

2. Амбарцумянц Р.В. Структурный синтез плоских рычажных механизмов с помощью графов. // Сб. теория механизмов и машин. – Харьков, – № 30, – 1981, – С. 13–21.
3. Амбарцумянц Р.В. Некоторые вопросы проектирования плоских рычажных генераторов функций. // М.: Механика машин, – Вып. 60, 1983, – С. 45–56.
4. Артоболовский И.И., Левитский Н.И., Черкудинов С.А.. Синтез плоских механизмов. – М: Изд. физмат. лит. – 1959. – 1084 с.

УДК 621.001.66(035)

КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ РЫЧАЖНОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ УСИЛИЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ФРИКЦИОННЫХ МУФТ

Амбарцумянц Р.В., д-р техн. наук, профессор, Дели И.И., аспирант
Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

Установлено, что критерием работоспособности является предельное значение угла между рычагами преобразующего механизма, а также получено выражение для его определения.

Found that the criterion of efficiency is the limiting value of the angle between the arms transforming mechanism, and an expression for its definition.

Ключевые слова: муфта, фрикционный, угол, заклинивание, сила, момент, механизм.

Центробежные фрикционные муфты нашли широкое применение в машинах с большим инерционным моментом [1]. Тем не менее, к настоящему времени в технической литературе почти отсутствуют методы их расчета и проектирования. Среди центробежных фрикционных муфт особое место занимают муфты с рычажным преобразователем усилий. В работе [2] авторами предложены методы расчета такой муфты. На рис. 1 представлена принципиальная расчетная схема такой муфты, где 1 – ведущий вал; 2 – прижимные диски, образующие поступательную пару с ведущим валом; 4 – грузик, создающий центробежную силу инерции; 5,6 – рычаги одинаковой длины, образующие подвижные соединения с грузиком 4 и прижимными дисками 2; 7 – пружины растяжения, необходимые для возвращения груза 4 в исходное положение после остановки ведущего вала 1; 8 – ведомая полумуфта, жестко соединенная с ведомым валом (на схеме не показан).

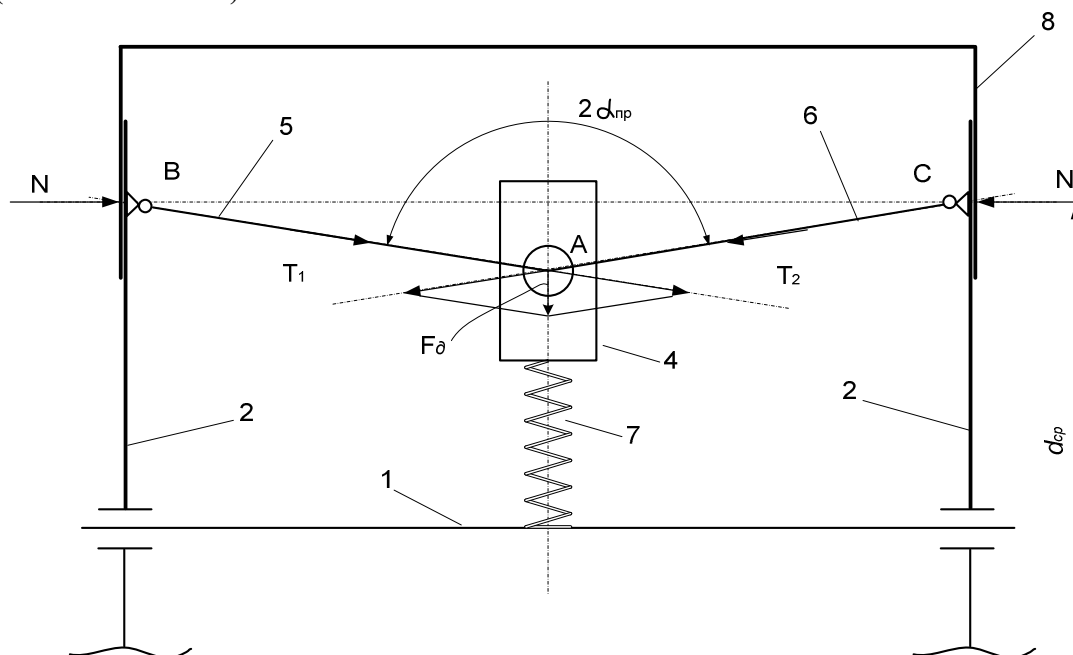


Рис. 1 – Расчетная схема центробежной фрикционной муфты с преобразователем усилий в продольном положении

