



УДК 621.838.222

М.П. Шишкарёв
ФГБОУ ВО «Донской государственный
технический университет» (ДГТУ)
г. Ростов-на-Дону, Россия
E-mail: shishkarevm@mail.ru
Дата поступления: 02.10.2017

ПРИМЕНЕНИЕ ПРИНЦИПА КОСВЕННОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ В АДАПТИВНОЙ ФРИКЦИОННОЙ МУФТЕ

Аннотация

Предложен принцип косвенного регулирования в адаптивной фрикционной муфте с основной и дополнительной фрикционными группами. Управление элементами устройства отрицательной обратной связи осуществляется только за счет вращающего момента дополнительной фрикционной группы. Установлены возможные формы нагрузочной характеристики муфты, показано, что при форме нагрузочной характеристики в виде кривой, имеющей точку максимума внутри интервала значений коэффициента трения и при равенстве друг другу величин вращающих моментов, соответствующих граничным значениям коэффициента трения, муфта обладает наибольшей точностью срабатывания.

Ключевые слова: адаптивная фрикционная муфта, косвенное регулирование, точность срабатывания, нагрузочная характеристика, коэффициент трения, фрикционная группа.

Введение

Предохранительные муфты, в том числе фрикционного типа, находят широкое применение в металлургическом оборудовании, в частности, в прокатных клетях и машинах прокатных станов. Решение задачи надежной защиты от перегрузок деталей и узлов оборудования является важным условием его высокой производительности и качества выпускаемой продукции.

Все адаптивные фрикционные муфты (АФМ) типа муфты инж. Н.Д. Вернера имеют одинаковую схему управляющего устройства (УУ) обратной связи и принцип автоматического регулирования величины распорной (отжимной) силы. Схема УУ основана на реализации отрицательной обратной связи, а принцип автоматического регулирования заключается в том, что величина вращающего момента, который поступает на элементы УУ, равна или кратна величине вращающего момента, передаваемого АФМ [1, 2].

Следовательно, не только величина вращающего момента, воспринимаемого элементами УУ, равна или кратна величине вращающего момента АФМ, но и изменяется по одинаковому с ним закону. Это

ограничивает точность срабатывания АФМ.

Для повышения точности срабатывания созданы АФМ с комбинированной обратной связью, в которых имеется фрикционная группа, не охваченная отрицательной обратной связью. Таким образом, оказывая влияние на характер изменения величины момента сил трения, воспринимаемого УУ, данное нововведение позволяет приблизить реальную зависимость величины распорной силы от значения коэффициента трения к аналогичной зависимости так называемой «идеальной» АФМ, коэффициент точности которой равен единице. Тем самым, появляется возможность повышения точности срабатывания муфты [3].

Однако возможности повышения точности срабатывания АФМ в последнем случае ограничены из-за влияния на формирование величины распорной силы фрикционной группы, охваченной отрицательной обратной связью.

Следовательно, можно предположить, что разделение фрикционных групп на группу, с помощью которой возбуждается отрицательная обратная связь, охватывающая вторую фрикционную группу, мо-

жет привести к возникновению положительного эффекта в виде повышения точности срабатывания АФМ.

Задачей исследования в данной работе является разработка и исследование принципиальной схемы АФМ с косвенным (удаленным) управлением основной фрикционной группой (ОФГ) при помощи дополнительной фрикционной группы (ДФГ).

Основная часть

Обратимся к принципиальной схеме объекта исследования – АФМ с косвенным регулированием, изображенной на рис. 1. Две соосные одна другой полумуфты 1 и 2

