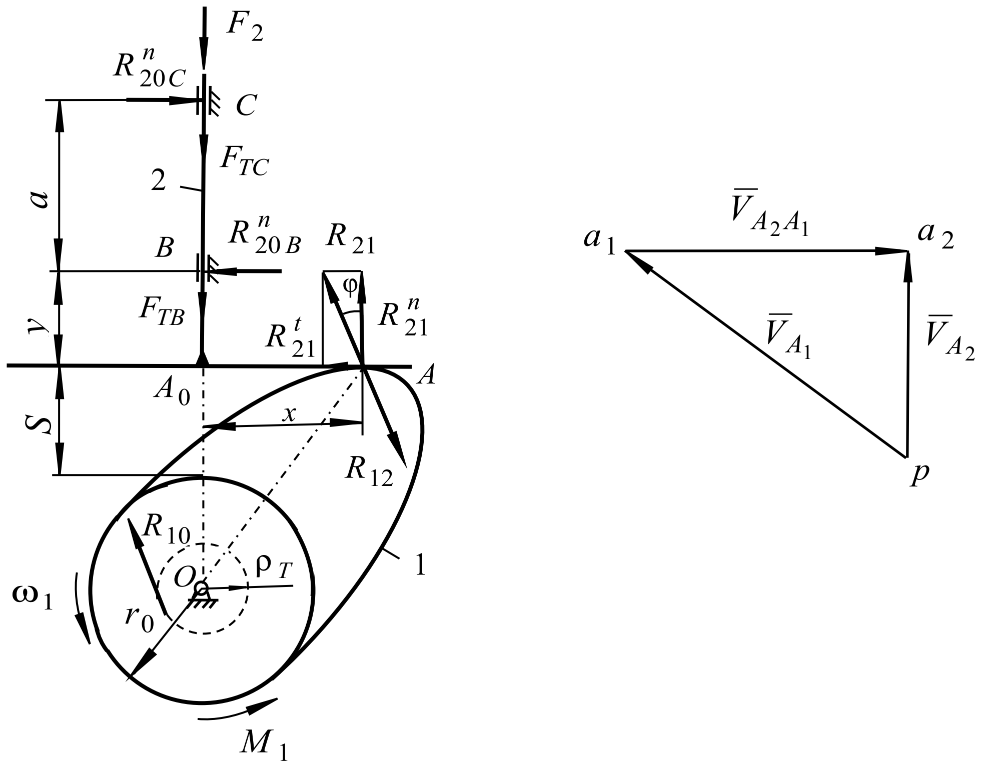
Белорусский национальный технический университет, Минск

О ВОЗМОЖНОСТИ ЗАКЛИНИВАНИЯ В КУЛАЧКОВОМ МЕХАНИЗМЕ С ТАРЕЛЬЧАТЫМ ТОЛКАТЕЛЕМ

Анципорович П.П., Акулич В.К., Дубовская Е.М.

The article is devoted to the research of influence of a friction and of geometrical sizes of the cam mechanism on its working capacity .

В кулачковом механизме с тарельчатым толкателем угол давления равен нулю во всех положениях механизма. Однако условия передачи сил могут оказаться неблагоприятными и в таком механизме, что может повлечь за собой заклинивание (самоторможение). Это, как будет показано далее, в первую очередь определяется величиной $x = A_0A$ (рис. 1, а).



а) *б)*

Рис. 1.

Рассмотрим картину силового нагружения механизма. При этом учитываем силы трения скольжения в поступательной и высшей парах. Вследствие перекоса толкатель 2 касается направляющих в точках B и C. К толкателю приложены следующие силы: F_2 – равнодействующая силы полезного сопротивления, упругости пружины, силы тяжести и силы инерции толкателя, R^n_{20B} и R^n_{20C} – нормальные реакции со стороны направляющих в точках B и C, F_{TB} и F_{TC} – силы трения скольжения, R_{21} – реакция со стороны кулачка 1. Для учета трения скольжения в высшей паре реакция R_{21} отклонена от нормали на угол трения φ в сторону, противоположную относительной скорости $\overline{V}_{A_2 A_1}$. Следовательно,

$$R_{21}=\sqrt{\left(R_{21}^{n}\right)^{2}+\left(R_{21}^{t}\right)^{2}}\,.$$

Уравнения равновесия толкателя представим в следующем виде (при этом его толщиной пренебрегаем):

$$\sum M_B = R_{21}x\cos\varphi - R_{21}y\sin\varphi - R_{20C}^{n}\,a = 0\,,$$

откуда

$$R_{20C}^{n}=\frac{R_{21}\cos\varphi\left(x-y\,tg\,\varphi\right)}{a}; \tag{1}$$

$$\sum M_C = R_{21}x\cos\varphi - R_{21}\left(a+y\right)\sin\varphi - R_{20B}^{n}\,a = 0\,,$$

откуда

$$R_{20B}^{n}=\frac{R_{21}\cos\varphi\left[x-\left(a+y\right)tg\,\varphi\right]}{a}; \tag{2}$$

$$\sum F_y = R_{21}\cos\varphi - F_{TB} - F_{TC} - F_2 = 0\,, \tag{3}$$

причем

$$F_{TB}=f\,R_{20B}^{n}\,,\qquad F_{TC}=f\,R_{20C}^{n}\,, \tag{4}$$

где f – коэффициент трения скольжения в поступательной паре.

