



Ижевский государственный технический  
университет имени М.Т. Калашникова  
Кафедра «Мехатронные системы»



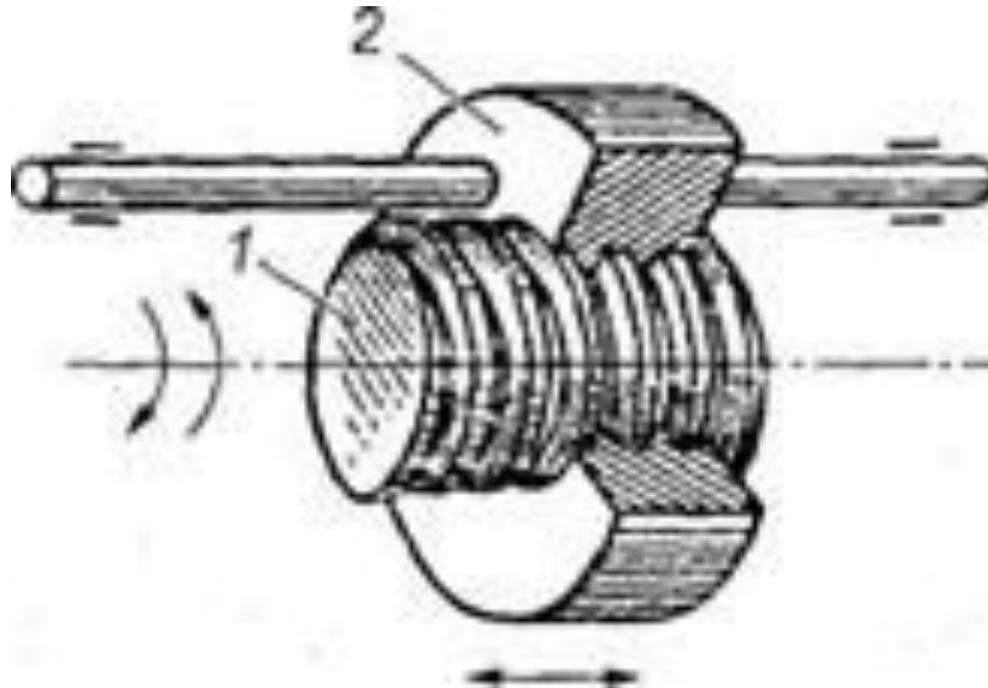
# Детали мехатронных модулей, роботов и их конструирование

# **Лекция 4**

## **Передача «винт-гайка»**

# Устройство

Передача винт-гайка состоит из винта 1 и гайки 2, соприкасающихся винтовыми поверхностями.



