

ПЕРЕДАЧА ВИНТ–ГАЙКА

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Передачей винт–гайка называется механическая передача, состоящая из винта и гайки и предназначенная для преобразования вращательного движения в поступательное или наоборот.

Достоинства передачи винт–гайка:

простота, компактность и технологичность конструкции;

большой выигрыш в силе;

возможность получения медленного движения при высокой точности перемещений;

большая нагрузочная способность, плавность и бесшумность работы.

Недостатки передачи:

значительное трение в резьбовой паре, вызывающее повышенный ее износ и сравнительно низкий КПД.

Для уменьшения потерь целесообразно применять многозаходные резьбы с большим углом подъема винтовой линии (до $\gamma = 20-25^\circ$). Лишь при требовании самоторможения приходится ограничивать значение $\gamma < \rho'$, несмотря на снижение КПД. Скорость скольжения в резьбовой паре больше скорости осевого перемещения в 10-40 раз.

Передача винт–гайка широко применяется:

для создания больших сил (винтовые прессы, грузоподъемные машины, прокатные станы, тиски, домкраты);

для точных перемещений (механизмы подачи в металлорежущих станках, измерительных приборах, рабочих органах роботов, установочные и регулировочные устройства).

РАЗНОВИДНОСТИ ВИНТОВ ПЕРЕДАЧ

В зависимости от назначения передач винты бывают:

1. Грузовые. Применяются для создания больших осевых сил. При знакопеременной нагрузке имеют трапецеидальную резьбу, при большой односторонней нагрузке – упорную.

2. Ходовые. Применяются для перемещений в механизмах подачи. Для уменьшения трения имеют преимущественно трапецеидальную многозаходную резьбу.

3. Установочные. Применяются для точных перемещений и регулировок. Имеют метрическую резьбу.

Гайки винтовой пары скольжения могут быть цельными (для грузовых или неточных ходовых винтов) (рис. 13.1а) и составными (для механизмов точных перемещений) (рис. 13.1б). Составная гайка дает возможность устранения зазора в резьбе за счет смещения подвижной ее части относительно неподвижной. Гайка ходового винта токарно–винторезного станка имеет

разъем по диаметральной плоскости, что дает возможность периодического расцепления винта и гайки.

