



УДК 621.838.222

М.П. Шишкарев
ФГБОУ ВО «Донской государственный
технический университет» (ДГТУ)
г. Ростов-на-Дону, Россия
E-mail: shishkarev_m_p@mail.ru
Дата поступления 06.04.2021

СИНТЕЗ АДАПТИВНОЙ ФРИКЦИОННОЙ МУФТЫ С ПОЛОЖИТЕЛЬНО-ОТРИЦАТЕЛЬНОЙ ОБРАТНОЙ СВЯЗЬЮ

Аннотация

Показано, что применение в адаптивной фрикционной муфте положительно-отрицательной обратной связи, функционирующей в режиме разделения работы ее компонент по времени, позволяет значительно повысить номинальную нагрузочную способность при настройке муфты по минимальному коэффициенту трения. Адаптивная фрикционная муфта с положительно-отрицательной обратной связью обладает более высокой, по сравнению с муфтой-аналогом, точностью срабатывания, при этом предпочтительным является вариант, когда максимальное значение вращающего момента соответствует максимальному значению коэффициента трения.

Ключевые слова: адаптивная фрикционная муфта, положительно-отрицательная обратная связь, синтез, номинальная нагрузочная способность, точность срабатывания, коэффициент трения.

Введение

Состояние вопроса. Положительная обратная связь пока не находит широкого применения в конструкциях адаптивных фрикционных муфт (АФМ) вследствие технической сложности при ее реализации [1, 2]. Отрицательная одноконтурная обратная связь на данном этапе развития и совершенствования АФМ не позволяет существенно повысить точность срабатывания, кроме того, ее действие сопровождается снижением номинальной нагрузочной способности [3].

Задача исследования заключается в разработке конструкции АФМ с положительно-отрицательной обратной связью, обладающей повышенной номинальной нагрузочной способностью и точностью срабатывания.

Основная часть

Рассмотрим принципиальную схему АФМ со смешанной – положительно-отрицательной обратной связью (рисунок 1, а). Полумуфты 1 и 2 связаны между собой

фрикционной группой, состоящей из дисков трения 3 и 4. Диски 3 связаны с барабаном полумуфты 2, диски 4 – со ступицей нажимного диска 5, который установлен на втулке 6 и связан с ней в окружном направлении при помощи шпонки 7. Слева (по рисунку 1, а) фрикционная группа и втулка 6 опираются на упорный диск 8 с помощью упорных подшипников.

Нажимное управляющее устройство (УУ положительной обратной связи) состоит из тел качения 9, которые размещены в гнездах со скошенными боковыми стенками, выполненных в нажимном диске 5 и опорном диске 10, связанном со ступицей полумуфты 1 при помощи направляющей шпонки 11 (рис. 1, б). Опорный диск поджат пружиной 12 в направлении нажимного диска 5.

Отжимное УУ (УУ отрицательной обратной связи) состоит из тел качения 13, размещенных с зазором в гнездах со скошенными боковыми стенками, выполненных во втулке 6 и опорном диске 10 (рисунок 1, в).

Настройка АФМ, т. е. регулирование значения силы натяжения пружины 12, осуществляется таким образом, что при настроечном (номинальном) значении вращающего момента муфты дополнительная осевая деформация пружины (под действием распорной силы на тела качения 9 во время работы) отсутствовала. Поскольку настройка АФМ производится с учетом минимального значения коэффициента трения f_{\min} , значение номинального (настроечного) вращающего момента муфты равно

$$T_n = z(F_n + F_{\text{тр}})R_{\text{ср}}f_{\min}, \quad (1)$$

где z – число пар трения фрикционной группы; F_n – сила натяжения пружины 12; $F_{\text{тр}}$ – сила трения между опорным диском 10 и направляющей шпонкой 11; $R_{\text{ср}}$ – средний радиус поверхностей трения фрикционных пар.