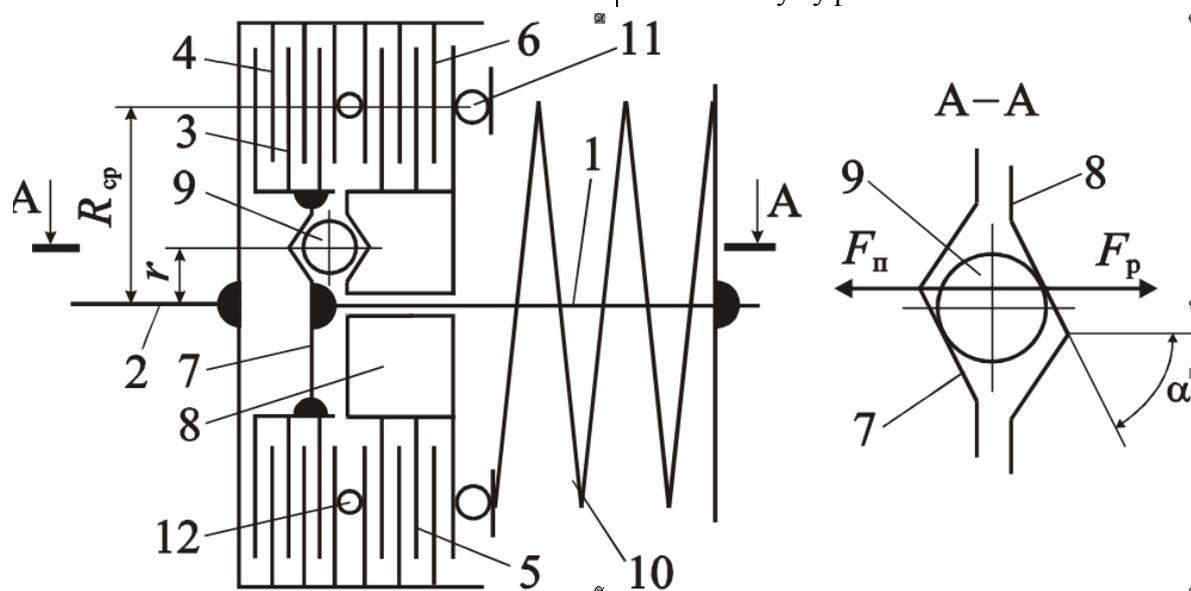


Рисунок 1. Принципиальная схема АФМ с косвенным регулированием

УУ муфты выполнено в виде тел качения 9, которые размещены в гнездах со скошенными стенками, расположенных на оппозитных торцевых поверхностях упорного диска 7 и нажимного диска 8 (см. рис. 1, сечение А-А).

Силовое замыкание дисков трения ОФГ и ДФГ осуществляется при помощи пружины 10, поставленной в муфту с предварительным натяжением. Усилие пружины передается через упорный подшипник 11, а на диски трения ОФГ – через упорный подшипник 12.

Конструктивно-компоновочная схема фрикционных групп и связь их с нажимным диском 8 показывает, что диски трения

связаны между собой двумя фрикционными группами:

- ОФГ, состоящей из дисков трения 3 и 4;
- ДФГ, включающей диски трения 5 и 6.

Диски 3 связаны в окружном направлении со ступицей упорного диска 7, жестко закрепленного на ступице полумуфты 1. Диски 4 связаны аналогичным способом с барабаном полумуфты 2.

Диски 5 связаны в окружном направлении со ступицей нажимного диска 8, который лишен кинематической связи со ступицей полумуфты 1 в окружном направлении, за исключением малозначимого трения между ними. Диски 6 связаны с барабаном полумуфты 2.

ОФГ не имеют кинематической связи с нажимным диском, несмотря на то, что, как и у прототипа, охвачены отрицательной обратной связью.

Передача вращающего момента между полумуфтами 1 и 2 осуществляется при помощи обеих фрикционных групп одновременно, на основании чего запишем:

$$T_{\Pi} = T_1 + T_2, \quad (1)$$

где T_{Π} – полный вращающий момент АФМ; T_1 – вращающий момент, передаваемый дисками трения ОФГ; T_2 – вращающий момент, передаваемый дисками трения ДФГ.

В процессе работы АФМ на диски трения ОФГ действует распорная сила F_p

(см. рисунок 1, сечение А-А), поэтому формула для вычисления величины вращающего момента T_1 имеет вид:

$$T_1 = zR_{cp}f(F_n - F_p), \quad (2)$$

где z – число пар трения ОФГ; R_{cp} – средний радиус поверхностей трения ОФГ; f – текущее значение коэффициента трения; F_n – сила натяжения замыкающей пружины 10; F_p – см. выше.

Соответственно для величины вращающего момента T_2 запишем:

$$T_2 = F_n R_{cp} f. \quad (3)$$

Все обозначения в формуле (3) соответствуют обозначениям, принятым в формуле (2).

Формула (3) записана для случая, когда число пар трения ДФГ равно единице, что, согласно данным работ [3, 4], соответствует максимальной точности срабатывания АФМ.

При выводе формулы (3) учитывалось, что на пару трения ДФГ распорная сила F_p не действует.

Также принято, что величины средних радиусов поверхностей трения ОФГ и ДФГ одинаковые.

Распорная сила УУ отрицательной обратной связи возникает за счет вращающего момента, который передает пара трения ДФГ. В связи с тем, что пара трения ДФГ не охвачена отрицательной обратной связью, величина распорной силы зависит линейно от величины коэффициента трения. В этом заключается основное отличие рассматриваемого варианта АФМ от базового варианта АФМ второго поколения.

На основании изложенного запишем соотношение для распорной силы:

$$F_p = \frac{T_2}{r} \operatorname{tg} \alpha, \quad (4)$$

где α – угол скоса боковой стенки гнезда под тело качения 9 (см. рис. 1, сечение А-А); r – радиус окружности, на которой расположены тела качения (см. рис. 1).

