программное обеспечение для планирования и расчетов MPScalc.



Технология материальных и информационных потоков

Быстрота и эффективность

Необходимость постоянного совершенствования и сокращение продолжительности рабочих циклов требуют таких производственных систем, которые могли бы быстро адаптироваться к изменяющимся условиям. Используя транспортные и маркировочные системы компании Rexroth, Вы можете реализовывать экономичные и перспективные решения независимо от того, какую продукцию Вы собираетесь производить: малые, прецизионные или большие и тяжелые изделия.



7.1 Bosch Rexroth AG: Компания по обеспечению приводами и системами управления

7.1.2 Технология линейных перемещений и сборки

7.1.1.2 Технология сборки

Модульные цепные конвейерные системы

Мощность и рентабельность

Цепные конвейеры VarioFlow и VarioFlow S являются быстрыми, надежными и экономичными транспортными системами, предназначенными для использования в широкой сфере отраслей промышленности, будь то объединение в технологическую цепочку станков, транспортировка пищевых продуктов или применение в упаковочной промышленности. Новый импульс для Вашего производства.



7.2 Глоссарий

Абразивная обработка: Удаление материала посредством резания, истирания или обработки частицами.

Актуаторы: Оперативные элементы в схеме управления. Они работают как регуляторы в контуре управления, преобразуя электронные сигналы (например, команды системы управления) в механическое перемещение (например, электромагнитных клапанов).

Взаимозаменяемость: Прецизионное изготовление позволяет комбинировать компоненты одного типоразмера (например, каретки и направляющие рельсы) независимо от их конструкции, классов точности или предварительного натяга.

Виляние: Вращательное движение вокруг вертикальной оси (оси Z) и одно из трех основных вращательных перемещений тела в пространстве.

Вязкость: Единица измерения сопротивления текучести жидкости под воздействием сдвигающих напряжений. Это сопротивление объясняется происходящими в жидкости внутренними процессами трения.

Гексапод: Станок пространственного позиционирования с 6 стойками разной длины и 6 приводными компонентами с независимым управлением. Это обеспечивает мобильность на всех 6 уровнях свободы (3 линейные и 3 поворотные). Типичными областями применения гексаподов являются шпиндельные направляющие для станков или двигательных механизмов для авто- и авиатренажеров.

Готический профиль: Одна из возможных форм дорожек качения в направляющих качения и шариковинтовых передачах. В отличие от круглого дугового профиля готический профиль состоит из двух дорожек качения на сторону. Это создает стрельчатую форму и обеспечивает 4-точечный контакт на элементе качения.

Деформация/прогибание: Изменение формы твердого тела под воздействием приложенной силы. Различают упругую и пластическую деформацию. Термин "упругая деформация" используется для описания ситуации, когда тело возвращает свою исходную форму после прекращения приложения силы, т.е. постоянная деформация отсутствует. Пластическая деформация означает такое отклонение, когда деформация сохраняется длительное время после прекращения воздействия силы.

Динамические моменты нагрузки M_t и M_L: Это относительные динамические моменты, которые создают нагрузку, эквивалентную допустимой динамической нагрузке C. Различают динамический момент скручивающей нагрузки M_t и динамический момент продольной нагрузки M_L.

Допустимая динамическая нагрузка C: Нагрузка, при которой достаточно большое количество предположительно одинаковых подшипников может достигать установленной номинальной долговечности. Для шариковинтовых передач и вращающихся шариковых подшипников номинальная долговечность составляет 1 миллион оборотов. Допустимая динамическая нагрузка для линейных направляющих, таких, как профильные рельсовые направляющие и направляющие с шариковыми втулками, определяется исходя из номинальной долговечности, составляющей 100 km.

Допустимая статическая нагрузка C_0: Статическая нагрузка, вызывающая остаточную всестороннюю деформацию элемента качения и дорожки качения, соответствующую примерно 0.0001 диаметра элемента качения. Деформации такого порядка не оказывают заметного воздействия на плавность перемещения.

