Ув. студенты! Ознакомиться с практической работой, ответить на контрольные вопросы. Выполненное задание предоставить до **19.04** на электронный адрес преподавателя vika-lnr@mail.ru
Если возникнут вопросы обращаться по телефону 072-106-54-33

Практическая работа

Тема: **Расчет передачи винт-гайка**

Цель: Научиться проводить расчет основных параметров передачи винт-гайка

Список рекомендованной литературы

1 Гузенков П.Г. Детали машин. - Г.: Высшая школа, 1986
2 Гулида Э.М. Прикладная механика. - Львов: Мир, 2007
3 Фролов М.И. Техническая механика. Детали машин. - М: Высшая школа, 1986

Задание: Для заданных условий работы рассчитать винт домкрата, имеющий самотормозную трапецеидальную резьбу с углом профиля α = 30°
.

Порядок выполнения:

1 Ознакомиться с основными положениями порядка расчета передачи винта-гайки
2 Устанавить допустимое значение среднего давления в резьбе
3 Принять конструкцию гайки в зависимости от вида резьбы
4 Определить средний диаметр резьбы по зависимости

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F_a}{\pi \lambda_H \varepsilon_H [p]}} \qquad (1)$$

и согласовать со стандартом
5 Определить угол подъема резьбы

$$\mathrm{tg}\gamma = \frac{P_z}{\pi d_2} \qquad (2)$$

6 Определить размеры гайки: высота гайки $H = \varepsilon_H d_2$=; число витков в гайке; внешний диаметр гайки $D \sim 1{,}5d$
7 Проверить прочность витков гайки на срез

$$\tau_{зр} = \frac{F_a}{\pi d k H} \qquad (3)$$

8 Ответить на контрольные вопросы

Контрольные вопросы:

1 Для чего используют передачу винт-гайка?
2 В чем преимущества и недостатки передачи винт-гайка?
3 Какие основные типы резьб используют для передач винт-гайка?
4 Назовите основные материалы для изготовления винтов и гаек.
5 Каковы силовые соотношения в передаче винт-гайка?
6 Чему равен коэффициент полезного действия винтовой пары?
7 Каков порядок расчета передачи винт-гайка?

Теоретические сведения

Силовые соотношения в передаче винт-гайка. Рассмотрим усилие, которые возникают в винтовой пари с прямоугольной резьбой. Считаем, что гайка нагружена осевой силой F_a и равномерно оборачивается под действием круговой силы F_1, которая приложена по касательной к окружности среднего диаметра резьбы d_2. При этом гайка перемещается вверх. Развернем виток резьбы на плоскость, которая размещена под углом γ (угол подъема винтовой линии на среднем диаметре резьбы), а всю гайку представим в виде ползуна. В процессе равномерного перемещения вверх по плоскости, которая наклонена под углом в, ползун находится в сосотоянии равновесия под действием системы сил F_a , F_t, F_n и F_s , из которых F_n — нормальная реакция на ползун от плоскости, по которой он перемещается, а $F_s = f\ F_n$ — сила трения. Равнодействующей от сил F_n и F_s является сила R .

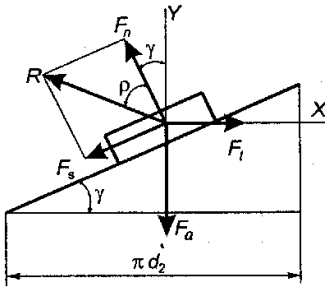

Рисунок 1 – Силовые соотношения в передаче винт-гайка

Угол р между векторами сил F_n и R называется углом трения, т.е. tg ρ = f, где f — коэффициент трения.

Исходя из равновесия системы составим уравнение сил в проекциях на оси X и Y

$$\Sigma X = F_t - R\sin(\gamma + \rho) = 0,$$

$$F_t = R\sin(\gamma + \rho);$$

$$\Sigma Y = -F_a + R\cos(\gamma + \rho) = 0,$$

$$F_a = R\cos(\gamma + \rho).$$

Поделив уравнение на уравнение, получим значение круговой силы в зависимости от осевой нагрузки передачи винт-гайка силой F_n

$$F_t = F_a \mathrm{tg}(\gamma + \rho).$$

Полученная зависимость может быть использована только для прямоугольной резьбы. Для треугольной и трапецеидадбной резьб необходимо учесть их угол профиля α и в связи с этим соответственно измененное значение силы трения

$$F_з = fF_n = \frac{fF_a}{\cos(\alpha/2)} = f'F_a,$$

де $f' = \dfrac{f}{\cos(\alpha/2)}$ - приведенный коэффициент трения, которому отвечает приведенный угол трения

$$\rho' = \mathrm{arctg} f' = \mathrm{arctg}\left[\frac{f}{\cos(\alpha/2)}\right].$$

Тогда круговую силу для треугольной и трапецеидальной резьб можно определить по зависимости

$$F_t = F_a \mathrm{tg}(\gamma + \rho').$$

Для осуществления самоторможения в передаче винта-гайки необходимое условие $\gamma < \rho$ (для прямоугольной резьбы) или $\gamma < \rho'$ (для треугольной и трапецеидальной резьб).