Подставим правую часть формулы (3) в соотношение (4), в результате чего получим:

$$F_p = F_n C f, \quad (5)$$

где C – коэффициент усиления (КУ)

отрицательной обратной связи, вычисляемый по формуле:

$$C = \frac{R_{cp}}{r} \operatorname{tg} \alpha. \quad (6)$$

С учетом выражения (5) соотношение (2) принимает следующий вид:

$$T_1 = zF_n R_{cp} f (1 - C f). \quad (7)$$

Используя правые части соотношений (3) и (7) в равенстве (1), получим:

$$T_n = F_n R_{cp} f [1 + z(1 - C f)]. \quad (8)$$

Выражение (8) указывает на нелинейный характер нагрузочной характеристики исследуемой АФМ.

Принцип работы исследуемой АФМ не отличается от принципа работы базового варианта АФМ, поэтому возможен случай, когда величина вращающего момента ОФГ обращается в ноль. Это произойдет, если в соотношении (7) принять:

$$C = \frac{1}{f}.$$

Для того чтобы отрицательная обратная связь действовала на пары трения ОФГ во всем интервале значений коэффициента трения $f_{\min} \dots f_{\max}$ (где f_{\min} и f_{\max} – соответственно минимальный и максимальный коэффициенты трения), необходимо выполнение следующего условия:

$$C \leq \frac{1}{f_{\max}}. \quad (9)$$

Исследуем характер функции (8). Данная функция имеет максимум в той точке, в которой первая производная ее равна нулю:

$$T_n'(f) = z + 1 - 2zCf_k = 0. \quad (10)$$

Корень уравнения (10)

$$f_k = \frac{z + 1}{2zC} \quad (11)$$

соответствует точке, в которой функция (8) имеет максимум.

С учетом соотношения (9) (в форме равенства) величина коэффициента трения f_k составляет, на основе соотношения (11):

$$f_k = \frac{(z + 1)f_{\max}}{2z}. \quad (12)$$

Из соотношения (12) следует, что

$$f_k < f_{\max}, \quad (13)$$

кроме случая, когда $z = 1$. В последнем случае имеем:

$$f_k = f_{\max}.$$

Неравенство (13) показывает, что функция (8) может иметь максимум, соответствующий значению коэффициента трения, которое принадлежит интервалу $f_{\min} \dots f_{\max}$.

Впрочем, справедливость неравенства

$$f_k > f_{\min} \quad (14)$$

пока не установлена и требует более строгого доказательства.

Используя соотношение (12), запишем неравенство (14) в следующем виде:

$$\frac{(z+1)f_{\max}}{2z} > f_{\min}. \quad (15)$$

Введем коэффициент относительной ширины интервала $f_{\min} \dots f_{\max}$ в виде

$$m = \frac{f_{\max}}{f_{\min}},$$

после чего неравенство (15) запишем как

$$\frac{(z+1)m}{2z} > 1. \quad (16)$$

Обычно для сочетаний современных фрикционных материалов, применяемых в АФМ, принимают $m > 7$ [4].

Запишем неравенство (16) в следующем виде:

$$m > \frac{2z}{z+1}. \quad (17)$$

Неравенство (17) выполняется даже при больших значениях z . Так, при $z = 20$ будет $m > 2$, что удовлетворяет значениям коэффициента m .

Таким образом, аналитически доказана справедливость двойного неравенства

$$f_{\min} < f_k < f_{\max}, \quad (18)$$

что подтверждает возможность достижения максимума функции (8) внутри интервала значений коэффициента трения $f_{\min} \dots f_{\max}$.

В рассматриваемом случае вариант АФМ отличается от базового варианта указанной выше особенностью, которую последний не имеет.

В работах [5, 6] показано, что некоторые модификации базового варианта АФМ, обладая максимумом вращающего момента внутри интервала значений коэффициента

трения $f_{\min} \dots f_{\max}$, могут иметь равенство друг другу величин вращающих моментов при граничных значениях f_{\min} и f_{\max} . В этом случае достигается наибольшая точность срабатывания АФМ.

Поскольку выше доказана справедливость двойного неравенства (18), исследуем возможность достижения равенства друг другу величин вращающих моментов, т. е.

$$T_{п. \min} = T_{п. \max}, \quad (19)$$

где $T_{п. \min}$, $T_{п. \max}$ – величины вращающих моментов АФМ соответственно при значениях коэффициентов трения f_{\min} и f_{\max} .

