

ВЛИЯНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ НА РАБОТУ ФРИКЦИОННЫХ ОСТАНОВОВ И ЭКСЦЕНТРИКОВЫХ ЛОВИТЕЛЕЙ

Постановка проблемы. При расчете фрикционных остановов, эксцентриковых ловителей лифтов и подъёмников обычно не учитывается сопротивление на перекатывание роликов или шариков в фрикционных остановах и эксцентриков в эксцентриковых остановах [1, 2]. Это, очевидно, связано с тем, что отсутствуют аналитические зависимости для определения коэффициента трения качения.

В [3] такие зависимости получены и при нахождении коэффициента трения качения используются только общепринятые механические константы материалов и размеры контактируемых деталей.

Целью статьи является установить влияние сопротивления перекатыванию шариков (роликов) в фрикционных остановах и эксцентриков в эксцентриковых остановах на величину передаваемого момента или силы трения.

Материалы исследований.

1. Роликовые остановки.

Расчетный тормозной момент в остановах с роликами и шариками определяется из выражения $M_p = K_o M / K_T$, где M - номинальный вращающий момент; K_o и K_T - коэффициенты, учитывающие динамичность, тип двигателя, неравномерность распределения нагрузки, вызванной погрешностями изготовления.

Нормальная нагрузка на ролик при числе роликов z (обычно принимается от 3 до 5), диаметре отверстия корпуса D и угле зацепления α (рис. 1) $P = 2 M_p / (z D \tan \alpha)$. Естественно, что величина силы P должна быть такой, чтоб контактные напряжения не превышали допустимых.

При схеме касания цилиндр - плоскость (ролик-втулка) [4]

$$P = \frac{B d [\sigma]^2}{2 \cdot 0,418^2 E}, \quad (1)$$

где B - толщина ролика, $B = (1,15 \dots 1,5) d$, E - модули упругости материалов ролика и корпуса.

Перед началом остановки механизма ролики перекатываются по корпусу и втулке, создавая дополнительный момент вращению.

Коэффициент трения качения при линейном контакте [3]

$$k = 0,225be^{-0,6d}, \quad (2)$$

где b - полуширина пятна контакта, определяемая из известной теории Герца контактных деформаций [4]; d - диаметр ролика в м.

Отметим, что ввиду малости величины d в формуле (2) экспонентой можно пренебречь.

Таким образом, для известного выражения полуширины пятна контакта

$$b_b = 1,526\sqrt{\frac{Pd}{2BE}} \quad (3)$$

сопротивление качению ролика по втулке

$$W_b = \frac{2Pk_b}{d}.$$

В месте контакта ролика с корпусом полуширина пятна контакта

$$b_k = 1,522\sqrt{\frac{P}{BE} \frac{Dd}{D-d}}.$$

Отметим, что при определении b_b и b_k предполагалось, что модули упругости материалов ролика, корпуса и втулки одинаковые, а коэффициенты Пуассона равны 0,3.

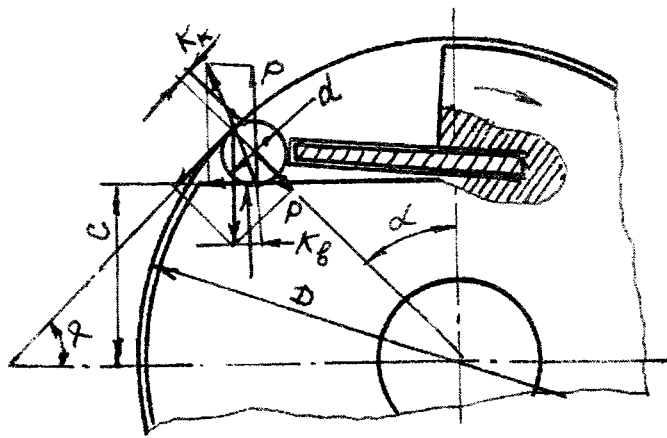


Рисунок 1 – Расчетная схема роликового останова

Очевидно, что сопротивления качению W_b и W_k будут увеличивать номинальный вращающий момент, и его величина определится из соотношения

$$M = \left(ZPtg \frac{\alpha}{2} + W_k \right) \frac{D}{2} + \left(ZPtg \frac{\alpha}{2} + W_b \right) C, \quad (4)$$

где $P = \frac{2Mk_0}{k_m d Ztg \alpha / 2}; \quad C = \frac{(D-d)\cos \alpha - \alpha}{2};$

$$\alpha = \arccos \frac{2C + d}{D - d} [1].$$

Например, при $M = 70 \text{ Нм}; d = 10 \text{ мм}; Z = 3; k_m = 0,9;$
 $k_0 = 2,25; B = 15 \text{ мм}$ расчётные величины составляют:
 $\sigma = 410 \text{ МПа} < [\sigma] = 500 \text{ МПа}; P = 1908 \text{ Н}; \alpha = 42,8; D = 100 \text{ мм}.$

Принятая величина $[\sigma] = 500 \text{ МПа}$ соответствует числу роликов $Z = 3$ и числу циклов нагружения $n = (14 \dots 16) 10^6 [1].$

Величины коэффициентов трения качения $k_b = 0,019 \text{ мм}$ и $k_k = 0,02 \text{ мм}$, а составляющие от сопротивления качению $W_b = 8,01 \text{ Н}; W_k = 7,25 \text{ Н}.$

Общая величина номинального вращающего момента без учета сопротивлений качению составит $M = 175,02 \text{ Нм}$, а с их учётом $M = 175,65 \text{ Нм}$, что больше на 0,36%.