# Внешний вид



# Назначение

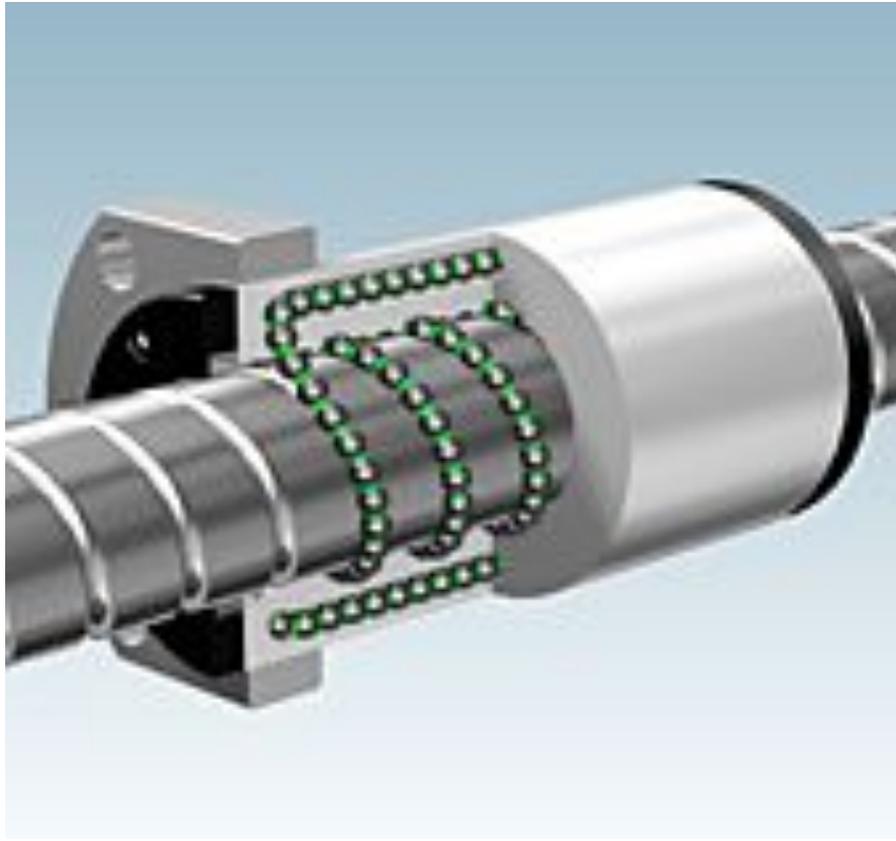
---

Передача винт-гайка предназначена для преобразования вращательного движения в поступательное (при больших углах подъема винтовой линии, порядка  $> 12^\circ$ ). При этом вращение закрепленной от осевых перемещений гайки вызывает поступательное перемещение винта, или вращение закрепленного от осевых перемещений винта приводит к поступательному перемещению гайки.

Когда угол подъема больше угла трения, эту передачу можно использовать для преобразования поступательного движения во вращательное.

# Классификация

- передачи трения скольжения или винтовые пары трения скольжения ;
- передачи трения качения или шариковые винтовые пары (ШВП).



# Конструкция

---

- с вращательным движением винта и поступательным движением гайки
- с вращающимся и одновременно поступательно перемещающимся винтом при неподвижной гайке;
- с вращательным движением гайки и поступательным движением винта.

# Применяемость винт-гайка скольжения

---

– домкраты;

– винтовые прессы;

– нагрузочные устройства испытательных машин;

– механизмы металлорежущих станков;

– измерительные и других механизмы для точных делительных перемещений.

# Достоинства и недостатки передачи винт-гайка скольжения

---

## **Достоинства:**

1. возможность получения большого выигрыша в силе;
2. высокая точность перемещения и возможность получения медленного движения;
3. плавность и бесшумность работы;
4. большая несущая способность при малых габаритных размерах;
5. простота конструкции.

## **Недостатки:**

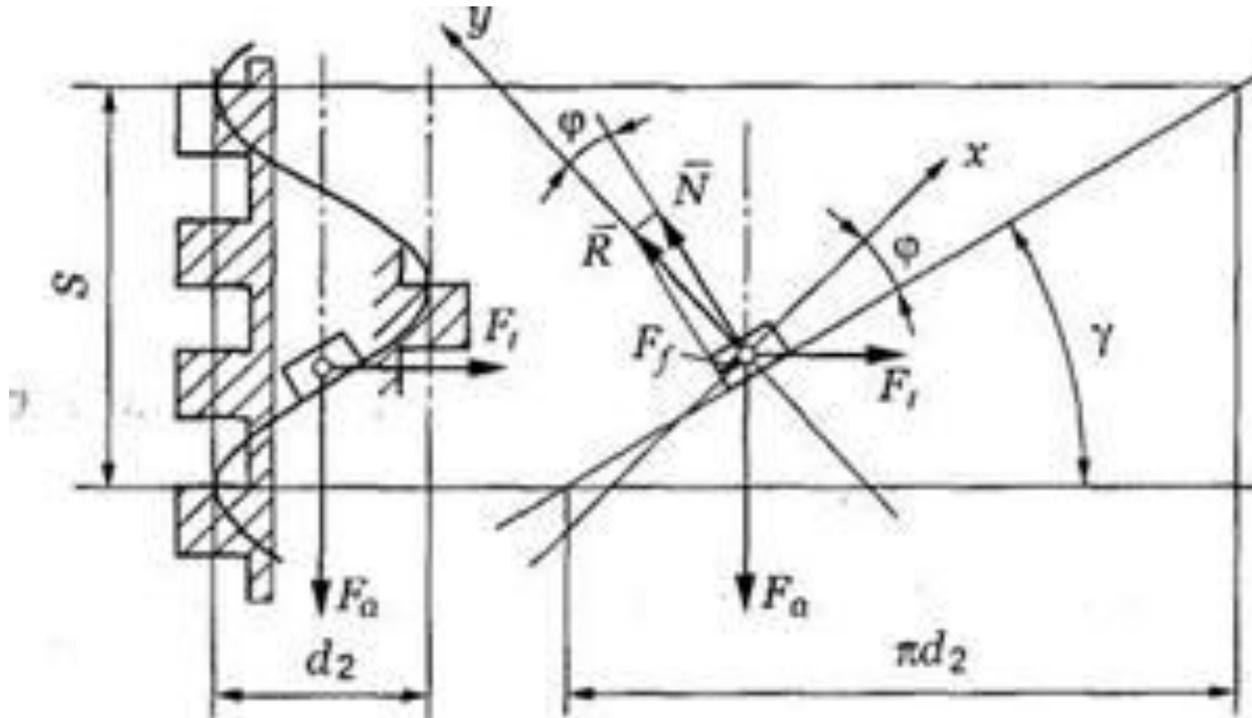
1. большие потери на трение и низкий КПД;
2. затруднительность применения при больших частотах вращения.