Подставим в равенство (19) правую часть соотношения (8), предварительно заменив в последнем параметр f последовательно на параметры f_{\min} и f_{\max} . Решая составленное уравнение относительно неизвестного C , получаем:

$$C_k = \frac{z+1}{z(f_{\max} + f_{\min})}. \quad (20)$$

Разделив числитель и знаменатель решения (20) на f_{\min} , находим:

$$C_k = \frac{z+1}{zf_{\min}(m+1)}. \quad (21)$$

С учетом решения (21) величина коэффициента трения f_k , согласно соотношению (11), составляет:

$$f_k = \frac{(m+1)f_{\min}}{2}. \quad (22)$$

Для того чтобы найденная по соотношению (21) величина C_k удовлетворяла условию (19), она должна соответствовать следующему неравенству:

$$C_k \leq C_{п}, \quad (23)$$

где $C_{п}$ – предельное значение КУ, вычисляемое по соотношению (9).

Подставляя в неравенство (23) правые части соотношений (9) (в форме равенства) и (21), имеем:

$$z \geq m. \quad (24)$$

Таким образом, для выполнения условия (23) число пар трения ОФГ должно быть, по меньшей мере, равно относительной ширине интервала изменения значений коэффициента трения $f_{\min} \dots f_{\max}$.

Исследование точности срабатывания АФМ

Исследуем точность срабатывания рассматриваемой АФМ для двух форм нагрузочной характеристики:

– в виде кривой, монотонно возрастающей в интервале изменения значений коэффициента трения $f_{\min} \dots f_{\max}$;

– в виде кривой, имеющей точку максимума внутри интервала изменения значений коэффициента трения $f_{\min} \dots f_{\max}$, исключая его верхнее граничное значение.

1. Кривая, монотонно возрастающая в интервале изменения значений коэффициента трения $f_{\min} \dots f_{\max}$

Заменяя в соотношении (11) параметр f_k на параметр f_{\max} , получаем выражение для вычисления величины КУ, при которой может быть реализована рассматриваемая форма нагрузочной характеристики АФМ:

$$C_1 = \frac{z+1}{2zf_{\max}}. \quad (25)$$

Сопоставляя правые части соотношений (9) и (25), видим, что $C_1 < C$, что указывает на реальность получения рассматриваемой формы кривой нагрузочной характеристики.

Равенство (25) показывает, что имеется определенный запас по величине КУ, равный $\Delta C = C - C_1$.

Для рассматриваемой формы нагрузочной характеристики величина коэффициента точности АФМ вычисляется по формуле:

$$K_T = \frac{T_{п.макс}}{T_{п.мин}}. \quad (26)$$

Подставляя в соотношение (8) последовательно параметры f_{\max} и f_{\min} вместо параметра f и используя составленные соотношения в формуле (26), найдем:

$$K_T = \frac{f_{\max} [1 + z(1 - C_1 f_{\max})]}{f_{\min} [1 + z(1 - C_1 f_{\min})]}. \quad (27)$$

Для базового варианта АФМ, в которой момент сил трения ОФГ используется для создания распорной силы, аналогичное соотношение имеет вид:

где C_2 – КУ базового варианта АФМ второго поколения:

$$C_2 \leq \frac{1}{f_{\max}}.$$

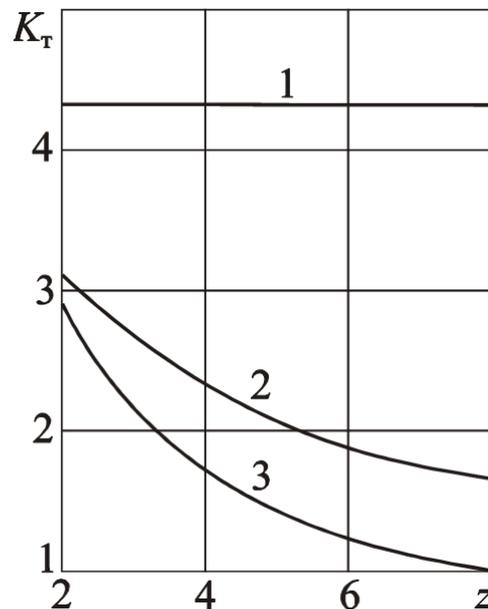


Рисунок 2. Графики зависимостей коэффициента точности АФМ от числа пар трения ОФГ для первой формы нагрузочной характеристики

Поскольку, согласно соотношению (25), величина КУ зависит от параметра z , примем этот параметр в качестве аргумента при построении соответствующих графиков. Графики изображены на рис. 2 (прямая 1 отражает функцию $K_T(z)$ согласно соотношению (27), кривая 2 – функцию $K_{T1}(z)$ по соотношению (28)). Графики построены по следующим исходным данным: $f_{\min} = 0,1$, $f_{\max} = 0,8$. При этом величина C_2 составляла 1,25.