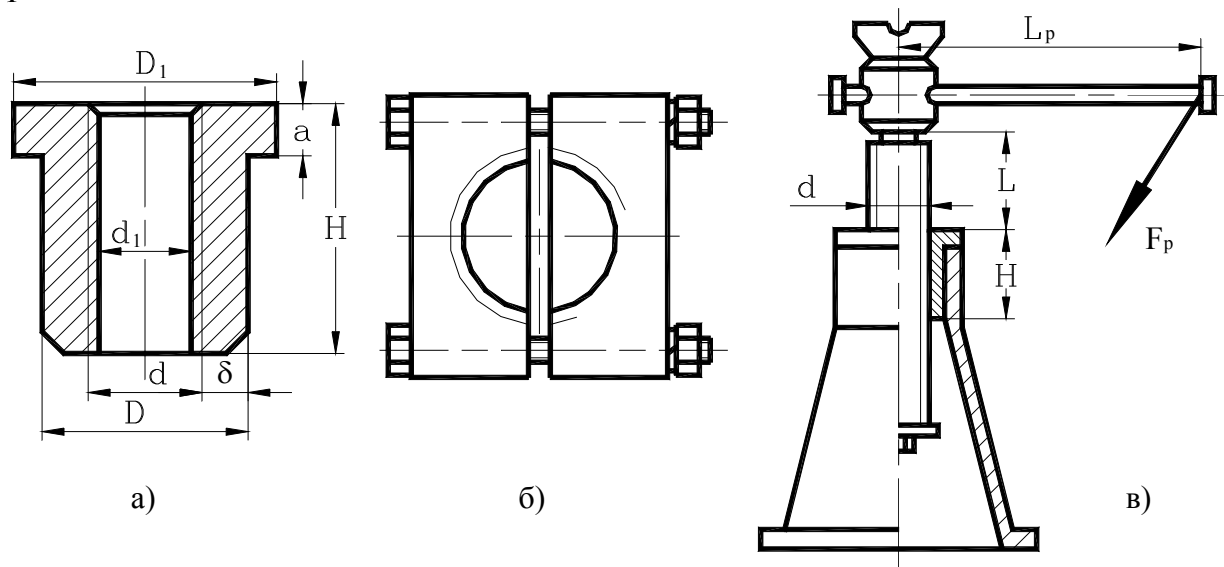


Рис. 13.1. Передача винт–гайка

Чтобы обеспечить износостойкость передачи и увеличить ее КПД, материалы винта и гайки должны представлять собой антифрикционную пару. Поэтому гайки изготавливают из алюминиевых и оловянных бронз, серого или антифрикционного чугуна; винты ответственных передач закаливают, азотируют, а резьбу шлифуют. Рабочие поверхности винта и гайки в зависимости от условий работы передачи смазывают пластичным или жидким смазочным материалом.

Для уменьшения трения и износа применяют шариковые винтовые пары качения, имеющие высокую нагрузочную способность, малые потери на трение и высокую кинематическую точность. В таких винтовых парах шарики циркулируют по замкнутому каналу, соединяющему первый и последний витки винтовой канавки гайки.

СИЛОВЫЕ СООТНОШЕНИЯ В ПЕРЕДАЧЕ

Силовые соотношения в резьбовой паре передачи винт–гайка определяются теми же формулами, что и в резьбовых соединениях.

Момент M_p сил в резьбе равен

$$M_p = 0.5 Q d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi'),$$

где Q – осевая сила; d_2 – средний диаметр резьбы; ψ – угол подъема резьбы; φ' – приведенный угол трения ($\varphi' = \operatorname{arctg} f'$; приведенный коэффициент трения $f' = f/\cos \alpha'$, где f – коэффициент трения скольжения; α' – половина угла профиля резьбы).

Для метрической резьбы $\alpha' = 30^\circ$, для трапецеидальной – $\alpha' = 15^\circ$, для упорной – $\alpha' = 3^\circ$, для прямоугольной – $\alpha' = 0$. Таким образом, момент сил в резьбе при прочих равных условиях будет наименьшим у прямоугольной резьбы.

Для расчета передач скольжения с однозаходными винтами можно принимать $f \approx 0.1$, что соответствует $\varphi \approx 6^\circ$.

Если $\varphi < \varphi'$, то резьба, а следовательно, и передача винт–гайка будут самотормозящими, т. е. при любой осевой силе Q относительное движение винта и гайки окажется невозможным.

Как известно из теоретической механики, КПД η_p резьбовой пары определяется по формуле

$$\eta_p = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg} (\psi + \varphi')}.$$

Отсюда видно, что с уменьшением угла подъема резьбы ψ КПД резьбовой пары уменьшается и наоборот.

Кроме потерь в резьбе, в передачах винт–гайка существуют потери, связанные с трением в опорах. Таким образом, общий КПД η передачи винт–гайка равен

$$\eta = \eta_p \eta_{оп},$$

где $\eta_{оп}$ – коэффициент, учитывающий потери в опорах (для ходовых винтов металлорежущих станков $\eta_{оп} \approx 0.92$, для домкратов и винтовых прессов $\eta_{оп} \approx 0.6$).

Если на опорном торце трение скольжения заменено трением качения, то потерями на опоре можно пренебречь. Для передач винт–гайка с трением качения в резьбе условно можно принять коэффициент трения $f \approx 0.01$.

РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ ВИНТ–ГАЙКА

Чаще всего причиной выхода из строя передачи скольжения винт–гайка является износ резьбы. Кроме того, передача может выйти из строя в результате недостаточной прочности и устойчивости тела винта.

Основным критерием работоспособности передачи винт–гайка является износостойкость резьбы.