В предложенной методике расчета [2] предполагалось известным предельное значение угла α между рычагами 5,6. Однако из анализа работы рычажного преобразователя рассматриваемой муфты следует, что чем ближе угол 2α между рычагами 5 и 6 к 180° , тем больше коэффициент трансформации усилий между прижимными дисками 2 и ведомой полумуфтой 8, что приводит к уменьшению времени разгона ведомой полумуфты. Однако, если $2\alpha \approx 180$ возможно заклинивание рычажного преобразователя усилий. Если принимать во внимание, что при больших усилиях по шатунам AB, AC они могут деформироваться, кроме того в шарнирах B и A зазоры неизбежны, то центр шарнира A может переходить за линию BC и при остановке ведущего вала груз 4 не может возвращаться в исходное положение следовательно муфта становится не работоспособной. Это говорит о том, что необходимо выполнение неравенства:

$$\alpha \leq \alpha_{np}. \quad (1)$$

Предположим, что при $\alpha = \alpha_{np}$ возможно заклинивание. Принимаем во внимание, что рычаги преобразующего механизма равномерно распределены по внутреннему периметру ведомой полумуфты, перемещение прижимных дисков относительно ведущего вала исключено, силы трения в прижимных дисках возникают в соединениях с ведущим валом 1 и торцами ведомой полумуфты 8.

Рассмотрим случай, когда ведущий вал остановлен, но груз 4 не возвращается в исходную позицию. Следовательно, сила N прижима между дисками 2 и полумуфтой 8 присутствует. В таком случае в шарнирах B и C возникают усилия

$$T_1 = T_2 = \frac{N}{\sin \alpha_{np}}. \quad (2)$$

Векторная сумма

$$\overline{F}_{np} + \overline{T}_1 + \overline{T}_2 = \overline{F}_\delta \quad (3)$$

является той силой, которая пытается вернуть груз в исходное положение. Усилие F_δ должно преодолевать момент сопротивления, возникающий в виде момента трения в шарнирном соединении шатун-груз. В виду ограниченности размеров груз 4 в указанном соединении можно использовать или игольчатые подшипники или подшипники скольжения. Предположим, в соединении использован подшипник скольжения с радиусом пальца r . Значение радиуса пальца легко определить по усилию T_1 или T_2 , принимаем во внимание, что палец работает на деформацию среза. На рис. 2 представлена принципиальная схема такого соединения.