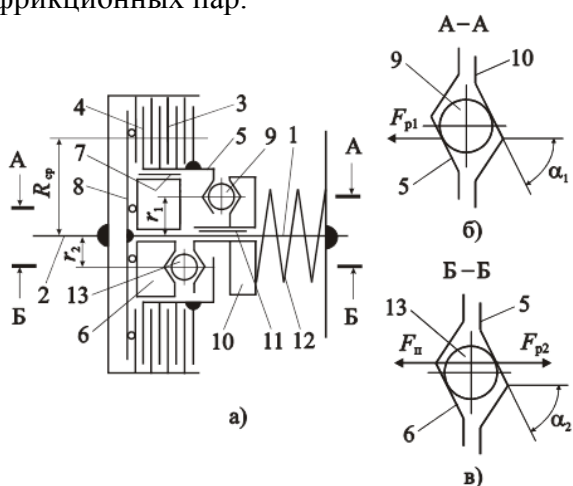


Рисунок 1. Принципиальная схема АФМ с положительно-отрицательной обратной связью

Поставим дополнительное условие, которое заключается в том, что значение распорной силы F_{p1} между телами качения 9 и нажимным диском 5 при передаче муфтой вращающего момента T_n равно значению силы натяжения F_n пружины 12 и силы трения $F_{\text{тр}}$ между опорным диском 10 и направляющей шпонкой 11.

На основании поставленного условия запишем:

$$F_{p1} = F_n + F_{\text{тр}}. \quad (2)$$

Значение распорной силы F_{p1} вычисляется по следующей формуле:

$$F_{p1} = (T_n/r_1) \operatorname{tg} \alpha_1, \quad (3)$$

где α_1 – угол скоса боковой стенки гнезда под тело качения 9; r_1 – радиус окружности, на которой расположены тела качения 9.

Значение силы трения $F_{\text{тр}}$ определяется по следующей формуле [4]:

$$F_{\text{тр}} = (2T_n/d) f_1, \quad (4)$$

где f_1 – коэффициент трения между опорным диском 9 и направляющей шпонкой 11; d – диаметр посадочной поверхности ступицы полумуфты 1.

Подставляя правую часть формулы (4) в равенство (1) и решая составленное уравнение относительно неизвестного T_n , получаем [5, 6]

$$T_{\min} = T_n = zF_n R_{\text{ср}} \frac{f_{\min}}{1 - 2zR_{\text{ср}}f_{\min}f_1/d}. \quad (5)$$

Используя формулы (3), (4) и (5) в равенстве (2), получаем:

$$C_1 = 1/(zf_{\min}). \quad (6)$$

В формуле (6) параметр C_1 представляет собой коэффициент усиления (КУ) положительной обратной связи:

$$C_1 = (R_{\text{ср}}/r_1) \operatorname{tg} \alpha_1.$$

При увеличении коэффициента трения и наступлении перегрузки возрастает распорная сила F_{p1} , в результате чего нарушается осевое равновесие опорного диска 10 и происходит поворот нажимного диска 5 и втулки 6 относительно полумуфты 1 [7]. После того как будут выбраны зазоры между телами качения 13 и боковыми стенками соответствующих гнезд (это достигается благодаря тому, что тела качения 9 и 13 расположены на окружностях с различными радиусами), на телах качения 13 возникает распорная сила F_{p2} , которая стремится отжать вправо (по рис. 1, а) опорный диск 10, уменьшая при этом силу действия пружины 12 на фрикционную группу.

Движение опорного диска 10 при этом прекращается, и значение вращающего момента, который будет передавать

муфта, вычисляется по следующей формуле:

$$T_i = zR_{cp}f_i(F_n + cx - F_{pi}), \quad (7)$$

где f_i – текущее значение коэффициента трения; c – осевая жесткость пружины 12; x – дополнительная осадка пружины 12 под действием нажимного устройства положительной обратной связи; F_{pi} – текущая распорная сила отжимного УУ.