. Расчет резьбы на износостойкость

Расчет ведется исходя из предположения, что осевая сила Q распределена по рабочим виткам резьбы равномерно. Условие износостойкости резьбы винта и гайки записывается следующим образом:

$$p_p = \frac{Q}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot z_b} \leq [p_{и}],$$

где d_2 – средний диаметр резьбы; h – рабочая высота профиля резьбы; z_b – число витков резьбы гайки; $p_{и}$, $[p_{и}]$ – расчетное и допускаемое среднее давление в резьбе (для пары сталь–бронза $[p_{и}] = 8-13$ МПа; для пары сталь–чугун $[p_{и}] = 5-9$ МПа; большие значения для закаленной стали или антифрикционного чугуна).

По вышеприведенной формуле выполняется проверочный расчет резьбы на износостойкость.

Введем понятия относительной высоты гайки $\psi_H = H_r/d_2$ и относительной рабочей высоты профиля резьбы $\psi_h = h/p$, где H_r – высота гайки; p – шаг резьбы. Число витков гайки $z_B = H_r/p$.

После подстановки этих выражений в формулу для проверочного расчета получим формулу для проектного расчета резьбы на износостойкость:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot \psi_H \psi_h [p_n]}}$$

Для цельных гаек $\psi_H = 1, 2-2.5$; для составных и разъемных $\psi_H = 2.5-3.5$ (большие значения для резьб меньших диаметров).

Для стандартной трапецеидальной резьбы $\psi_h = 0.5$; для упорной – $\psi_h = 0.75$; для треугольной – $\psi_h = 0.541$; прямоугольная резьба не стандартизирована, для нее принимают шаг $p = 0.25d_2$.

Полученный расчетом средний диаметр резьбы заменяют ближайшим стандартным значением и устанавливают остальные стандартные параметры резьбы и гайки.

Ход p_n резьбы обычно определяют кинематическим расчетом в зависимости от заданной скорости v поступательного движения и угловой скорости ω винта или гайки по формуле $p_n = 2\pi v/\omega$.

Резьба, параметры которой определены из расчета на износостойкость, обычно имеет избыточный запас прочности на срез, поэтому проверка резьбы винта и гайки на эту деформацию обычно не производится.

. Расчет винта на прочность

Этот расчет выполняется как проверочный. Так как тело винта одновременно подвергается сжатию (или растяжению) и кручению, то, согласно энергетической теории, условие прочности винта записывается так:

$$d_1 = \sqrt{\sigma_{сж}^2 + 3\tau_k^2} \leq [\sigma_p]$$

Здесь

$$\sigma_{сж} = \frac{4Q}{\pi d_1^2},$$

$$\tau_k = \frac{M_p}{0.2d_1^3},$$

где Q – осевая сила; d_1 – внутренний диаметр резьбы; $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение; M_p – момент сил в резьбе.

Приближенно можно провести проверочный расчет винта на прочность по расчетной осевой силе $Q_{рас} = 1.3 Q$ по условию

$$\sigma_{экр} = \frac{4Q_{рас}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p]$$

. Расчет винта на устойчивость

Этот расчет также выполняется как проверочный для работающих на сжатие длинных винтов. Условие устойчивости имеет вид

$$\sigma_{\text{эKB}} = \frac{4Q}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p].$$

Здесь φ – коэффициент продольного изгиба, зависящий от материала и гибкости λ стержня. Гибкость стержня определяется по формуле

$$\lambda = \frac{\mu l}{i},$$

где μ – коэффициент приведенной длины (для двухопорных винтов $\mu = 1$; если опорой является гайка, то $\mu = 2$); l – расчетная длина винта (для двухопорных винтов – расстояние между опорами (см. рис. 11.1в); если опорой является гайка, то расстояние от середины гайки до свободного конца); i – радиус инерции сечения (для винта $i = d_1/4$).

Допускаемое напряжение $[\sigma_p] = \sigma_T/[s]$, где $[s] = 2-4$ – допускаемый коэффициент запаса прочности.

.Расчет гайки

Высота гайки $H_r = \psi_H d_2$; наружный диаметр D определяется из условия ее прочности на растяжение и кручение:

$$\sigma_{\text{эKB}} = \frac{4Q_{\text{рас}}}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} \leq [\sigma_p],$$

где $Q_{\text{рас}} = 1.3 Q$; d – наружный диаметр резьбы.

Отсюда

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.3Q}{\pi \cdot [\sigma_p]} + d^2}.$$