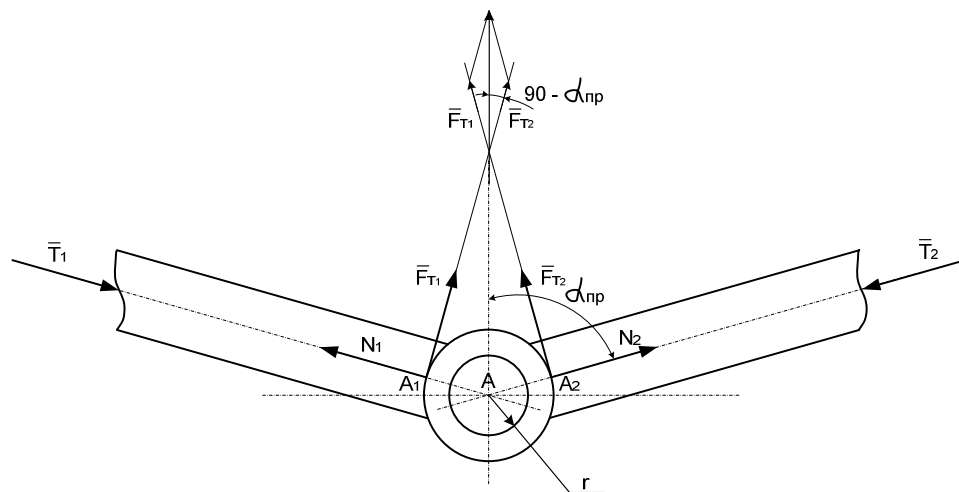


Рис. 2 – Расчетная схема соединения шатун-палец

Учитывая симметричность преобразующего механизма относительно оси, перпендикулярной продольной оси ведущего вала в точках касания A_1, A_2 по осевой линии шатунов 5 и 6 возникают нормальные усилия $N_1 = N_2 = T_1 = T_2$. Из векторного уравнения (3) следует (см. рис. 1)

$$F_\delta = 2T_1 \cos \alpha_{np} + F_{np}, \quad (4)$$

где $T_1 = \frac{N_1}{\sin \alpha_{np}}$; $F_{np} = c \cdot S_{\max}$ – усилие пружины растяжения 7.

Здесь c – жесткость пружины,

S_{\max} – максимальное перемещение грузика 4.

Если $M_{paб}$ – вращающий момент на ведомой полумуфте, то его значение

$$M_{paб} = z \cdot F_{mp} \cdot d_{cp}, \quad (5)$$

где z – число грузиков, d_{cp} – средний диаметр ведомой полумуфты.

Из (5) находим

$$F_{mp} = \frac{M_{paб}}{f_n \cdot z \cdot d_{cp}} = f_o \cdot M.$$

Отсюда для усилия между прижимными дисками и торцами ведомой полумуфты

$$N = \frac{M_{paб}}{f_n \cdot z \cdot d_{cp}}, \quad (6)$$

где f_o – коэффициент трения между прижимными дисками и внутренними торцами ведомой полумуфты.

Для усилий, действующих вдоль продольных осей шарниров из (2) находим

$$T_1 = T_2 = \frac{M_{paб}}{f_n \cdot z \cdot d_{cp} \cdot \sin \alpha_{np}}. \quad (7)$$

Из (4) с учетом (7), получим

$$F_o = 2T_1 \cos \alpha_{np} + c \cdot S_{\max}, \text{ или}$$

$$F_o = F_{np} + \frac{2M_{paб} \cos \alpha_{np}}{f_n \cdot z \cdot d_{cp} \cdot \sin \alpha_{np}} = \frac{2M_{paб}}{f_n \cdot z \cdot d_{cp}} \operatorname{ctg} \alpha_{np} + c \cdot S_{\max}, \quad (8)$$

Согласно расчетной схеме (см. рис. 2) в точках касания A_1, A_2 возникают силы трения $F_{T1} = F_{T2} = T_1 f_n = T_2 f_n$, которые не позволяют грузику под действием пружины 7 приближаться к оси ведущего вала. Поскольку точки A_1, A_2 симметрично расположены относительно прямой, перпендикулярной продольной оси вала 1, то осевое усилие

$$F_T = 2F_{T1} \cos(90 - \alpha_{np}) = 2F_{T1} \sin \alpha_{np} = 2T_1 f_n \sin \alpha_{np}, \quad (9)$$

где f_n – коэффициент трения между шарниром и пальцем.

Для исключения заклинивания внутри ведомой полумуфты необходимо обеспечить неравенство

$$F_o \geq F_T + (F_T)_{no}, \quad (10)$$

где $(F_T)_{no} = 2Gf_1$ – сила трения между прижимными дисками и ведущим валом,

G – сила тяжести прижимных дисков,

f_1 – коэффициент трения между валом 1 и прижимными дисками.