Импульсный датчик положения: Датчик, используемый для обнаружения изменений положения линейных или вращательных компонентов. Импульсный датчик положения может следить как за перемещением, так и за направлением. Он содержит дорожку с периодическими метками и измеряет позиционные изменения путем сканирования дорожки и подсчета пройденных меток. При этом регистрируются только относительные изменения, а не абсолютное положение компонента. При включении датчика или после прерывания электропитания необходимо произвести возврат в исходное положение до опорной метки для определения абсолютного положения компонента. Некоторые инкрементные измерительные системы имеют дополнительные свойства, например, дистанционно-кодируемые контрольные метки, которые исключают необходимость возврата системы в исходное положение. Импульсные датчики положения используются для измерения перемещения, скорости или углов вращения станков в транспортировочных и автоматизированных системах, а также в измерительном и испытательном оборудовании.

Кивание: Вращательное движение вокруг поперечной оси (оси Y) и одно из трех основных вращательных перемещений тела в пространстве.

Консистенция: Мера пластичности (или жесткости) консистентной смазки. Консистенция определяется согласно ISO 2137 с помощью пенетрометра, который измеряет глубину проникновения стандартного конуса, опущенного в образец консистентной смазки. DIN 51818 определяет соответствие глубины проникновения конуса, зарегистрированной в соответствии с ISO 2137, классу консистенции по классификации NLGI (Национальный институт пластичных смазочных материалов).

Концевые выключатели: Выключатели, которые используются для контроля конечного положения подвижных частей. Они выдают сигнал, когда компонент

7.2 Глоссарий

достигает определенного положения, обычно это начало или конец хода. Сигнал может быть электрическим, пневматическим или механическим. К типичным видам концевых выключателей с электрическим сигналом относятся ролико-рычажные выключатели или бесконтактные выключатели, такие как фотоэлектрические датчики или бесконтактные путевые выключатели, реагирующие на приближение объекта.

Короткий ход: Режим короткого хода отличается тем, что при совершении хода не все циркулирующие в опоре элементы качения достигают зоны нагружения. Точность определения отличается для разных изделий. В результате может возникать преждевременная усталость материала, приводящая к разрушению направляющих устройств. Режимы короткого хода следует принимать во внимание при расчете прогнозируемой долговечности.

Коэффициент трения: Безразмерное число, которое показывает зависимость между силой трения и приложенной нагрузкой (нормальной силой).

Критическая частота вращения: Во время вращения вала (например, шариковинтовой передачи) имеют место изгибные колебания. "Критическая частота вращения" – это частота вращения, эквивалентная первой частоте изгибных колебаний вала. Если вал работает с критической частотой вращения, происходит резонанс, который может привести к разрушению системы.

Круглый дуговой профиль: Одна из возможных форм дорожек качения в направляющих качения и шариковинтовых передачах. В отличие от готических арок (см. также: готический профиль) круглый дуговой профиль состоит из одной дорожки на сторону. Это обеспечивает 2-точечный контакт между дорожками качения и элементом качения.

Линейный двигатель: Электрический двигатель, который обеспечивает линейное (поступательное) движение вместо вращательного движения. Линейный двигатель имеет такой же принцип работы, как и трехфазный двигатель. Обмотки возбуждения (статор), расположенные по кругу в трехфазном двигателе, имеют в линейном двигателе планарную конфигурацию. В данном случае линейно перемещающееся магнитное поле вытягивает ротор вдоль маршрута перемещения. С помощью линейных двигателей можно непосредственно, т.е. без использования шестерен, обеспечить линейные перемещения и усилия. Поэтому их также называют непосредственными приводами.

Опорный переключатель: Переключатель, который используется для обнаружения положения перемещаемого компонента, например, подвижного блока системы линейного перемещения. Переключатель выдает сигнал, когда компонент достигает определенного положения (контрольной отметки). Опорные переключатели требуются для инкрементных измерительных систем или двигателей с импульсными датчиками положения во время включения в работу и после прерывания подачи электропитания.