Определяют момент для преодоления силы трения в резьбе

$$T_з = 0{,}5F_a d_2 \mathrm{tg}(\gamma + \rho').$$

Кроме этого, в процессе завинчивания гайки возникает сила трения между ее опорным торцом и поверхностью детали, с которой она сопряжена. Тогда момент сил трения на опорной поверхности гайки будет

$$T_{so} = 0{,}5 f_0 F_a D_{cep};$$

где f_0 — коэффициент трения между торцом гайки и поверхностью сопряженной детали; D_{cp} — средний диаметр опорного торца гайки; $D = 0{,}5(D_1 + d_0)$; D_1 — внешний диаметр опорного торца гайки; d — диаметр отверстия под винт.

Суммарный вращающий момент, который надо приложить к винту (или гайке) для создания осевой силы F в процессе подъема груза

$$T = T_s + T_{so} = 0{,}5 F_a \left[f_0 D_{cep} + d_2 \mathrm{tg}(\gamma + \rho') \right].$$

Когда выполняется опускание груза, считается, что ползун опускается вниз по плоскости, которая наклонена под углом γ . Тогда сила трения F_s направлена в направлении, которое противоположное изображенному на рис. Движущей силой будет осевая сила F_a, а горизонтальная сила F_1 — силой сопротивления. В этому случая момент сил трения в резьбе будет иметь вид

$$T_s = 0{,}5 F_a d_2 \mathrm{tg}(\rho' - \gamma),$$

т.е. при больших углах подъема винтовой линии на среднем диаметре резьбы (в > р') T будет отрицательным и передача станет несамотормозящейся. Такой вывод указывает на то, что при действии осевой силы на гайке будет вращаться винт.

Коэффициент полезного действия винтовой пары. Для определения КПД в процессе движения ползуна (гайки) вверх по плоскости, которая наклонена под углом γ, будем использовать соотношение работы сил полезного сопротивления к работе движущих сил. Тогда

$$\eta = \frac{F_a \mathrm{tg}\gamma}{F_a \mathrm{tg}(\gamma + \rho')} = \frac{\mathrm{tg}\gamma}{\mathrm{tg}(\gamma + \rho')}.$$

Зависимость используют в процессе действия осевой нагрузки F_n противоположно к действию скорости поступательного движения. КПД передачи винта-гайки может колебаться в пределах 0,6...0,8. В случае использования самотормозной передачи $\eta < 0{,}5$.

Расчет передачи винта-гайки. Как показала практика, главной причиной выхода из строя передач винта-гайки является срабатывания их резьбы. Поэтому за критерий против срабатывания винтовой пары принимают ограничение среднего давления в резьбе от действия осевой силы F_a на соответствующую площадь контакта

$$p = \frac{F_a}{A} = \frac{F_a}{\pi d_2 H_1 z} \le [p],$$

где $[p]$ — расчетное и допустимое значения среднего давления в резьбе, МПа; F_a - осевая сила, Н; d_2 - средний диаметр резьбы, мм; H_1 -рабочая высота профиля резьбы, мм; z- число витков резьбы в гайке высотой H, $z = H/P$ (P - шаг резьбы).

Для выполнения расчета передачи зависимость преобразуем путем введения следующих обозначений:

$\lambda_H = H_1/P$,

$\varepsilon_H = H/d_2$, де λ_H, ε_H - соответственно коэффициенты высоты профиля резьбы и высоты гайки.

$$d_2 \ge \sqrt{\frac{F_a}{\pi \lambda_H \varepsilon_H [p]}},$$

где $\lambda_н$ = 0,5 — для трапецеидальной и прямоугольной резьбы; $\lambda_н$ = 0,75 — для упорной резьбы; $\lambda_н$ = 0,541 — для резьб с треугольным профилем; $\epsilon_н$ = 1,2...2,5 — для сплошных гаек;

$\varepsilon_Н$ = 2,5...3,5 — для разъемных гаек; $[p]$ = 11...13 МПа — для закаленной стали по бронзе; $[p]$ = 8...10 МПа — для незакаленной стали по бронзе; $[p]$ = 4...6 МПа — для незакаленной стали по чугуну.