Анализ графиков показывает следующее:

– при переменной величине C_1 величина коэффициента точности АФМ постоянная, т. е. не зависит от величины z (прямая 1);

– величина коэффициента точности базового варианта АФМ зависит от величины z и уменьшается с увеличением последней (кривая 2);

– при постоянной предельной величине C_1 коэффициент точности исследуемой АФМ уменьшается с увеличением z ,

достигая предельной точности срабатывания при $z=8$ (кривая 3);

– при всех значениях z точность срабатывания исследуемой АФМ выше, чем точность срабатывания базового варианта АФМ (кривые 2 и 3).

2. Кривая, имеющая точку максимума при значении коэффициента трения, принадлежащем интервалу $f_{\min} \dots f_{\max}$, за исключением его граничных значений

Исследуем вначале рассматриваемую кривую, особенность которой заключается в том, что величины вращающих моментов АФМ, соответствующие значениям коэффициентов трения f_{\min} и f_{\max} , равны друг другу. Значение коэффициента трения, при котором достигается максимум величины вращающего момента АФМ, и соответствующее этому значение КУ найдены выше.

Для рассматриваемого случая величина коэффициента точности АФМ должна вычисляться по любой из следующих формул:

$$K_T = \frac{T_{f_k}}{T_{п. \min}} = \frac{T_{f_k}}{T_{п. \max}}, \quad (29)$$

где T_{f_k} – максимальный вращающий момент АФМ, соответствующий коэффициенту трения f_k (см. выше).

Подставим в соотношение (8) вместо параметра f последовательно параметры f_{\min} , f_{\max} и, учитывая формулу (29), получим:

$$K_{T2} = \frac{f_k [1 + z(1 - C_k f_k)]}{f_{\max} [1 + z(1 - C_k f_{\max})]}. \quad (30)$$

Величина C_k в данном случае должна вычисляться по соотношению (21), а величина коэффициента трения f_k – по соотношению (11). Кроме того, согласно соотношению (24), должна приниматься величина z .

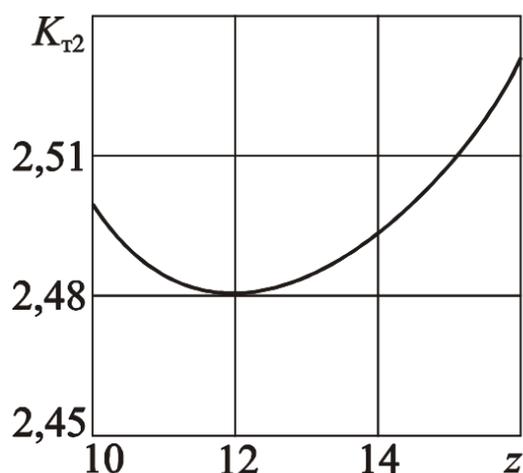


Рисунок 3. График зависимости коэффициента S точности от числа пар трения ОФГ для второй формы нагрузочной

Учитывая существующие требования к соответствующим параметрам АФМ и ограничение их значений, примем при построении графика следующие исходные данные: $f_{\max}=0,8$, $z=10; 12; 14; 16$, $m=8$.

График функции $K_{T2}(z)$, построенный по соотношению (30), показан на рис. 3. При вычислении величины C_k принято $f_{\min}=0,1$.

Анализ графика показывает следующее:

– точность срабатывания АФМ, обладающей рассматриваемой кривой нагрузочной характеристики, слабо зависит от числа пар трения ОФГ: абсолютное изменение величины K_T составляет 0,03;

– сопоставление данных графиков, изображенных на рис. 2 и на рис. 3, показывает, что точность срабатывания рассматриваемого варианта АФМ выше, чем точность срабатывания варианта АФМ с нагрузочной характеристикой в виде монотонно возрастающей кривой в интервале значений коэффициента трения $f_{\min} \dots f_{\max}$ при переменной величине КУ, которая зависит от параметра z (рис. 2, прямая 1). Кроме того, точность срабатывания рассматриваемого варианта АФМ выше, чем точность срабатывания упомянутого варианта АФМ в отдельных случаях (например, при $z=2$, кривые 2 и 3, рис. 2).

Относительно невысокая точность

срабатывания рассматриваемого варианта АФМ объясняется небольшими значениями C_k (рис. 3) при больших значениях z .

Используем аналитический способ для доказательства следующего неравенства

$$K_{r2} < K_{r1}. \quad (31)$$

При выполнении неравенства (31) рассматриваемая АФМ будет обладать более высокой точностью срабатывания по сравнению с базовым вариантом АФМ.