Передача/передаточное отношение: Передача и преобразование движений, линейных скоростей и скоростей вращения, усилий и моментов в зубчатой передаче. Передаточное отношение (известно также, как передаточное число) выражает соотношение между приводным значением и выходным значением, например, отношение частоты вращения ведущего вала к частоте вращения ведомого вала.

Повторяемость позиционирования: Повторяемость позиционирования показывает, насколько точно позиционирует себя линейная система во время повторяющихся выходов в положение с одного и того же направления (одностороннее перемещение). Она определяется как отклонение между фактическим и целевым положениями.

Прерывистое скольжение: Этот термин служит для обозначения явления приостановки скольжения, которое случается при перемещении твердых тел относительно друг друга на малых скоростях в результате сцепления или заедания. Затем, при разделении, происходит быстрое перемещение. Это приводит к возникновению вибраций, которые способны создавать звуки, напоминающие визг вагонных колес при движении поезда по затяжному изгибу железной дороги. Проблему можно устранить путем увеличения скорости скольжения, смазки или правильного подбора материалов.

Рабочее проникновение: Проникновение – это способ определения консистенции смазочных материалов. Для испытания консистентных смазок используется конус определенной формы, который вертикально проникает в испытываемый образец при заданных условиях (ISO 2137), после чего измеряется глубина проникновения. Различают нерабочее проникновение и рабочее проникновение. Рабочее проникновение – это проникновение конуса в образец сразу после того, как он был помещен в контейнер с плунжером, и плунжер совершил 60 рабочих перемещений в течение одной минуты при температуре +25 °C.

Раскачка: Вращательное движение вокруг продольной оси (оси X) и одно из трех основных вращательных перемещений тела в пространстве.

Режим реверсирования: В режиме реверсирования компонент, например, подвижный блок в системе линейного перемещения, поочередно движется вперед и назад.

7.2 Глоссарий

Резонанс: Вынужденная вибрация колебательной системы под воздействием периодического внешнего возбуждения. Если частота вынужденной вибрации приближается к собственной частоте колебательной системы, амплитуда колебаний может резко возрасти и во много раз превысить амплитуду внешнего стимулятора. Если демпфирующие силы в системе окажутся слабыми, то амплитуда будет бесконтрольно увеличиваться, что в конечном счете приведет к разрушению системы.

Согласование радиуса контакта: В контакте качения между шариками и дорожками качения согласование радиуса контакта достигается за счет придания дорожкам качения круглой формы. Согласование радиуса контакта повышает площадь контакта и снижает поверхностное давление по сравнению с контактом качения без согласования радиуса. Это способствует также направлению перемещения элемента качения.

Сухая смазка: Твердый смазочный материал в лакоподобной матрице из органического или неорганического связующего вещества. Сухие смазочные материалы также называются смазочными лаками.

Твердая смазка: Вещество, которое само по себе или в комбинации с другими веществами образует на металлических поверхностях сплошную скользящую или разделяющую пленку. Эти пленки настолько тонкие, что изменение посадок и допусков не требуется. Твердые смазки в основном требуются и используются для смазки в экстремальных условиях (например, при работе в режиме смешанного трения). Наиболее известные твердые смазки – графит, дисульфид молибдена, различные пластики (например, ПТФЭ) и сульфиды тяжелых металлов.

Точность позиционирования: Точность позиционирования – это максимальное отклонение фактического положения от целевого согласно VDI/DGO 3441.

Шаг: В отношении винтов или резьбовых валов шаг – это линейное расстояние, пройденное за один оборот винта или вала. Для винтов с однозаходной резьбой это расстояние между двумя вершинами профиля резьбы или двумя канавками (дорожками качения).

HRC: Эта аббревиатура, за которой следует числовое значение, показывает твердость, измеренную по шкале C Роквелла. Твердость стали также может измеряться по шкале A, B и F Роквелла, а также по Бринеллю и Виккерсу. Во всех методах определения твердости используется определенное тело, например, алмазный конусный наконечник в методе C Роквелла, которое вдавливается в образец с определенной испытательной силой. Затем производится измерение постоянного отпечатка, результаты которого используются как мера твердости образца.

