

# ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ ФРИКЦИОННОЙ МУФТЫ С РЫЧАЖНЫМ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕМ УСИЛИЙ

*Амбарцумянц Р.В., профессор,  
Дели И.И., зав. лабораторией, ОНАПТ, г. Одесса*

Центробежные муфты применяются в машинах с большим моментом инерции – центрифуги, гомогенизаторы и т.п. Среди них особое место занимают муфты с рычажным преобразователем усилий. На рисунке *a* представлена принципиальная схема такой муфты. Система рычагов 1, 2, образующие вращательные пары между собой с грузиком 4 и с прижимными дисками 3, снабженные колодками с толщиной  $\delta$ , является преобразователем усилий. Диски образуют поступательную пару с ведущим валом «а». Ведомая полумуфта 5 жестко соединена с ведомым валом «в» и она охватывает прижимные диски в диаметрально противоположном направлении.

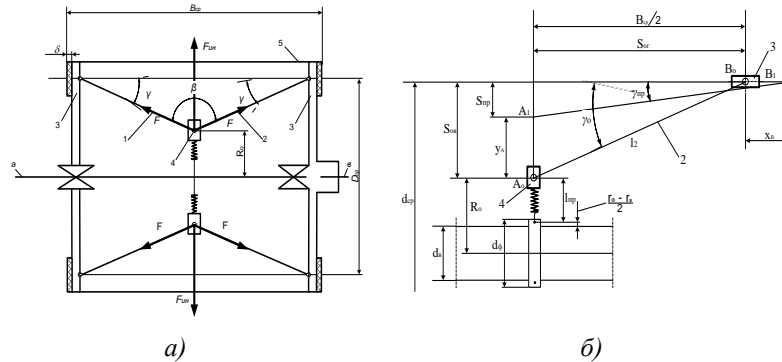


Рисунок – Принципиальная структурная схема центробежной фрикционной муфты – *a* и ее расчетная модель – *б*

Анализ современных источников показывает, что каких либо методов по определению основных параметров, необходимых для разработки конструкции таких муфт отсутствуют.

Целью настоящей работы является выявление основных параметров и разработка инженерного метода по их расчету.

На рисунке *б* представлена расчетная модель центробежной фрикционной муфты, откуда следует, что основными параметрами являются: диаметры соединяемых валов  $d_b$ , средний диаметр муфты  $d_{cp}$ , длины рычагов  $l_2$ , масса грузиков  $m$  и их количество  $z$ , ширина муфты  $B_{cp}$ .

Исходными для проектирования муфты являются: приведенный момент инерции машины  $I_M = const$ , время  $t_p$  выхода машины на нормальный режим работы, т.е. время разгона ведущего вала, частота вращения вала  $n_b$  или его угловая скорость  $\omega_b$ .

В предположении, что  $\omega_b = const$ , внешние силы с моментом  $T_p$  в таких машинах, как центрифуги, гомогенизаторы, сепараторы и др. также (с большой вероятностью) постоянны, то угловое ускорение ведомого вала (в первом приближении),

$\epsilon_b = \frac{\omega_b}{t_p} \approx const$  и максимальный вращающий момент  $T_{max} = I_M \epsilon + T_p$ , что позволяет определить диаметры

соединяемых валов по известной методике. Диаметр фланца  $d_\phi$ , на котором закрепляются ушки пружины можно выбирать исходя из конструктивных соображений и условий сборки.

Для обеспечения необходимых условий перемещения прижимных дисков вдоль продольной оси ведущего вала и создания больших значений усилий прижима прижимных дисков, угол  $\gamma$  должен находиться в пределах  $[\gamma_{пр}; \gamma_0]$  где  $\gamma_{пр} = [1,5^0; 3^0]$ ,  $\gamma_0 \leq 15^0$ . Такие значения углов учитывают мертвый ход в рычажном преобразователе и обеспечивают перемещение прижимных дисков в начале пуска, в таком случае длину рычагов 1, 2 определим из неравенства  $l_2 \geq \frac{\delta}{\cos \gamma_{пр} - \cos \gamma_0}$ . Для среднего диаметра муфты находим

$d_{cp} = 2(S_{ов} + R_0)$ , где  $S_{ов} = l_2 \sin \gamma_0$ ,  $R_0 = \frac{d_b}{2} + \frac{d_\phi - d_b}{4} + l_{пр}$ , здесь  $l_{пр}$  - длина пружины растяжения в свободном состоянии (см. рис. 1 б).

Жесткость пружины, для возврата грузиков в исходную позицию вычисляем по выражению

$$c = \frac{\pi l_{cp}^2 \delta g}{z l_2 (\sin \gamma_0 - \sin \gamma_{пр})} \operatorname{tg} \gamma_0, \text{ где } g - \text{ускорение свободного падения.}$$

Введено понятие характеристическое число  $mz$  и для его определения получено выражение

$$mz = \frac{32 \left( I_n \frac{\omega_B}{t_p} + T_p \right) \operatorname{tg} \gamma_0}{f \omega_B^2 k (4l_2 \sin \gamma_0 + k)}, \text{ где } k = d_B + d_\phi + 4l_{\text{пр}}. \text{ Задавшись числом } z \text{ можно определить массу и наоборот.}$$

Средняя длина муфты определяется из выражения  $B_{\text{ср}} \approx 2[S_{\text{ор}} + (1,5..2)\delta]$ .