Заменяя хордой дугу окружного зазора между телами качения 13 и боковыми стенками гнезд (это вполне допустимо при небольших значениях зазора), находим значение окружного перемещения нажимного диска 5 в точке его контакта с телом качения 9:

$$t = (r_1/r_2)y,$$

и соответствующее ему осевое перемещение опорного диска 10:

$$x = \frac{r_1 y}{r_2 \operatorname{tg} \alpha_1} \left(1 + \frac{r_1 \operatorname{tg} \alpha_2}{r_2 \operatorname{tg} \alpha_1} \right),$$

где y – удвоенное значение окружного зазора между телом качения 13 и боковой стенкой гнезда; r_2 – радиус окружности, на которой расположены тела качения 13.

В последней формуле учтено увеличение окружного зазора между телом качения 13 и боковой стенкой гнезда в результате осевого перемещения опорного диска 10.

Таким образом, значение дополнительной осадки пружины 12 прямо пропорционально значению зазора y , и увеличение силы натяжения пружины, равное cx , зависит от упомянутого зазора.

Значение распорной силы F_{pi} определяется по следующей формуле:

$$F_{pi} = (T_i/r_2) \operatorname{tg} \alpha_2, \quad (8)$$

где α_2 – угол скоса гнезда под тело качения 13.

Подставляя правую часть формулы (8) в равенство (7), после решения составленного уравнения находим:

$$T_i = z(F_n + cx)R_{cp} \left[f_i / (1 + zC_2 f_i / 2) \right], \quad (9)$$

где C_2 – КУ отрицательной обратной связи:

$$C_2 = (R_{cp}/r_2) \operatorname{tg} \alpha_2.$$

В формуле (9) учтено обстоятельство, что при одновременном действии каждое

из УУ передает половину общей нагрузки АФМ [8, 9].

Необходимо отметить, что формула (9) справедлива при значениях коэффициента трения, удовлетворяющих условию $f_i \geq f_k$ (где f_k – критическое значение коэффициента трения, при котором начинает функционировать УУ отрицательной обратной связи). При значении коэффициента трения $f_i = f_k$ АФМ перед началом функционирования УУ отрицательной обратной связи передает вращающий момент, значение которого зависит только от действия УУ положительной обратной связи, т. е.

$$T_{k1} = z(F_n + cx + F_{tp})R_{cp}f_k,$$

что с учетом формулы (4) позволяет записать следующее соотношение:

$$T_{k1} = z(F_n + cx)R_{cp} \left[f_k / (1 - 2zR_{cp}f_1 f_k / d) \right]. \quad (10)$$

После начала функционирования УУ отрицательной обратной связи, вращающий момент муфты уменьшается до значения, определяемого по следующему соотношению:

$$T_{k2} = z(F_n + cx)R_{cp} \left[f_k / (1 + zC_2 f_k / 2) \right]. \quad (11)$$

Указанное уменьшение значения вращающего момента АФМ отражено прямой ВС на рис. 2. Кривая АВ на этом рисунке характерна для периода функционирования УУ положительной обратной связи.

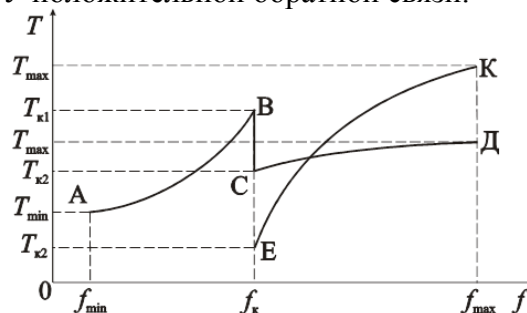


Рисунок 2. Схемы нагрузочных характеристик АФМ с положительно-отрицательной обратной связью

Для значений коэффициента трения $f_i > f_k$ нагрузочная характеристика муфты отражается кривой СД, причем, в зависимости от значения КУ C_2 , значение вращающего момента T_{max} (см. рисунок 2) может быть больше или меньше вращающего момента T_{k1} , а значение вращающего момента

$T_{к2}$ – больше или меньше значения вращающего момента T_{\min} .