7.3 Алфавитный указатель

0 ... 9

2-точечный контакт 2-13
4-точечный контакт 2-13

А

Абсолютная точность 2-36
Абсолютные измерительные системы 3-127
Амортизаторы 6-35
Антикоррозионная защита 3-98

Б

Базовая конструкция систем линейных перемещений 6-3
Базовые кромки 3-5, 3-42, 3-44
Базовые поверхности 3-5
Бесконтактные переключатели 6-61
Биение 5-16
Боковая нагрузка 3-16
Боковое крепление 3-43, 3-44
Боковые уплотнения 2-30

В

Вероятность выработки 2-15
Вертикальное смещение 3-50, 3-51, 3-52
Вибрации 2-24
Винт . . 2-9, 2-38, 3-38, 5-1, 5-2, 5-3, 5-12, 5-28, 5-45, 5-46, 6-6, 6-9, 6-15
Винтовая пара 2-9, 5-1, 6-6, 6-15
Влажность 2-23
Влияние химических веществ 2-23
Встроенная измерительная система 3-127
Входная зона 3-23
Выбор изделия 3-26, 3-30, 4-6, 5-20, 6-18
Выбор класса предварительного натяга 3-15
Выбор класса точности 3-21
Выбор размера шариков 5-10
Высокопрецизионные исполнения 3-22
Вязкость 2-32

Г

Геометрия дорожки качения 2-13
Герконовые датчики 6-62
Гидравлический привод 2-8
Гидродинамические направляющие 2-5
Границы расчета номинального срока службы 3-77
Граничная смазка 2-32
Грузоподъемность 5-9

Д

Датчики Холла 6-61
Датчики 6-60, 6-61, 6-62
Двигатель 5-49, 6-7, 6-16, 6-21, 6-52
Двигатель, контроллер и система управления 6-21
Двойная гайка 5-11, 5-44
Действующая эквивалентная нагрузка на подшипник 3-74
Диаграммы жесткости 3-17
Динамическая грузоподъемность C 5-9
Динамические моменты нагрузки M_t и M_L 3-9
Динамический тормозной момент 5-16
Динамический цикл 5-22
Дифференциальное проскальзывание 2-14
Дополнительные уплотнения 2-30
Допуски для классов точности 3-19
Допустимая динамическая нагрузка C . . . 2-16, 3-9, 4-10
Допустимая нагрузка 2-16, 3-9, 4-10, 5-9
Допустимая осевая нагрузка на винт 5-28
Допустимая статическая нагрузка C_0 . . . . 2-16, 3-9, 4-10
Допустимые боковые нагрузки 3-41
Допустимые нагрузки 2-17, 6-12
Допустимые отклонения по высоте в поперечном направлении S_1 3-51
Допустимые отклонения по высоте в продольном направлении S_2 3-52
Дорожки качения 2-13

Ж

Желобчатая дорожка качения готической дуговой формы 2-13
Желобчатая дорожка качения круглой дуговой формы 2-13
Жесткость винта R_S 5-12
Жесткость гайки R_{nu} 5-12
Жесткость подшипника R_{aL} 5-12
Жесткость шариковинтовой пары 5-12
Жесткость 2-28, 3-16, 3-17, 5-12
Жидкостностатические направляющие 2-5

З

Зависимость номинального срока службы от направления нагрузки 3-12
Загрязнение 2-22
Зажимные устройства 3-99
Закрывающая накладка 6-8
Закрытый приводной узел (AGK) 5-46
Запрессовка призматического направляющего рельса 3-36
Зубчато-реечная передача 3-100, 6-6, 6-16
Зубчато-ременная передача 6-5
Зубчатые передачи 6-7
Зубчатый ремень 6-5, 6-15