# Материалы винтовой пары

---

- Закаленная сталь—бронза
- Незакаленная сталь—бронза
- Закаленная сталь—антифрикционный чугун АЧВ-1, АЧК-1
- Незакаленная сталь—антифрикционный чугун АЧВ-2, АЧК-2
- Незакаленная сталь—чугун СЧ20, СЧ25

# Силловые соотношения в винтовой паре передачи



$F_a$  — осевая сила;

$F_t$  — окружная сила ( $F_t = 2T/d_2$ ;  $F_f = fN$ , где  $f$  — коэффициент трения;

$N$  — нормальная реакция);

$\varphi$  — угол трения;

$\gamma$  — угол подъема винтовой линии резьбы

# Силловые соотношения в винтовой паре передачи

Для прямоугольной резьбы:

$$F_t = F_a \operatorname{tg}(\gamma + \varphi)$$

Для треугольной и трапецеидальной:

$$F_t = F_a \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')$$

где  $\varphi' = \operatorname{arctg}(f / \cos \alpha / 2)$  - приведенный угол трения;  $\alpha$  — угол профиля резьбы.

# Самоторможение в передаче винт-гайка

Условие самоторможения:

$$\gamma \leq \varphi'$$

$\varphi = \operatorname{arctg}(f)$  - угол трения;

$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}$  - приведенный угол трения.

Резьбы многозаходные для передачи движения (специальные) имеют:

угол подъема винтовой линии резьбы  $\gamma = 8^{\circ} - 16^{\circ}$ ,

угол трения  $\varphi = 2^{\circ} - 6^{\circ}$  (для стального винта и бронзовой гайки)

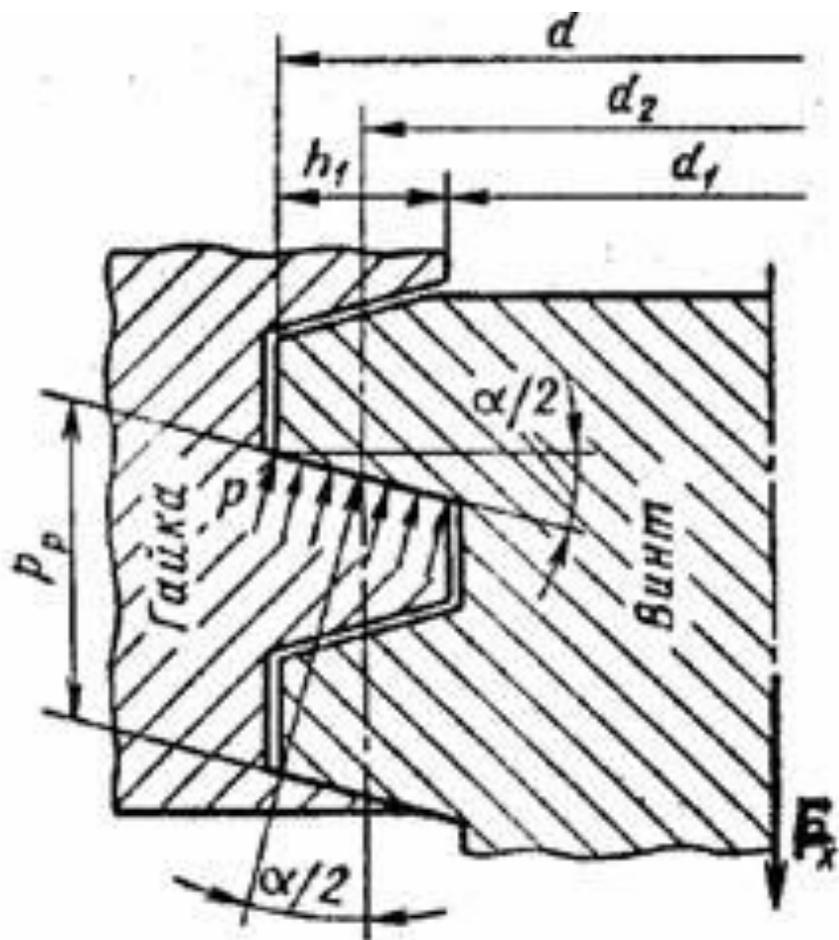
угол трения  $\varphi = 4^{\circ} - 8^{\circ}$  (для стального винта и чугунной гайки)