Учитывая (8) и (9) на основании (10) запишем

$$\frac{2M_{paб}}{zf_o d_{cp}} = \operatorname{ctg} \alpha_{np} + c \cdot S_{\max} \geq \frac{2M_{paб} f_n \sin \alpha_{np}}{zf_n d_{cp} \sin \alpha_{np}} + 2Gf_1, \text{ или}$$

$$\frac{2M_{paб}}{zf_o d_{cp}} = \operatorname{ctg} \alpha_{np} + c \cdot S_{\max} \geq \frac{2M_{paб}}{zd_{cp}} + 2Gf_1, \quad (11)$$

Рассмотрим предельный случай для определения угла α_{np} .

$$\text{Имеем } \frac{2M_{\text{раб}}}{zf_{\delta}d_{\text{cp}}} = \text{ctg}\alpha_{\text{np}} - \frac{2M_{\text{раб}}}{zd_{\text{cp}}} \geq 2Gf_1 - cS_{\text{max}}, \text{ или}$$

$$\frac{2M_{\text{раб}}}{zd_{\text{cp}}} \left(\frac{1}{f_{\delta}} \text{ctg}\alpha_{\text{np}} - 1 \right) = 2Gf_1 - cS_{\text{max}}. \text{ Отсюда}$$

$$\frac{1}{f_{\delta}} \text{ctg}\alpha_{\text{np}} - 1 = \frac{2Gf_1 - cS_{\text{max}}}{2M_{\text{раб}}}, \text{ или}$$

$$\frac{1}{f_{\delta}} \text{ctg}\alpha_{\text{np}} = \frac{(2Gf_1 - cS_{\text{max}})}{2M_{\text{раб}}} + 1, \text{ или } \text{ctg}\alpha_{\text{np}} = \frac{f_{\delta}(2Gf_1 - cS_{\text{max}})}{2M_{\text{раб}}} + f_{\delta}. \quad (12)$$

Например, если заданы $G = 20\text{H}$, $c = 0.2\text{H/мм}$, $S_{\text{max}} = 30\text{мм}$, $z = 2$, $M_{\text{раб}} = 70\text{Нм}$, $d_{\text{cp}} = 0.2\text{м}$, $f_{\delta} = 0.3$, $f_l = 0.1$ получим:

$$\text{ctg}\alpha_{\text{np}} = 0.3 + \frac{0.3(2 \cdot 20 \cdot 0.1 - 0.2 \cdot 30)}{2 \cdot 70} = 0,2957,$$

$$\text{tg}\alpha_{\text{np}} = \frac{1}{0.2957} = 3.3818, \quad \alpha_{\text{np}} = 73^{\circ}30', \quad 2\alpha_{\text{np}} = 147^{\circ}.$$

Из анализа зависимости (12) следует:

1. Чем больше жесткость пружины γ , тем больше значение α_{np} .
2. Предельное значение угла α_{np} существенно зависит от коэффициента трения f_{δ} , причем при меньшей жесткости пружины c значение этого угла можно определить по выражению

$$\alpha_{\text{np}} = \arctg \frac{1}{f_{\delta}}. \quad (13)$$

3. Если значение $\text{ctg}\alpha_{\text{np}}$ отрицательно, это означает, что в принципе заклинивание невозможно даже при угле $\alpha_n = 90^{\circ}$.

4. Если принимать равенство $2Gf_1 = cS_{\text{max}}$ или $c = \frac{2Gf_1}{S_{\text{max}}}$, то значение угла α_{np} можно определить по выражению (13).

Литература

1. Патент на корисну модель № 63940. МПК F16D 13/00. Відцентрова фрикційна муфта / Амбарцумянц Р.В., Делі І.І.; Одеська національна академія харчових технологій. – Опубл. 25.10.2011, Бюл. № 20.
2. Амбарцумянц Р.В. Расчет основных геометрических размеров центробежной фрикционной муфты с преобразователем усилий / Р.В. Амбарцумянц, И.И. Дели // Вісник Хмельницького національного університету. – Технічні науки. – 2012. – № 6. – С. 25-28.