Шариковые остановы. Наряду с роликами в остановах в качестве рабочего элемента применяют и шарики. Конструктивно они могут отличаться от роликовых остановов, но с целью их сравнения примем конструкции одинаковыми, имея в виду, что величину допускаемых константных напряжений при точечном контакте можно принимать в 1,3...1,4 раза большей, чем при линейном. При всех размерах равных принятым выше, $[\sigma] = 700 \text{ МПа}$, величина $P = 333 \text{ Н}.$

Полуширины пятен контакта шарика с корпусом и втулкой определяются из выражений ;

$$b_k = 0,6985 n_b \sqrt[3]{\frac{P}{E} \frac{1}{4d + 2D}};$$

$$b_b = 0,5545 \sqrt[3]{\frac{P d}{E 2}},$$

а коэффициент трения качения при этой схеме контакта

$$k = 0,16 b e^{0,2(d/2)}.$$

Номинальный вращающий момент, передаваемый шариковым станомом, при этом составит: без учета сопротивления качению ша-

риков $M = 30,54 \text{ Нм}$, а с его учетом $M = 30,64 \text{ Нм}$, что больше на 0,33%.

2. Эксцентрикостановы. В эксцентрикостановах рабочая часть представляет собой эксцентрик, который под действием собственного веса или усилия пружины взаимодействует со шкивом или другой вращающейся частью механизма, обеспечивая его затормаживание. Эксцентрики могут контактировать с цилиндрической или клиновой рабочими поверхностями шкива.

Силу трения, необходимую для останова цилиндрического шкива, нагруженного крутящим моментом M , в существующей литературе рекомендуется определять из выражения:

$$F = Nf = 2Mfd.$$

где N - нормальное усилие прижатия эксцентрика; f - коэффициент трения между эксцентриком и шкивом (рекомендуется $f = 0,08 \dots 0,1$); P - окружное усилие.

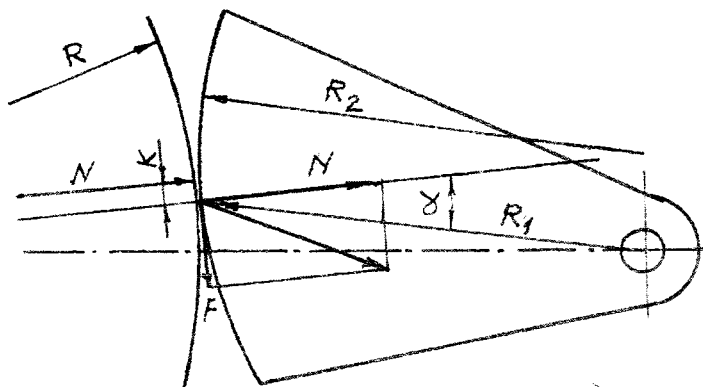


Рисунок 2 – Расчетная схема эксцентрикостанова

Поскольку угол α (рис. 2) между радиусом шкива R_1 , проведенным в точку A его касания с эксцентриком, и прямой, соединяющей эту точку с осью вращения эксцентрика, должен быть равен или меньшим углу трения $f \approx \tan \delta$, то $N = F/f$, а окружное усилие F должно быть $P \leq M/R_1$.

Из условия работы таких остановов радиус эксцентрика не совпадает с осью вращения, и радиус кривизны в месте контакта будет переменным и равным $R_1 = R_2 \cos \alpha$.

При толщине эксцентрика B сила N определится из формулы

$$N(\alpha) = \frac{BRR_1[\sigma]^2}{E(R + R_1)}.$$

Поскольку при затормаживании происходит качение эксцентрика по шкиву, то сила трения качения будет препятствовать его заклиниванию.

Поступив аналогично выше изложенному, найдем, что сила трения F , необходимая для остановки шкива без учета сопротивления качению, составит 93,5 Н, а с учетом 93,175 Н, т.е. разница составляет 0,35%.

Таким образом, при расчете фрикционных остановов и эксцентриковых ловителей сопротивлением качению ролика или шарика по корпусу и эксцентрика по шкиву трением качения можно пренебрегать.

ЛИТЕРАТУРА

- Тормозные устройства: Справочник/ Александров М.П., Лысяков А.Г., Федосеев В.Н. и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 312 с.
- Справочник по кранам: В 2 т. Т. 2/ Александров М.П., Гохберг М.М., Левин А.А. и др. – М.: Машиностроение, 1988. – 559 с.
- Бондаренко Л.М., Довбня М.П., Ловейкін В.М. Деформаційні опори машин: - Дніпропетровськ: Дніпро – VAL, 2002. – 200 с.
- Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яеовиз А.П., Матвеев В.В. – Киев: Наук. думка, 1988. – 736 с.