Используя в соотношении (30) правые части выражений (21) и (22), найдем:

$$K_{r2} = \frac{(m+1)^2}{4m}. \quad (32)$$

Преобразуем выражение (28), разделив правую часть его на f_{\min} . В результате имеем:

$$K_{r1} = \frac{m[m+(z-1)]}{(z+1)m-1}. \quad (33)$$

Подставляя правые части соотношений (32) и (33) в неравенство (31), найдем:

$$z < \frac{4m^2 - (m+1)^2}{(m-1)m}. \quad (34)$$

Неравенство (34) отражает условие, при котором точность срабатывания исследуемой АФМ выше, чем точность срабатывания базового варианта АФМ. Неравенство (34) записано для варианта нагрузочной характеристики в форме кривой, имеющей точку максимума внутри интервала значений коэффициента трения $f_{\min} \dots f_{\max}$ при условии равенства друг другу величин вращающих моментов, соответствующих граничным значениям указанного интервала (для исследуемого варианта АФМ).

Анализ неравенства (34) при значении $m=8$, обычно принимаемым в практике расчета, проектирования и эксплуатации АФМ [4], показывает, что реальными величинами являются $z \leq 2$.

Для варианта нагрузочной характеристики АФМ в виде кривой, монотонно возрастающей в интервале значений коэффициента трения $f_{\min} \dots f_{\max}$, неравенство (31), с учетом соотношений (27) и (28), а также некоторых преобразований соотношения (27), имеет следующий вид:

$$\frac{m^2}{m+z(m-1)} < \frac{m[m+(z-1)]}{(z+1)m-1}. \quad (35)$$

После математических преобразований неравенства (35) получаем:

$$m(z-1) + (z+1) > 0. \quad (36)$$

Неравенство (36) выполняется при любых значениях z ($m > 0$). Следовательно, выполняется также и неравенство (35), и исходное неравенство $K_{r2} < K_{r1}$. Это показывает, что точность срабатывания исследуемой АФМ с нагрузочной характеристикой в виде кривой, монотонно возрастающей в интервале значений коэффициента трения $f_{\min} \dots f_{\max}$, выше, чем точность срабатывания базового варианта АФМ, при одинаковых величинах параметров, включая КУ.

Исследование нагрузочной способности АФМ

Величина номинального вращающего момента АФМ является второй основной эксплуатационной характеристикой, представляющей, наряду с точностью срабатывания, основные показатели муфт [7, 8].

Оценим, в связи с этим, номинальную нагрузочную способность исследуемой АФМ в сравнении с прототипом – базовым вариантом АФМ. При сравнении будем использовать одинаковые величины параметров вариантов АФМ.

Воспользуемся для оценки номинальной нагрузочной способности, исследуемой АФМ соотношением (8). В ходе оценки исследуем последовательно обе формы кривой нагрузочной характеристики.

1. Форма кривой, монотонно возрастающей в интервале изменения значений коэффициента трения $f_{\min} \dots f_{\max}$

В данном случае максимальная величина C ограничена согласно соотношению (9), как и величина C_1 для сравниваемого варианта АФМ.

Формула для вычисления величины предельного вращающего момента базового варианта АФМ имеет следующий вид [9, 10]:

$$T_{n1} = F_n R_{cp} f \frac{z+1-C_2 f}{1+(z-1)C_2 f}. \quad (37)$$

Ограничение сверху величины C_2 отражается также соотношением (9).

Перед сопоставлением вариантов АФМ по номинальной нагрузочной способности преобразуем соотношения (8) и (37), используя для этого соотношение (9) и заменяя в соотношениях (8) и (37) параметр f на параметр f_{\min} .

Составив предполагаемое неравенство $T_n > T_{n1}$, запишем:

$$\frac{m + z(m-1)}{m} > \frac{(z+1)m-1}{m+(z-1)}. \quad (38)$$

После математических преобразований неравенства (38) имеем:

$$z[z(m+1) - (m-1)] > 0.$$

Очевидно, что при любых значениях параметров z и m последнее неравенство выполняется. Следовательно, всегда выполняется и неравенство $T_n > T_{n1}$, поэтому величина номинального вращающего момента исследуемой АФМ всегда больше, чем величина номинального вращающего момента базового варианта АФМ при одинаковых формах кривых нагрузочных характеристик.

2. Форма нагрузочной характеристики АФМ в виде кривой, имеющей точку максимума внутри интервала $f_{\min} \dots f_{\max}$ при равенстве друг другу величин вращающих моментов, соответствующих значениям коэффициента трения f_{\min} и f_{\max}

В данном случае для получения заданной формы кривой нагрузочной характеристики АФМ величина КУ должна вычисляться по соотношению (21) при условии, что она не превышает величину C_n (см. соотношение (9) в форме равенства). Это выполняется при условии (24).

Величина номинального вращающего момента базового варианта АФМ по-прежнему вычисляется по соотношению (37).