И

Измерительные системы 3-127, 3-128, 6-8
Инверторы частоты 6-58
Индуктивные измерительные системы 3-128
Индуктивные переключатели 6-61
Инкрементные измерительные системы 3-127
Интерполяция 3-136
Интерфейсы 6-57
Итоговая нагрузка 4-19

К

Каретка и направляющий рельс 3-2
Каретки с малым расстоянием между ними 3-73
Классы NLGI 2-33

7.3 Алфавитный указатель

Классы допуска 2-36
Классы предварительного натяга 3-15
Классы точности 2-36, 3-18, 3-19, 3-20
Колебания тормозного момента 5-16
Количество кареток и направляющих рельсов 3-33
Комбинированная нагрузка 4-21
Комбинированная эквивалентная нагрузка на подшипник. 3-11, 3-71
Компактные модули CKL 6-41
Компактные модули CKR 6-40
Компактные модули CKK 6-39
Компактные модули 6-38, 6-39, 6-40, 6-41
Компоновка профильных рельсовых направляющих 3-33
Консервационное масло 2-34
Консистентные смазки 2-33
Консистенция. 2-33
Конструктивные типы 3-4
Конструкции втулок 4-5
Конструкции кареток 3-27
Конструкция линейного устройства 4-2
Конструкция профильных рельсовых направляющих 3-2
Конструкция шариковинтового узла 5-2
Конструкция шариковой втулки 4-1
Контакт качения 2-1, 2-5, 2-10, 2-11
Контактный участок 2-10
Контроллеры 6-21, 6-56, 6-57
Контур элементов качения. 3-2, 5-4
Концевые выключатели 6-60
Концевые опоры для валов 4-3, 4-39
Концевые подшипники 5-8, 5-29
Концевые уплотнения 2-30
Короткий ход 2-24, 4-17
Корпуса гаек 5-8
Косвенные измерительные системы 3-127
Коэффициент динамической нагрузки 3-29
Коэффициент запаса прочности статической нагрузки 2-21, 3-81, 4-22
Коэффициент контакта 3-73
Коэффициент короткого хода 4-17
Коэффициент статической нагрузки 3-29
Коэффициент трения 2-14, 2-29
Коэффициенты преобразования допустимых динамических нагрузок 2-17
Крепление каретки сверху 3-40
Крепление каретки снизу 3-40
Крепление кареток штифтами 3-40
Крепление систем линейного перемещения к монтажному основанию. 6-25
Крепление 3-43, 3-44, 4-13
Кривая Штрибека 2-31
Критическая частота вращения 5-27
Кромки 3-5, 3-42, 3-44
Круглые направляющие 2-1
Крутящий момент на валу привода и мощность привода 5-29

Л

Линейное перемещение 2-1, 2-38, 6-1, 6-3, 6-5, 6-25, 6-48
Линейные модули MKK 6-32
Линейные модули MKL и LKL 6-36
Линейные модули MKR/MKZ. 6-34
Линейные модули MKR/MLR. 6-33
Линейные модули MKP 6-35
Линейные модули 6-31
Линейные направляющие. 2-5, 4-33
Линейные опоры для валов 4-3, 4-38
Линейные салазки 6-48
Линейные устройства 4-35
Линейный двигатель 6-6, 6-16, 6-54
Линейный контакт роликов 2-10
Логарифмический профиль 2-11

М

Максимальная линейная скорость 5-17
Местоположение базовых кромок и элементов бокового крепления 3-44
Механическая эффективность 5-17
Механические переключатели 6-60, 6-61
Миниатюрные одинарные гайки 5-41, 5-42
Миниатюрные шариковые рельсовые направляющие. 3-107
Модифицированный срок службы. 2-16, 3-78
Моментные шариковые втулки 4-33
Моменты статической нагрузки M_{t0}, M_{L0}. 3-9
Моменты. 3-9, 6-12
Монтаж призматического направляющего рельса с помощью прижимных деталей 3-36
Монтажное положение профильных рельсовых направляющих 3-34
Монтажные допуски 3-50, 5-36, 5-37
Монтажные условия 2-25
Монтажный инструмент 4-13

