

# Трапецеидальные винты передачи

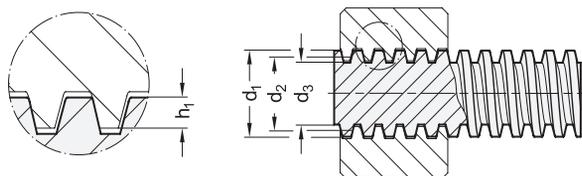
## Техническая информация

### Техническое описание

В силу своей геометрической формы трапецеидальные винты передачи особенно подходят для передачи движений и сил. Широкие боковые поверхности профиля резьбы могут поглощать высокие осевые силы, а большой шаг передаёт движения со сравнительно небольшим количеством оборотов.

Трапецеидальные винты передачи GN 103 имеют накатанные резьбы. Накатка резьбы подразумевает применение геометрии резьбы к сырью посредством двух валцов. Благодаря механическому упрочению, непрерывной фаске и полированной на прессе поверхности накатанные шпиндели имеют более высокую прочность, лучшую износостойкость и превосходную коррозионную стойкость по сравнению с механически обработанными шпинделями.

### Размеры резьбы



d x P Однозаходные	d1 x P Номинальный диаметр	d2 Диаметр боковой поверхности		d3 Внутренний диаметр		h1 Глубина установки подшипника резьбы
		мин.	макс.	мин.	макс.	
8 x 1.5	8	7.013	7.183	5.921	6.2	0.75
10 x 2	10	8.739	8.929	7.191	7.5	1
10 x 3	10	8.191	8.415	6.15	6.5	1.5
12 x 3	12	10.191	10.415	8.135	8.5	1.5
14 x 4	14	11.64	11.905	9.074	9.5	2
16 x 4	16	13.64	13.905	11.074	11.5	2
18 x 4	18	15.64	15.905	13.074	13.5	2
20 x 4	20	17.64	17.905	15.074	15.5	2
24 x 5	24	21.094	21.394	18.019	18.5	2.5
30 x 6	30	26.547	26.882	22.463	23	3
36 x 6	36	32.547	32.882	28.463	29	3
40 x 7	40	36.02	36.375	31.431	32	3.5
50 x 8	50	45.468	45.868	40.363	41	4

d x Ph Многозаходные	Pт Шаг	d1 Номинальный диаметр	d2 Диаметр боковой поверхности		d3 Внутренний диаметр		h1 Глубина установки подшипника резьбы
			мин.	макс.	мин.	макс.	
12 x 6	P3	12	10.191	10.415	8.135	8.5	1.5
16 x 8	P4	16	13.640	13.905	11.074	11.5	2
20 x 8	P4	20	17.640	17.905	15.074	15.5	2
24 x 10	P5	24	21.094	21.394	18.019	18.5	2.5
30 x 12	P6	30	26.547	26.882	22.463	23.0	3
40 x 14	P7	40	36.020	36.375	31.431	32	3.5

### Точность по ходу

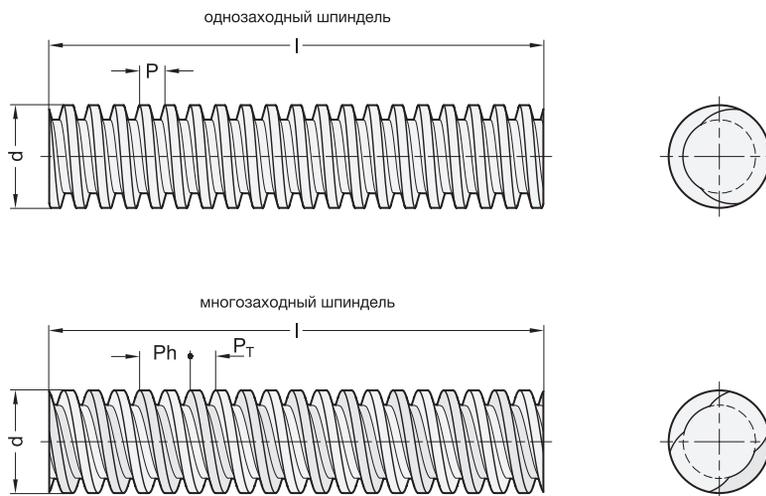
Под термином «точность по ходу» понимают максимально допустимое отклонение между теоретическим и фактическим расстоянием движения. Для трапецеидальных винтов передачи максимально допустимое отклонение хода составляет 0,1 мм / 300 мм расстояния движения.