В качестве рабочей гипотезы положим, что $T_n > T_{n1}$. Подставляя в соотношение (8) вместо параметра C его представление по соотношению (21), а в соотношение (37) – вместо параметра C_2 его представление $C_2 = 1/f_{\max}$, используем математиче-

ские выражения в следующем предполагаемом неравенстве:

$$\frac{(m+1) + [z(m+1) - (z+1)]}{m+1} > \frac{m(z+1) - 1}{m+(z-1)}. \quad (39)$$

В результате математических преобразований в неравенстве (39) приходим к соответствующему неравенству:

$$zm(z-1) + (m+1) > 0,$$

которое выполняется при любых значениях параметров z и m . Следовательно, справедливо исходное неравенство $T_n > T_{n1}$, а величина номинального вращающего момента исследуемой АФМ больше, чем величина номинального вращающего момента базового варианта АФМ при одинаковых величинах параметров сравниваемых муфт, кроме параметров C и C_2 .

Обоснование полученных результатов

Исследование показало, что номинальная нагрузочная способность рассматриваемой АФМ выше как при различных формах кривых нагрузочной характеристики, так и при одинаковых формах. Учитывая, что сравнение номинальной нагрузочной способности муфт проводилось при одинаковых величинах параметров, в том числе, КУ (для одинаковых форм кривых нагрузочной характеристики), данное обстоятельство требует объяснения.

1. В базовом варианте АФМ распорная сила формируется как за счет вращающего момента пары трения ДФГ, так и части вращающего момента, который передают пары трения ОФГ, непосредственно связанные со ступицей нажимного диска, т.е.

$$F_p = F(T_1, T_2), \quad (40)$$

где T_1 – вращающий момент, передаваемый парами трения ОФГ, непосредственно связанными с нажимным диском; T_2 – вращающий момент, передаваемый парой трения ДФГ.

2. В исследуемом варианте АФМ распорная сила формируется только за счет вращающего момента, который передают пары трения ДФГ. Вращающий момент пар трения ОФГ не формирует распорную силу, поскольку эти пары трения не связаны с

нажимным диском (кинематическая связь нажимного диска с парами трения ОФГ незначительная благодаря установленному между ними упорному подшипнику качения).

Вполне естественно, что величина распорной силы в расчете на любое текущее значение коэффициента трения в последнем случае будет меньше. Следовательно, величина номинального вращающего момента будет выше.

Изложенное можно обосновать аналитически. Величина распорной силы в базовом варианте АФМ определяется по соотношению [11]:

$$F_p = \frac{T_2 + T_3}{r} \operatorname{tg} \alpha, \quad (41)$$

где T_2 – вращающий момент, который передают пары трения ДФГ; T_3 – вращающий момент, передаваемый парами трения ОФГ, которые кинематически связаны с нажимным диском.

Величина вращающего момента T_2 вычисляется по следующей формуле:

$$T_2 = F_n R_{cp} f. \quad (42)$$

Формула (42) записана для одной пары трения ДФГ. Это обусловлено необходимостью достижения максимальной точности срабатывания АФМ [7].

Величина вращающего момента T_3 равна:

$$T_3 = (z - 1) R_{cp} f (F_n - F_{p1}). \quad (43)$$

Обозначения параметров, входящих в формулу (43), приведены выше.

Подставляя в соотношение (41) правые части соотношений (42) и (43), а также имея в виду, что $R_{cp} / r \operatorname{tg} \alpha = C$, согласно соотношению (6), решим составленное уравнение относительно неизвестного F_p .
Имеем:

$$F_{p1} = F_n C f \frac{z}{1 + (z - 1) C f}. \quad (44)$$

Сопоставим величины распорных сил F_p и F_{p1} соответственно по формулам (5) и (41), предположив при этом, что $F_p < F_{p1}$. После некоторых математических преобразований получим:

$$z > 1.$$

Найденное условие выполняется при всех значениях параметра z , кроме $z = 1$. В последнем случае величины распорных сил F_p и F_{p1} равны друг другу и муфты идентичны по нагрузочной способности.

Исследование особой формы нагрузочной характеристики АФМ

Выше исследованы две формы нагрузочной характеристики, исследуемой АФМ. Анализ соотношения (11) и последующих результатов, доказывающих возможность попадания величины f_k в интервал значений $f_{\min} \dots f_{\max}$, позволяет предположить, что, кроме двух исследованных форм нагрузочной характеристики АФМ, возможно существование особой, третьей формы в виде *кривой, монотонно убывающей в указанном интервале значений коэффициента трения*.