Н

Нагрузка на винтовые соединения направляющих рельсов 3-38
Направление нагрузки 3-10, 3-12, 4-10
Направление передачи сил 5-9
Направляющие качения 2-5
Направляющие на кулачковых роликах 2-5, 3-122
Направляющие с нулевым зазором. 4-12
Направляющие с шариковыми втулками 2-37, 4-1
Направляющие скольжения. 2-5
Направляющие 2-1, 2-4, 2-5, 3-122, 4-33
Несущая способность 3-9
Номинальный срок службы в рабочих часах 3-76
Номинальный срок службы 2-15, 2-16, 3-12, 3-76, 3-77, 4-16, 5-26
Номинальный угол контакта 3-7
Нормальные условия эксплуатации 2-25

О

Обозначение типа систем линейных перемещений. 6-10
Обозначение типов шариковых втулок 4-4

7.3 Алфавитный указатель

Обозначение типоразмера систем линейных перемещений 6-10
Общее представление о винтовой паре 5-1
Одинарная гайка с регулируемым предварительным натягом 5-10
Одинарные гайки серии eLINE 5-42, 5-43
Одинарные гайки. 5-40, 5-41, 5-42, 5-43
Одинарные стандартные гайки 5-40, 5-41
Одиночная, абсолютная опорная точка 3-135
Окружающие условия. 2-22
Опора для винта 5-46, 6-9
Опорные переключатели 6-60
Опорные точки с кодированным расстоянием. 3-135
Опорные точки 3-131, 3-135
Определение требований. 5-21
Определить рабочие условия 3-59
Оптические системы линейных измерений 3-128
Ориентация направления. 4-10
Отклонение параллельности рабочей направляющей. 3-19
Отклонения и изменения при перемещении 5-14
Открытые приводные узлы (AOK). 5-45
Отрывающая сила. 3-74

П

Параллельность смонтированных рельсов. 3-53
Параллельность. 3-18, 3-19, 3-53
Параметры применения 4-8, 6-18
Первая смазка. 2-35
Переключатели и датчики 6-60
Переключатели 6-60, 6-61
Переключающие системы 6-9
Пневматический привод. 2-8, 6-17
Поверхностная доводка 3-54
Поворотные направляющие. 2-5
Повторяемость 2-36, 3-137
Подвижный блок 6-4
Полная смазка. 2-32
Последующие смазки 2-35, 4-14
Предварительный выбор изделия. 3-26, 5-19, 5-20
Предварительный натяг и жесткость 2-28
Предварительный натяг 2-28, 3-14, 3-15, 3-74, 4-12, 5-10, 5-24
Предполагаемый срок службы 2-16, 3-78, 5-23
Прецизионное изготовление 3-20
Прецизионные модули 6-43
Прецизионные стальные валы. 4-3, 4-37
Прецизионные шариковинтовые устройства 2-38
Привод 2-4, 2-8, 2-9, 3-100, 5-1, 5-29, 5-45, 5-46, 5-48, 5-49, 6-5, 6-6, 6-15, 6-17
Приводной узел FAR с ременно-приводной гайкой. . .5-48
Приводной узел MHS с двигателем с полым валом .5-49
Приводной узел системы линейного перемещения. . .6-5
Приводные узлы с приводной гайкой 5-44, 5-48
Приводные узлы с приводным винтом 5-45
Прижимающая нагрузка. 3-16
Пример расчета. 4-23, 5-30
Примечания к конструкции 3-50, 4-10, 5-36, 6-23
Примыкающая конструкция. 3-41, 5-36
Примыкающие конструкции и установочные допуски. 5-36
Принцип работы. 5-2
Прогибание вала 4-22
Простота комбинирования. 6-42
Профили повреждений. 2-26
Профильные рельсовые направляющие. . . 2-1, 2-37, 3-1
Процедура выбора изделия 3-30, 5-20
Прямые измерительные системы 3-127
Прямые линейные приводы 6-16
Пять степеней свободы 3-21