Кривая КЕ на рисунке 2 показывает вариант нагрузочной характеристики АФМ при работе с отрицательной обратной связью и увеличенным значением КУ по сравнению с КУ, соответствующим кривой СД.

Предположим, что муфта будет обладать наибольшей точностью срабатывания в том случае, когда выполняются следующие условия [10, 11]:

$$T_{\min} \leq T_{к2}, \quad (12)$$

$$T_{\max} \leq T_{к1}. \quad (13)$$

Условие (12) обуславливает первое ограничение значения КУ C_2 в виде

$$C_2' \leq \frac{2[(F_{\pi} + cx)(1 - 2zR_{cp}f_{\min}f_1/r)f_k - F_{\pi}f_{\min}]}{zf_k f_{\max}}. \quad (14)$$

Второе ограничение значения КУ C_2 найдем из условия (13) в следующем виде:

$$C_2'' \geq \frac{2(f_{\max} - f_k - 2zR_{cp}f_1f_kf_{\min}/d)}{zf_k f_{\max}}. \quad (15)$$

Решая уравнение $C_1' = C_2''$ с учетом правых частей соотношений (14) и (15), находим формулу для определения значения коэффициента трения f_k , удовлетворяющего условиям (12) и (13):

$$f_k = \frac{2F_{\pi}f_{\min}f_{\max}}{(F_{\pi} + cx)f_{\max} + F_{\pi}f_{\min}}. \quad (16)$$

Необходимо отметить, что формула (16) устанавливает лишь минимальное значение коэффициента трения f_k . При более высоких значениях коэффициента трения f_k условия (12) и (13) также удовлетворяются.

Значение коэффициента точности АФМ в данном случае определяется по формуле:

$$K_{\tau} = \frac{T_{\max}}{T_{\min}} = \frac{2(F_{\pi} + cx)f_{\max}^2}{2F_{\pi}f_{\min}f_{\max} + (f_{\max} - f_{\min})[(F_{\pi} + cx)f_{\max} + F_{\pi}f_{\min}]}. \quad (21)$$

Анализ формулы (21) показывает, что значение коэффициента точности K_{τ} , с учетом соотношений (16) и (20), не зависит от силы натяжения F_{π} пружины. Влияние значения параметра z на точность срабатывания АФМ аналитически (по формуле (21)) оценить сложно, так как, кроме непосредственного влияния, указанный пара-

метрический параметр z может быть найден на основе следующих рассуждений. При функционировании УУ положительной обратной связи формулу для определения значения вращающего момента запишем в виде

$$T_i = zR_{cp}f_i(F_{\pi} + F_{pi}'), \quad (17)$$

где F_{pi}' – распорная сила, создаваемая нажимным УУ:

$$F_{pi}' = (T_i/r_1) \operatorname{tg} \alpha_1.$$

Подставляя правую часть последнего выражения в формулу (17), после решения составленного уравнения получаем:

$$T_i = zF_{\pi}R_{cp} \left(f_i / (1 - zC_1f_i) \right), \quad (18)$$

при условии $f_i \leq f_k$.

Из уравнения $T_i = T_{к1}$ (при $f_i = f_k$) с учетом формул (10) и (18) находим:

$$x = zF_{\pi}C_1 \left[f_k / ((1 - zC_1f_k)C) \right]. \quad (19)$$

В формуле (19) член f_k содержит параметр x , поэтому после подстановки в эту формулу правой части соотношения (16) и решения квадратного уравнения относительно неизвестного члена x получаем:

$$x = F_{\pi} \left(\sqrt{A + B + D} - \sqrt{A} \right) / (2C_1f_{\max}), \quad (20)$$

где

$$A = [f_{\max}(1 - 2zC_1f_{\min}) + f_{\min}]^2,$$

$$B = f_{\min}^2 + 2f_{\min}f_{\max}(1 - 2zC_1f_{\min}),$$

$$D = f_{\max}^2(1 + 2zC_1f_{\min})^2.$$

Значение окружного зазора определяется по формуле

$$y = xr_2 \operatorname{tg} \alpha_1 / (r_1 [1 + r_1 \operatorname{tg} \alpha_2 / (r_2 \operatorname{tg} \alpha_1)]),$$

в которой значение параметра x вычисляется по соотношению (20).