# Расчет передачи винт-гайка

---

1. Расчет на износ (определяется диаметр винта и высота гайки)
2. Расчет на прочность
3. Расчет на устойчивость

# Расчет на износ



$$P_{\text{изн}} = \frac{F_a}{Az_B} = \frac{F_a}{\pi d_2 H_1 z_B} \leq [P]_{\text{изн}}$$

где  $F_a$  — внешняя осевая сила;  
 $A$  — площадь рабочей поверхности витка;  
 $d_2$  - средний диаметр резьбы;  
 $H_1$  — рабочая высота профиля резьбы;  
 $z_B$  - число витков в гайке высотой  $H$ ;  
 $z_B = H / p$  (здесь  $p$  — шаг резьбы);  
 $[p]_{\text{изн}}$  - допускаемое давление  
 $\psi_H = H / d_2$  - коэффициент высоты гайки,  
 $\psi_h = h / p$  - коэффициент высоты резьбы.

$$d_2 = \sqrt{\frac{F_a}{\pi \psi_H \psi_h [P]_{\text{изн}}}}$$

$\psi_h = 0,5$ , для трапецидальной  
 $\psi_h = 0,75$  и  
 $\psi_h = 1,2-2,5$  для упорной резьбы;

# Расчет на прочность

Принимают  $[\sigma] = 0.3\sigma_T$

Наружный диаметр гайки  $D$  и диаметр борта  $D_6$  принимают:

$$D = 1,5d;$$

$D_6 = 1,25D$ , где  $d$  — наружный диаметр резьбы.

Проверку прочности тела гайки проводят по напряжениям растяжения с учетом кручения

$$\sigma_p = \frac{4F_{\text{расч}}}{\pi(D^2 - d^2)}$$

где  $F_{\text{расч}}$  — расчетная сила.

Опорную поверхность борта гайки проверяют по условию прочности на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4F_a}{\pi(D_6^2 - D^2)} \leq [\sigma_{\text{см}}]$$

Высоту  $a$  борта гайки принимают:  $a = 0,25H$ .

Длину винта назначают конструктивно в зависимости от требуемой величины перемещения  $l_0$ . Для домкратов обычно  $l_0 = (8...12)d$ .

# Расчет на прочность

Нагруженные винты проверяют на прочность по гипотезе энергии формоизменения:

$$\sigma_{\dot{\gamma}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_{\dot{\epsilon}}^2} = \sqrt{\left(\frac{4N}{\pi d_B^2}\right)^2 + 3\left(\frac{M_K}{0,2d_B^3}\right)^2} \leq [\sigma]$$

где  $\sigma_{\dot{\gamma}}$  — эквивалентное напряжение для опасной точки расчетного сечения винта;

$N$  и  $M_K$  — продольная сила и крутящий момент, действующие в проверяемом поперечном сечении;

$d_B$  — внутренний диаметр резьбы винта.

# Расчет на устойчивость

Сжатые винты проверяют расчетом на устойчивость по условию

$$s_y = \frac{\sigma_{кр}}{\sigma} \geq [s_y],$$

где  $s_y$  — расчетный коэффициент запаса устойчивости;

$[s_y]$  — допускаемый коэффициент запаса устойчивости: для грузовых и ходовых винтов принимают  $[s_y] = 4...5$ ;

$\sigma = \frac{4N}{\pi d_B^2}$  — расчетное напряжение сжатия в поперечном сечении винта;

$\sigma_{кр}$  — критическое напряжение, возникающее в поперечном сечении винта;

$N$  — продольная сила.

# Расчет на устойчивость

## 1-я группа. Винты большой гибкости

$$\lambda \leq \lambda_{\text{пред}},$$

где  $\lambda$  — гибкость винта, зависящая от его приведенной длины и внутреннего диаметра резьбы;

$\lambda_{\text{пред}}$  — предельная гибкость для материала винта, при которой критическое напряжение в поперечном сечении винта равно пределу пропорциональности

Критическое напряжение определяют по формуле Эйлера

$$\sigma_{\text{кр}} = \pi^3 E / \lambda^2,$$

где  $E$  — модуль продольной упругости материала винта.