Р

Рабочие условия 2-24, 3-59
Радиальный зазор. 4-12
Разрешающая способность 3-136
Рама 2-4, 6-4
Расчеты 3-57, 5-21
Расчеты, производимые вручную 3-57
Рециркуляция шариков 4-5
Рециркуляция элементов качения 2-7
Рециркуляция 2-7, 4-5, 5-5
Роликовые направляющие. 2-5, 3-122
Роликовые рельсовые направляющие 3-117
Ряды элементов качения 3-6, 3-8

С

Самоцентрирование 4-27, 4-31
Сепаратор 4-2
Серводвигатели 6-53
Сервоконтроллеры 6-57
Сила трения. 2-29
Силовой поток. 3-10
Система координат. 3-5
Система перемещения в прямоугольных координатах (СППК) 6-49
Система управления. 2-4,6-21
Системы линейного перемещения. . . . 2-38, 6-1, 6-3, 6-25
Системы профильных направляющих качения 2-1
Системы рециркуляции 5-5
Системы управления 6-56
Системы шин 6-57
Смазка . . 2-24, 2-31, 2-32, 2-35, 3-94, 4-14, 4-15, 5-18, 6-4
Периодичность смазки 2-35, 4-15
Смазка в процессе эксплуатации в зависимости от нагрузок 4-14
Смазочное масло. 2-33, 2-34
Смазочно-охлаждающие жидкости. 2-23
Смазочные материалы 2-33, 2-34
Смещение. 5-11
Смещенная одинарная гайка 5-11
Согласование радиуса контакта шарика 2-11
Соединительные кронштейны 6-37
Соединительные плиты 6-37
Соединительные элементы 6-9, 6-37, 6-42
Сопротивление перемещению. 2-30
Составные направляющие рельсы 3-38, 3-39

7.3 Алфавитный указатель

Способы закрытия монтажных отверстий 3-35
Способы установки выключателей. 6-62
Средняя частота вращения 5-23
Стадии дискретного времени 2-19, 2-20
Стадии дискретного перемещения 2-19
Стальная гильза 4-2
Стальные нагружаемые пластины 4-2
Стандартные шариковые втулки 4-29
Стандарты 4-3
Статическая грузоподъемность C_0 5-9
Столы на рельсовых направляющих TKL 6-47
Столы на рельсовых направляющих TKK. 6-46
Столы на рельсовых направляющих. . . . 6-45, 6-46, 6-47

Т

Тангенциальная рециркуляция 4-5
Тело гайки 5-6
Температура 2-23, 4-17
Температурный коэффициент 4-17
Теория Герца 2-10
Технические данные шариковых втулок 4-7
Типоразмеры 3-4, 3-26
Типы приводных узлов 6-15
Тормозные устройства 3-99
Торцевые смазочные устройства 3-95
Точечный контакт шариков 2-10
Точность измерительной системы. 3-138
Точность по высоте. 3-18
Точность по ширине 3-18
Точность позиционирования 2-36
Точность системы 6-13
Точность. . . 2-36, 3-18, 3-19, 3-20, 3-21, 3-138, 5-14, 6-13
Трение качения 3-24, 3-25
Трение скольжения. 3-25
Трение смазочного материала. 3-25
Трение уплотнений 3-25
Трение 2-14, 2-29, 3-24, 3-25
Трехфазные двигатели. 6-55

У

Угловое саморегулирование 4-27
Угол контакта 3-7
Удары и перегрузки 2-24
Удерживающие кольца. 4-2
Указания по монтажу 5-39
Указания по правильному выбору изделий 5-19
Уплотнение 2-30, 3-96, 5-8
Уплотнительная система 5-8
Упругая деформация 2-12
Усилие предварительного натяга 3-74
Условия эксплуатации 2-22, 2-25
Установка в изготавливаемых заказчиком корпусах 4-13
Установка каретки 3-40
Установка направляющего рельса сверху 3-34
Установка направляющего рельса снизу 3-35
Установка направляющего рельса 3-34
Установка предварительного натяга посредством выбора размера шариков. 5-10
Устройство контроля позиционирования 6-58
Устройство контурного управления 6-59
Учет предварительного натяга 3-74, 5-24