метр влияет на значение коэффициента точности K_{τ} опосредованно, через параметры C_1 , C_2 и x . В связи с этим, исследуем упомянутое влияние с помощью графического способа.

На рисунке 3 показан график зависимости (21) (кривая 1). Здесь же приведен график зависимости (20) (кривая 2). Графики построены по следующим исходным

данным: $f_{\min}=0,1$, $f_{\max}=0,8$, $c=25$ Н/мм, $F_n=100$ Н (при построении кривой 2). Значение КУ C_1 являлось переменной и вычислялась по формуле (6) при $z=2; 4; 6; 8; 10$.

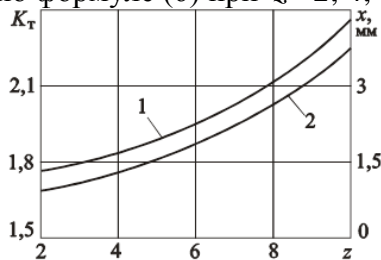


Рисунок 3. Зависимости коэффициента точности АФМ и осевого перемещения опорного диска 10 от числа пар трения

Анализ графиков показывает следующее:

- точность срабатывания АФМ уменьшается при увеличении числа пар трения фрикционной группы, что объясняется увеличением КУ C_1 и силы натяжения пружины под воздействием УУ положительной обратной связи [12, 13];

- дополнительная осадка пружины под воздействием УУ положительной обратной связи увеличивается по мере роста числа пар трения, что объясняется увеличением вращающего момента, передаваемого УУ, и распорной силы [14, 15];

- при принятых условиях (12) и (13) точность срабатывания АФМ ограничена и относительно невелика.

Относительно низкая точность срабатывания АФМ при принятых условиях объясняется действием в определенный период времени положительной обратной связи (рис. 2, участок АВ), что не позволяет использовать ее для эффективной защиты приводов машин от перегрузок.

В связи с этим исследуем вариант АФМ, у которой не выполняется условие (13), т. е.

$$T_{\max} > T_{к1}. \quad (22)$$

В данном случае значение КУ C_2 , удовлетворяющее неравенству (22), определяется по соотношению, представляющему собой обратное неравенство (15), т. е.

$$C_2 < \frac{2(f_{\max} - f_k - 2zR_{cp}f_1f_kf_{\min}/d)}{zf_kf_{\max}}.$$

По-прежнему должно удовлетворяться условие (14), которое в этом случае будет общим при определении значения КУ C_2 . Формула (16) для определения критического значения коэффициента трения в данном случае не применима, и значение коэффициента трения f_k может назначаться произвольно. При этом значение коэффициента трения f_k будет зависеть от окружного зазора u и значения вращающего момента, передаваемого муфтой, т. е., в сущности, от параметров z , F_n и R_{cp} .

Вопрос о выборе значения коэффициента трения f_k должен решаться на основе анализа его влияния на точность срабатывания АФМ. В рассматриваемом случае значение коэффициента точности определяется по формуле:

$$K_t = T_{\max}/T_{\min} = \frac{(F_n + cx)f_{\max}(1 - 2zR_{cp}f_{\min}f_1/d)}{F_n f_{\min}(1 + zC_2 f_{\max}/2)}. \quad (23)$$

График функции (23) показан на рис. 4. График построен по тем же исходным данным, что и кривая 1 на рисунке 3, значение КУ C_2 определялось по соотношению (14) (в форме равенства). Число пар трения, принятое при построении графика на рисунке 4, принято $z=10$.