После определения диаметра d_2 его значения согласовывают со стандартом. Кроме этого, проверяют прочность витков гайки по напряжениям среза

$$\tau_{зр} = \frac{F_a}{A_{зр}} = \frac{F_a}{\pi d k H} \le [\tau]_{зр},$$

где d — внешний диаметр резьбы; k — коэффициент полноты резьбы (k = 0,87 — для треугольной резьбы; k = 0,65 — для трапецеидальной; h = 0,5 — для прямоугольной); H — высота гайки, $H = = \varepsilon_H d_2$; $[\tau]_{зр}$ = 25...30 МПа — для гайки из бронзы и $[\tau]_{зр}$ = 45...50 МПа — для гайки из чугуна.

Задание для практической работы

Рассчитать винт домкрата, который имеет самотормозную трапецеидальную резьбу с углом профиля α = 30° .

Исходные данные по вариантам выбрать из таблицы 1

Таблица 1

Задание для практической работы №10

№ варианта	Коэффициент полноты резьбы	Грузоподъемность, кН	Материал винта	Материал гайки
1	0,65	40	Ст3	СЧ60
2	0,64	45	Ст5	СЧ70
3	0,63	50	Сталь 20	СЧ80
4	0,62	55	Сталь10	СЧ85
5	0,61	60	Ст6	СЧ100
6	0,60	65	Ст3	СЧ60
7	0,65	70	Ст5	СЧ70
8	0,64	75	Сталь 20	СЧ80
9	0,63	80	Сталь10	СЧ85
10	0,62	85	Ст6	СЧ100
11	0,61	40	Ст3	СЧ60
12	0,60	45	Ст5	СЧ70
13	0,65	50	Сталь 20	СЧ80
14	0,64	55	Сталь10	СЧ85
15	0,63	60	Ст6	СЧ100
16	0,62	65	Ст3	СЧ60
17	0,61	70	Ст5	СЧ70
18	0,60	75	Сталь 20	СЧ80
19	0,65	80	Сталь10	СЧ85
20	0,64	85	Ст6	СЧ100

Пример выполнения практической работы

Рассчитать винт домкрата, который имеет самотормозную трапецеїдальну резьбу с углом профиля α = 30°. Коэффициент полноты резьбы k = 0,65. Грузоподъемность F_a = 60 кН; винт с постоянные Ст5; гайки из чугуна АЧВ-1. Подпятник гайки шариковый.

Решение:

1. Устанавливаем допустимое значение среднего давления в резьбе [p] = 6 МПа, допустимое напряжение на срез витков гайки $[т]_{ср}$ = 50 МПа и коэффициент трения в паре винта-гайки f = 0,1.

2. Принимаем сплошную конструкцию гайки с $\lambda_н$=0,5-для трапецеидальной резьбы и $\epsilon_я$=2,5. Коэффициент полноты резьбы k = 0,65.

3. Определяем средний диаметр резьбы по зависимости

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F_a}{\pi\lambda_H\varepsilon_H[p]}} = \sqrt{\frac{60\cdot10^3}{3{,}14\cdot0{,}5\cdot2{,}5\cdot6}} = 50{,}47 \text{ мм}$$

и согласовываем со стандартом: d_2 = 53 мм; d = 60 мм; P = 14 мм.

4. Для обеспечения самоторможения принимаем однозаходную резьбу (z = 1 и P_2 = P).

Угол подъема резьбы

$$\mathrm{tg}\gamma = \frac{P_z}{\pi d_2} = \frac{14}{3{,}14\cdot53} = 0{,}0841;\ \gamma = 4^\circ30'.$$

Приведенный угол трения по зависимости

$$\rho' = \mathrm{arctg}\,f' = \mathrm{arctg}\left[\frac{f}{\cos(\alpha/2)}\right] = \mathrm{arctg}\left[\frac{0{,}1}{\cos(30^\circ/2)}\right] = 9^\circ46',$$

т.е. условие самоторможения $\boldsymbol{p'} > \gamma$ выполнено.

5. Определяем размеры гайки: высота гайки $H = \varepsilon_H d_2$= = 2,5 53 = 132,5 мм (принимаем H = 133 мм); число витков в гайке H/P — 133/14 = 9,5; внешний диаметр гайки $D \sim l{,}5d$ = = 1,5 60 = 90 мм.

6. Рассчитываем прочность витков гайки на срез

$$\tau_{зр} = \frac{F_a}{\pi dkH} = \frac{60\cdot10^3}{3{,}14\cdot60\cdot0{,}65\cdot133} = 3{,}7 \text{ МПа} < [\tau]_{зр} = 50 \text{ МПа},$$

т.е. прочность витков гайки обеспечивается.