Ф

Фланцевые гайки. 5-6
Форма аналогового сигнала 3-136
Формы гаек 5-6
Функция измерительного датчика и шкалы 3-134
Функция опорного датчика и опорных точек. 3-127, 3-128, 3-135
Функция уплотнений 2-30

Х

Х- и О-образное расположение 3-6
Характеристики систем 3-28
Характеристики шариковых втулок 4-7
Характеристическая скорость 5-17

Ц

Цикл 2-18,5-22
Цифровые сигналы 3-137

Ч

Частичная смазка 2-32
Чистая нагрузка крутящим моментом. 4-21

Ш

Шаговые двигатели. 6-55
Шариковая гайка. 5-4
Шариковые направляющие 2-5
Шариковинтовой привод 2-8, 2-9, 5-1, 6-6, 6-15
Шариковые втулки 2-37, 4-1, 4-4, 4-26, 4-27, 4-29, 4-31, 4-33
Шариковые втулки eLINE. 4-26
Шариковые втулки Супер H и SH 4-31
Шариковые втулки Супер A и B. 4-27
Шариковые рельсовые направляющие. . . . 3-101, 3-107, 3-112
Шариковые рельсовые системы eLINE. 3-112
Шариковый винт . . 2-9, 2-38, 5-1, 5-2, 5-3, 5-12, 6-6, 6-15
Шкала. 3-131,3-134
Шкафы управления. 6-59

Э

Эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник. 2-18, 3-75, 4-19
Эквивалентная динамическая нагрузка. 2-18, 3-75, 4-19
Эквивалентная динамическая осевая нагрузка 5-25
Эквивалентная нагрузка на подшипник. 2-18, 3-11, 3-71, 3-74, 3-75
Эквивалентная статическая нагрузка на подшипник. 3-79
Эквивалентная статическая нагрузка 2-18, 3-79
Электрический ток 2-23
Электромеханический привод. 2-8
Электропривод 2-8
Элементы станка 2-4
Эффективность уплотнения 2-30

Rexroth
Bosch Group

Bosch Rexroth AG
Linear Motion and
Assembly Technologies
Ernst-Sachs-Straße 100
97424 Schweinfurt,
Deutschland
Tel. +49 9721 937-0
Fax +49 9721 937-275
www.boschrexroth.com/brl

Deutschland

Bosch Rexroth AG
Regionalzentrum Nord
Walsroder Straße 93
30853 Langenhagen
Tel. +49 511 726657-0
Fax +49 511 726657-90

Bosch Rexroth AG
Regionalzentrum Mitte
Waldecker Straße 13
64546 Mörfelden-Walldorf
Tel. +49 6105 702-3
Fax +49 6105 702-444

Bosch Rexroth AG
Regionalzentrum Ost
Walter-Köhn-Straße 4d
04356 Leipzig
Tel. +49 341 2561-0
Fax +49 341 2561-111

Bosch Rexroth AG
Regionalzentrum Südwest
Siemensstraße 1
70736 Fellbach
Tel. +49 711 51046-0
Fax +49 711 51046-199

Bosch Rexroth AG
Regionalzentrum West
Borsigstraße 15
40880 Ratingen
Tel. +49 2102 409-0
Fax +49 2102 409-400

Bosch Rexroth AG
Regionalzentrum Süd
Landshuter Allee 8-10
80637 München
Tel. +49 89 12714-0
Fax +49 89 12714-190

Ваш поставщик

Возможны технические изменения

© Bosch Rexroth AG 2008
Printed in Germany
R310RU 2017 (2008.01)
RU • BRL/ELT

Цена продажи 20,- €