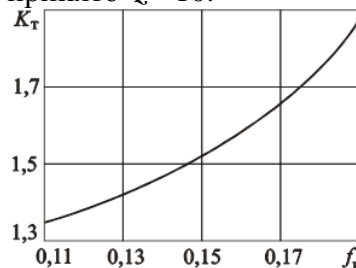


Рисунок 4. Зависимость коэффициента точности АФМ от критического коэффициента трения

Зависимость значения дополнительной осадки пружины x от значения коэффициента трения f_k в данном случае можно найти на основе следующих рассуждений. Допустим, что вращающий момент АФМ равен $T_n = T_{\min}$ при $f = f_{\min}$. При увеличении коэффициента трения до значения, равного f_k , дополнительная осадка пружины отсутствует, если перегрузка в кинематической цепи привода отсутствует.

При возникновении перегрузки в начальный период времени величина вращающего момента АФМ равна

$$T = zR_{cp}f_k(F_n + F_{тр}),$$

а величина распорной силы:

$$F_p = zC_1f_k(F_n + F_{тр}).$$

Под действием данной распорной силы происходит дополнительная осевая деформации пружины, на основании чего запишем:

$$zC_1f_k(F_n + F_{тр}) = F_n + cx + F_{тр}. \quad (24)$$

Необходимо отметить, что после дополнительной осевой деформации пружины вращающий момент АФМ возрастает до величины, равной $T_{к1}$ (см. формулу (10)), однако в результате этого дальнейшая осевая деформация пружины будет отсутствовать, т. к. начинает функционировать УУ отрицательной обратной связи и значение вращающего момента муфты уменьшается (рисунок 2, точка С нагрузочной характеристики).

Принимая во внимание, что в рассматриваемом случае значение коэффициента трения f_k незначительно отличается от значения f_{min} , будем считать, что величина силы трения $F_{тр}$ мала, и ею можно пренебречь без существенного ущерба для точности вычислений. На основании этого из равенства (24) находим

$$x = F_n(zC_1f_k - 1)/C,$$

или, с учетом формулы (5):

$$x = F_n(f_k / f_{min} - 1)/C. \quad (25)$$

При построении графика на рис. 4 значение x определялось по формуле (25). С учетом формулы (25) соотношение (23) запишем в следующем виде:

$$K_T = \frac{f_{max}f_k(1 - 2zR_{cp}f_{min}f_1/d)}{f_{min}^2(1 + zC_2f_{max}/2)}.$$

Анализ графика на рис. 4 показывает, что точность срабатывания АФМ уменьшается при увеличении коэффициента трения f_k . В целом муфта обладает более высокой точностью срабатывания, чем ее вариант при выполнении условий (12) и (13).

Обсуждение и результаты. Применение в АФМ положительно-отрицательной обратной связи, функционирующей в

режиме разделения работы ее компонент по времени, позволяет значительно повысить номинальную нагрузочную способность и точность срабатывания.

Указанный положительный эффект достигается только в том случае, если максимальная величина вращающего момента соответствует максимальному значению коэффициента трения, используется интервал значений коэффициента трения, внутри которого функционирует положительная обратная связь, и оптимальная величина КУ отрицательной обратной связи.

Результаты исследования могут быть использованы при расчетах и проектировании АФМ с положительно-отрицательной обратной связью, компоненты обратной связи которой работают в режиме разделения по времени.

Выводы

1. Применение в АФМ положительно-отрицательной обратной связи, функционирующей в режиме разделения работы ее компонент по времени, позволяет значительно повысить номинальную нагрузочную способность при настройке муфты по минимальному коэффициенту трения.

2. АФМ с положительно-отрицательной обратной связью обладает более высокой, по сравнению с муфтой-аналогом, точностью срабатывания, при этом предпочтительным является вариант, когда максимальное значение вращающего момента соответствует максимальному значению коэффициента трения.