### Прямолинейность

Прямолинейность трапецеидальных винтов передачи в значительной мере зависит от способа изготовления, материала и размеров. Для шпинделей с накатанной резьбой прямолинейность, как правило, составляет  $0,3 \text{ мм} / 300 \text{ мм}$  длины.

Если в отношении прямолинейности применяются более строгие требования, шпиндель может быть выпрямлен после

### Многозаходная резьба



Многозаходные шпиндели имеют несколько независимых резьб с таким же профилем, как и однозаходные шпиндели. Отдельные резьбы идут параллельно друг другу и имеют одинаковый ход. Ход резьбы обозначается  $Ph$  и представляет собой величину, кратную шагу  $P$ , обозначающую расстояние между двумя соседними резьбами.

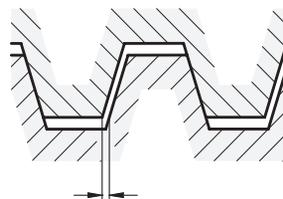
Ход  $Ph / \text{шаг } P = \text{количество заходов резьбы}$

Многозаходная резьба используется, когда требуется большее установочное перемещение за один оборот, или не требуется самоблокировка. С указанными значениями для темпа и скорости подачи многозаходная резьба позволяет уменьшить диаметр шпинделя.

### Люфт при обратном ходе

Зазор между боковыми поверхностями профиля резьбы шпинделя и шпиндельной гайкой приводит к люфту, когда направление вращения привода изменяется. Этот люфт необходимо преодолеть до перемещения шпиндельной гайки в противоположном направлении.

Этот люфт при обратном ходе предотвращает заедание шпиндельной гайки и шпинделя. По мере увеличения диаметра люфт при обратном ходе также увеличивается, как описано в DIN 103.



## Теоретическая критическая сила, вызывающая потерю устойчивости

В силу неудовлетворительного соотношения длины к диаметру шпиндели с резьбовым концом подвергаются риску поперечной потери устойчивости под действием осевого сжатия.

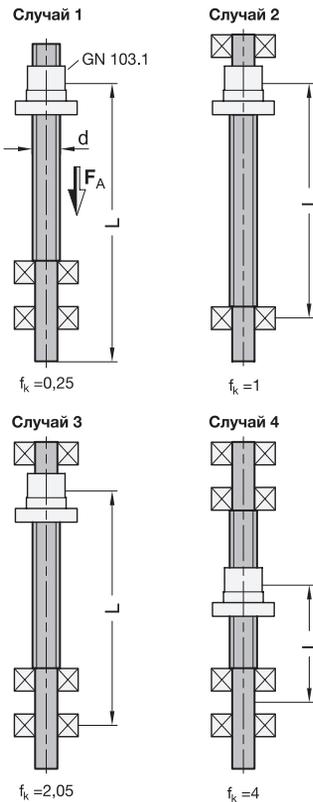
Следующие случаи нагрузки (по Эйлеру) и схема определения теоретической критической силы, вызывающей потерю устойчивости, могут использоваться для определения максимально допустимой осевой силы для соответствующего подшипника шпинделя. Необходимо учитывать коэффициенты безопасности в соответствии с областью применения.