Из подобия плана скоростей $p a_1 a_2$ (рис. 1, б) и треугольника OA_0A следует, что расстояние x равно аналогу скорости толкателя, т.е. $x=\dfrac{dS}{d\varphi_K}$, где $S\left(\varphi_K\right)$ – функция перемещения толкателя, φ_K – угол поворота кулачка (обобщенная координата механизма).

Фактическое направление нормальных реакций R_{20B}^{n} и R_{20C}^{n} может отличаться от показанного на рис. 1, *а*. Это зависит от соотношения геометрических параметров механизма. Если при определении указанных сил по формулам (1) и (2) получится знак «плюс», то выбранные направления являются правильными. Если же для какой-либо силы получится знак «минус», то направление этой силы следует, как обычно, изменить на противоположное и, кроме того, необходимо еще заново составить уравнения равновесия. Это связано с тем, что при изменении знака нормальной реакции изменится и знак силы трения, определяемой по формуле (4). В действительности сила трения своего направления не изменяет, так как она всегда направлена противоположно относительной скорости движения.

Возможны 3 случая решения задачи.

1) $x<y\,tg\,\varphi$. В этом случае направления R_{20B}^{n} и R_{20C}^{n} изменяются на противоположные, так как согласно формулам (1) и (2) $R_{20B}^{n}<0$ и $R_{20C}^{n}<0$. Тогда реакция R_{21}, определяемая из уравнения (3), находится из зависимости

$$R_{21}=\frac{F_2}{\cos\varphi\left(1+\dfrac{2f\,x}{a}\right)-f\sin\varphi\left(1+\dfrac{2y}{a}\right)}. \tag{5}$$

При $x = y\,tg\,\varphi \quad R^{n}_{20C} = 0$.

2) $y\,tg\,\varphi < x < (a + y)\,tg\,\varphi$. Направление R^{n}_{20B} изменяется на противоположное, а направление R^{n}_{20C} не изменяется. Реакция R_{21} определяется из зависимости

$$R_{21} = \frac{F_2}{\cos\varphi - f\sin\varphi}. \tag{6}$$

При $x = (a + y)\,tg\,\varphi \quad R^{n}_{20B} = 0$.

3) $x > (a + y)\,tg\,\varphi$. В этом случае направления R^{n}_{20B} и R^{n}_{20C} не изменяются и реакция R_{21} определяется из зависимости

$$R_{21} = \frac{F_2}{\cos\varphi\left(1 - \frac{2fx}{a}\right) + f\sin\varphi\left(1 + \frac{2y}{a}\right)}. \tag{7}$$

Анализ зависимостей (5), (6), (7) показывает, что заклинивание толкателя, когда $R_{21} \to \infty$, может иметь место только в случае $x > (a + y)\,tg\,\varphi$. Полагая знаменатель в выражении R_{21} (7) равным нулю, получим условие незаклинивания в следующем виде:

$$x < \frac{a}{2f} + tg\,\varphi\left(\frac{a}{2} + y\right).$$

Уравновешивающий (движущий) момент M_1, приложенный к кулачку 1 и определяемый из условия статического равновесия ($\sum M_O = 0$) без учета его силы тяжести, выражается формулой

$$M_1 = R_{10}\,\rho_T + R^{n}_{12}\,x + R^{t}_{12}\,(r_0 + S),$$

где ρ_T – радиус круга трения, $R^{n}_{12} = R_{21}\cos\varphi$, $R^{t}_{12} = R_{21}\sin\varphi$, причем $\overline{R}_{12} = -\overline{R}_{21}$. $\rho_T = f^{/} r$, где $f^{/}$ – приведенный коэффициент трения во вращательной паре O, r - радиус цапфы вращательной пары.

Реакции R_{10} и R_{12} образуют пару сил, поэтому $R_{10} = R_{12}$.

В случае заклинивания уравновешивающий (движущий) момент M_1 стремится к бесконечности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Баранов, Г.Г. Курс теории механизмов и машин / Г.Г. Баранов. – 5-е изд. – М.: Машиностроение, 1975. – 494 с.
2. Юдин, В.А. Теория механизмов и машин / В.А. Юдин, Л.В. Петрокас. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.:Высш. шк., 1977. – 527 с.