3. Для повышения точности срабатывания АФМ с положительно-отрицательной обратной связью следует уменьшать интервал значений коэффициента трения, внутри которого функционирует положительная обратная связь.

4. Существует оптимальное значение КУ отрицательной обратной связи, при котором достигается наибольшая точность срабатывания АФМ с положительно-отрицательной обратной связью.

Библиографический список

1. Шишкарёв М.П. Уровень перегрузки при срабатывании адаптивных фрикционных муфт // Вестн. машиностроения.

- 2006. – № 2. – С. 13–15.
2. Шишкарев М.П., Гавриленко М.Д. Определение величины коэффициента усиления адаптивных фрикционных муфт с положительной обратной связью // Известия ОрелГТУ, серия «Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии», 2011. – № 6 – 3 (290), ноябрь-декабрь. – С. 123–127.
 3. Дьяченко С.К., Киркач Н.Ф. Предохранительные муфты. – Киев: Гостехиздат УССР, 1962. – 122 с.
 4. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1974. – 352 с.
 5. Шишкарев М.П. Анализ способов настройки предохранительных фрикционных муфт // Вестник машиностроения. – 2009. – № 8. – С. 29–32.
 6. Тепинкичиев В.К. Предохранительные устройства от перегрузки станков. – М.: Машиностроение, 1968. – 110 с.
 7. Шишкарев М.П., Чан Ван Дык. Исследование вариантов адаптивных фрикционных муфт второго поколения // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – № 9. – С. 42–45.
 8. Запорожченко Р.М. О характеристиках предохранительных фрикционных муфт повышенной точности срабатывания // Изв. вузов. Машиностроение. – 1971. – № 1. – С. 48–52.
 9. Шишкарев М.П. Исследование режима перегрузки АФМ второго поколения (базовый вариант) // Материалы 8-й междунар. науч.-практ. конф. «Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения» 3–6 марта 2015 г., Ростов н/Д, 2015. – С. 182–185.
 10. Есипенко Я.И., Паламаренко А.З., Афанасьев М.К. Муфты повышенной точности ограничения нагрузки. – Киев: Техніка, 1972. – 168 с.
 11. Запорожченко Р.М. К вопросу об эффективности фрикционных предохранительных муфт с точки зрения снижения веса приводов // Вестн. Харьк. политех. ин-та. – 1971. – Вып. I.XIV, № 58. – С. 16–19.
 12. Жуков К.П., Гуревич Ю.Е. Проектирование деталей и узлов машин. – М.: Изд-во «Станкин», 1999. – 615 с.
 13. Добровольский В.А. и др. Детали машин. Учеб. для машиностроит. вузов. 7-е изд. / В.А. Добровольский, К.И. Заблонский, С.Л. Мак, А.С. Радчик, Л.Б. Эрлих. – М.: Машиностроение, 1972. – 503 с.
 14. Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. – Л.: Политехника, 1991. – 384 с.
 15. Петриченко В.А. Разработка и исследование фрикционных муфт повышенной точности ограничения нагрузки: Автореф. дис....канд. техн. наук: – Киев, 1982. – 19 с.

Information about the paper in English

M.P. Shishkarev
Don State Technical University
Rostov-on-Don, Russia
E-mail: shishkarev_m_p@mail.ru
Received 06.04.2021

SYNTHESIS OF AN ADAPTIVE FRICTION COUPLING AND A POSITIVE-NEGATIVE FEEDBACK COUPLING

Abstract

It is shown that a positive-negative feedback coupling, functioning in a mode of dividing of its components in time, applied in an adaptive friction coupling, considerably increases nominal load capacity, when adjusting the coupling according to the minimum friction coefficient. The adaptive friction coupling with the positive-negative feedback coupling shows higher accuracy of actuation as compared to a similar coupling; however, a preferable option is when the maximum value of rotating torque corresponds to the maximum friction coefficient.

Keywords: adaptive friction coupling, positive-negative feedback coupling, synthesis, nominal load capacity, accuracy of actuation, friction coefficient.