## Максимально допустимая осевая сила

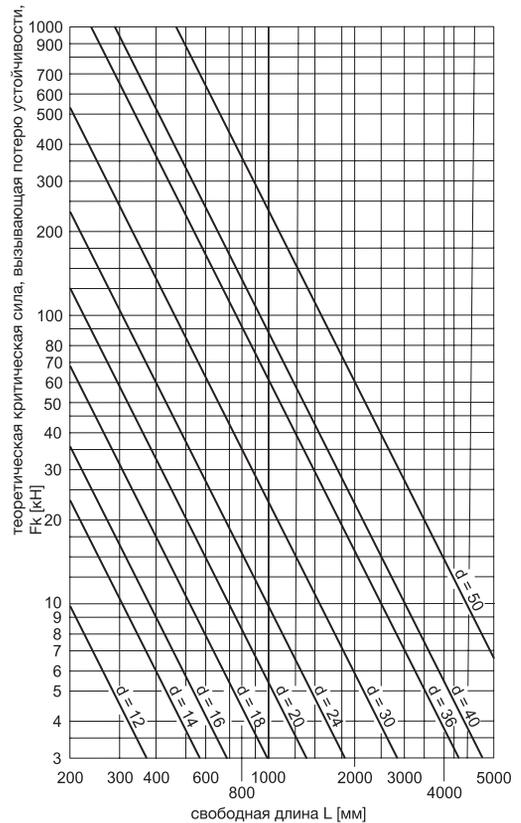
$$F_{A \text{ макс}} = F_k \times f_k \times v$$

$F_{A \text{ макс}}$	максимально допустимая осевая сила [кН]
$F_k$	теоретическая критическая сила, вызывающая потерю устойчивости [кН]
$f_k$	коэффициент коррекции для случая нагрузки
$v$	коэффициент безопасности

### Случаи нагрузки (по Эйлеру)



### Схема определения теоретической критической силы, вызывающей потерю устойчивости



## Теоретическая критическая скорость вращения

Благодаря своей геометрии шпиндели с резьбовым концом имеют тенденцию к проявлению не только потери устойчивости, но и резонансных изгибных колебаний. Кроме того, резонансные изгибные колебания существенно повышают риск потери устойчивости. Поэтому теоретическую критическую скорость вращения необходимо учитывать наряду с критической силой, вызывающей потерю устойчивости.

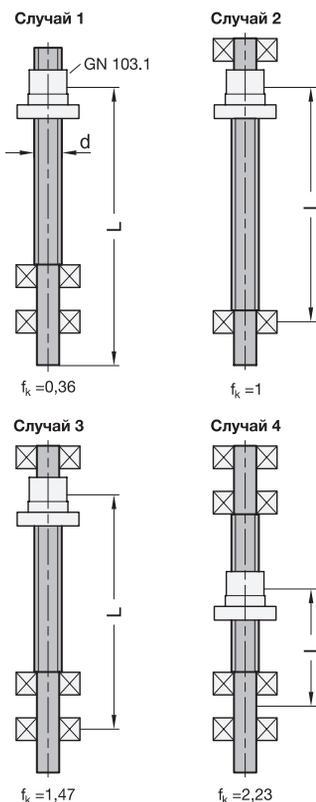
Представленные ниже формула и схема могут использоваться для расчёта критической скорости вращения вне зависимости от критической силы, вызывающей потерю устойчивости, и с учётом соответствующего подшипникового шпинделя. Необходимо учитывать коэффициенты безопасности в соответствии с областью применения.