## 2-я группа. Винты средней гибкости

$$\lambda_0 < \lambda < \lambda_{\text{пред}},$$

где  $\lambda_0$  — гибкость, при которой критическое напряжение в поперечном сечении винта равно пределу текучести  $\sigma_T$

Критическое напряжение определяют по формуле Ясинского

$$\sigma_{\text{кр}} = a - b\lambda,$$

где  $a$  и  $b$  — эмпирические коэффициенты, имеющие размерность напряжения и зависящие от материала винта

# Расчет на устойчивость

## 1-я группа. Винты большой гибкости

$$\lambda \leq \lambda_{пред},$$

где  $\lambda$  — гибкость винта, зависящая от его приведенной длины и внутреннего диаметра резьбы;

$\lambda_{пред}$  — предельная гибкость для материала винта, при которой критическое напряжение в поперечном сечении винта равно пределу пропорциональности

Критическое напряжение определяют по формуле Эйлера

$$\sigma_{кр} = \pi^3 E / \lambda^2,$$

где  $E$  — модуль продольной упругости материала винта.

## 2-я группа. Винты средней гибкости

$$\lambda_0 < \lambda < \lambda_{пред},$$

где  $\lambda_0$  — гибкость, при которой критическое напряжение в поперечном сечении винта равно пределу текучести  $\sigma_T$

Критическое напряжение определяют по формуле Ясинского

$$\sigma_{кр} = a - b\lambda,$$

где  $a$  и  $b$  — эмпирические коэффициенты, имеющие размерность напряжения и зависящие от материала винта

# Расчет на устойчивость

## 3-я группа. Винты малой гибкости

$$\lambda < \lambda_0$$

$\sigma_{кр} = \sigma_T$ , т. е. нет надобности в расчете на устойчивость.

$$\lambda = \mu l / i,$$

где  $l$  — расчетная длина винта;

$i = 2 / d_B \sqrt{J / \pi}$  — радиус инерции поперечного сечения винта;

$J$  — момент инерции поперечного сечения винта:

$$J = \pi d_B^4 / 64 (0,4 + 0,6 d / d_B)$$

$\mu$  — коэффициент приведения длины, учитывающий способ закрепления концов винта:

$\mu = 1$  — оба конца оперты шарнирно;

$\mu = 2$  — один конец свободен, другой заделан;

$\mu = 0,7$  — один конец заделан, другой закреплен шарнирно;

$\mu = 0,5$  — оба конца заделаны.

# Допускаемые напряжения

Допускаемые напряжения для расчета деталей передачи винт-гайка скольжения принимают по следующим рекомендациям:

- допускаемое давление в резьбе:

сталь по чугуна  $[p]_{\text{изн}} = 5 \dots 6 \text{ Н/мм}^2$ ;

сталь по бронзе  $[p]_{\text{изн}} = 8 \dots 10 \text{ МПа}$ ;

закаленная сталь по бронзе  $[p]_{\text{изн}} = 10 \dots 12 \text{ МПа}$ .

- допускаемое напряжение  $[\sigma]$  на растяжение или сжатие стальных винтов вычисляют при  $[s]_T = 3$ ;

- допускаемые напряжения для материала гайки: на смятие бронзы и чугуна по чугуна или стали  $[\sigma]_{\text{см}} = 42 \dots 55 \text{ МПа}$  ;

- допускаемые напряжения на растяжение:

для бронзы  $[\sigma]_p = 34 \dots 44 \text{ МПа}$ , для чугуна  $[\sigma]_p = 20 \dots 24 \text{ МПа}$ .

# КПД передачи

Потери возникают в резьбе и в опорах.

Потери в резьбе составляют главную часть. Они зависят от профиля резьбы, ее заходности, материала винтовой пары, точности изготовления, шероховатости контактирующих поверхностей и вида смазочного материала:

$$\eta_{\text{в.пер}} = \eta_{\text{оп}} \eta_{\text{в.л}} = \frac{\eta_{\text{оп}} \cdot \operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')}$$

где  $\eta_{\text{оп}}$  – коэффициент, учитывающий потери в опорах.

# Достоинства и недостатки шариковинтовой передачи

---

## **Достоинства:**

1. малые потери на трение. КПД передачи достигает 0,9 и выше;
2. высокая несущая способность при малых габаритах;
3. возможность получения малых и точных перемещений;
4. отсутствие осевого и радиального зазоров (то есть мертвого хода);
5. высокий ресурс.

## **Недостатки.**

1. требование высокой точности изготовления, сложность конструкции гайки.
2. требование хорошей защиты передачи от загрязнений.

# Применяемость ШВП

---

- механизмы точных перемещений;
- следящие системы;
- ответственные силовые передачи (станкостроение, робототехника, авиационная и космическая техника, атомная энергетика и др.).