## Максимально допустимая скорость вращения

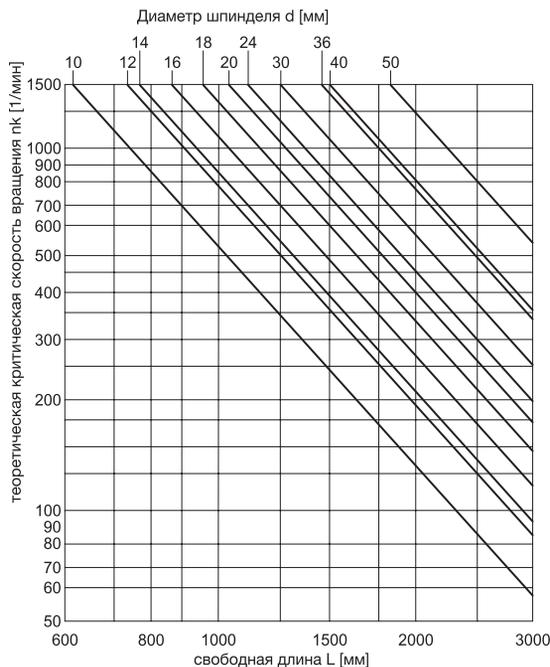
$$n_{\text{макс}} = n_k \times f_k \times v$$

$n_{\text{макс}}$	максимально допустимая скорость вращения [об/мин]
$n_k$	теоретическая критическая скорость вращения шпинделя [об/мин]
$f_k$	коэффициент коррекции для случая нагрузки
$v$	коэффициент безопасности

### Случаи нагрузки



### Схема определения теоретической критической скорости вращения



### Давление боковых поверхностей

Осевая нагрузка привода шпинделя создаёт давление боковых поверхностей, т. е. поверхностное давление между боковыми поверхностями профиля резьбы шпинделя и гайкой. Поскольку в процессе эксплуатации боковые поверхности профиля резьбы скользят по отношению друг к другу, они подвергаются износу по мере увеличения продолжительности эксплуатации. Для сведения износа к минимуму, помимо достаточной смазки, давление боковых поверхностей не должно превышать определённые предельные значения.

Давление боковых поверхностей между боковыми поверхностями профиля резьбы можно рассчитать согласно нижеуказанной формуле.

$$p = \frac{F_a \times P}{m \times d_2 \times \pi \times h_1 \times k}$$

p	давление боковых поверхностей [Н/мм <sup>2</sup> ]
F <sub>a</sub>	осевая сила [Н]
P	ход / шаг
m	длина несущей нагрузки гайки [мм]
d <sub>2</sub>	диаметр боковой поверхности [мм]
h <sub>1</sub>	глубина установки подшипника резьбы [мм]
k	коэффициент резьбы (как правило = 0,75)

### Теплота трения

Все потери, возникающие в процессе преобразования вращательного движения в прямолинейное движение, вызывают нагрев привода шпинделя. На теплоту трения оказывают непосредственное воздействие давление боковых поверхностей профиля резьбы, скорость и продолжительность эксплуатации. Для предотвращения перегрева необходимо учитывать все внешние воздействия. Помимо надлежащей смазки сюда относится, например, и температура окружающей среды.

### Ресурс

Ресурс трапецеидальных винтов передачи в определённой области применения зависит от ожидаемых окружающих условий. На срок службы влияют такие факторы, как монтажное положение, перемещаемая нагрузка, скорость регулировки, частота движений и температура окружающей среды.

### Самоблокировка

Если угол трения шпинделя с трапецеидальной резьбой больше угла подъёма резьбы, привод трапецеидального винта является самоблокирующимся. На угол трения оказывают влияние соединение материалов, смазка и шероховатость поверхности.

Кроме того, различают статическую и динамическую самоблокировку. В случае статической самоблокировки гайка только начинает движение в результате внешних воздействий. В случае динамической самоблокировки движущаяся гайка останавливается после удаления привода.

В теории все однозаходные винты передачи имеют статическую самоблокировку, за исключением пластмассовой гайки. На практике зачастую невозможно гарантировать самоблокировку из-за шероховатости поверхности, смазки и колебаний. Таким образом, в качестве меры обеспечения безопасности должна быть обязательно предусмотрена возможность блокировки.

Приводы многозаходных винтов не имеют самоблокировки из-за большого хода.



Компоненты линейного движения 20