Существование особой формы возможно только в том случае, когда может быть повышена величина КУ, соответствующая форме нагрузочной характеристики в виде кривой с точкой максимума внутри интервала значений $f_{\min} \dots f_{\max}$ при равенстве друг другу величин вращающих моментов, соответствующих граничным значениям коэффициента трения.

Выше было установлено, что величина C_k (см. соотношение (21)) может быть меньше предельной величины C_n при определенном значении параметра z , согласно соотношению (24). Таким образом, увеличивая значение z , можно создать определенную положительную разность

$$C_k - C_n, \quad (45)$$

т. е. резерв для увеличения КУ при реализации особой формы нагрузочной характеристики АФМ.

Данная форма нагрузочной характеристики может быть реализована только в том случае, если величина коэффициента трения f_k станет равной f_{\min} .

Смещение в область меньших значений коэффициента трения f_k , при невыполнении равенства $f_k = f_{\min}$, не будет в полной мере соответствовать особой форме нагрузочной характеристики АФМ, однако,

в целом, может принадлежать последней, поскольку величина вращающего момента при значении коэффициента трения f_{\min} будет превышать величину вращающего момента при значении коэффициента трения f_{\max} .

Оценим возможность получения равенства:

$$f_k = f_{\min}. \quad (46)$$

Для оценки необходимо определить соответствующую величину КУ и сопоставить ее с величиной C_n .

Используя равенство (46) в соотношении (11), получаем:

$$C_{\min} = \frac{z+1}{2zf_{\min}}. \quad (47)$$

В формуле (47) параметр C_{\min} означает не минимальный по величине КУ, а КУ, соответствующий значению коэффициента трения f_{\min} .

Установим, при каком значении параметра z величина C_{\min} не превышает предельное значение C_n (см. выше). Для этого приравняем друг другу правые части соотношений (9) и (47). Имеем:

$$z = -\frac{m}{m-2}, \quad (48)$$

где m – см. выше.

Соотношение (48) показывает, что равенство $C_n = C_{\min}$ выполняется только при отрицательных значениях параметра z . Поскольку, в соответствии с физической сущностью, параметр z не может быть отрицательным, указанное равенство невыполнимо и рассматриваемая особая форма нагрузочной характеристики АФМ не может быть реализована.

Очевидно, что в данном случае величина C_{\min} превышает предельное значение C_n , что недопустимо по условиям работы АФМ.

Иследуем возможность получения нагрузочной характеристики АФМ, форма которой представлена кривой 1 на рис. 4. Данная форма отличается от декларированной выше формы тем, что максимум величины вращающего момента приходится не

на значение f_{\min} , а на некоторое произвольное значение f'_k , расположенное внутри интервала $f_{\min} \dots f_k$ (где f_k – значение коэффициента трения, при котором максимальная величина вращающего момента соответствует равенству друг другу величин вращающих моментов при значениях f_{\min} и f_{\max} – рисунок 4, кривая 2).

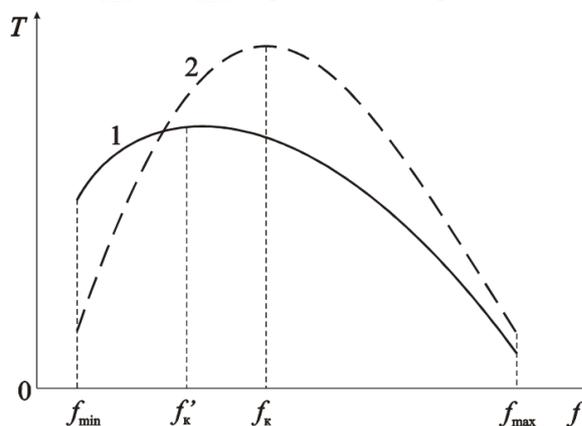


Рисунок 4. Формы кривых нагрузочной характеристики АФМ в зависимости от величины

Очевидно, что, имея положительный запас по величине КУ, равный $C_n - C'_k$ (где C'_k – величина КУ, соответствующая максимальному вращающему моменту в интервале значений коэффициента трения $f_{\min} \dots f_k$), можно получить множество форм кривых нагрузочной характеристики АФМ.

Найдем предельное значение C'_k , исходя из допустимой величины параметра z .

При реальном значении коэффициента m [4] допустимой величиной параметра z , основываясь на литературных данных [12], является $z = 16 \dots 18$. При указанных значениях параметра z величина C_k , согласно соотношению (21), превышает допустимое значение C_n , в соответствии с выражением (9).

Положим, что

$$z = nm, \quad (49)$$

где n – коэффициент: $n \neq 1$.

Согласно поставленному выше условию (24) имеем $n > 1$. Если использовать правую часть равенства (49) в соотношении (21), то получим по-прежнему величину C_k , соответствующую равенству (19). Нас же интересует форма кривой нагрузочной

характеристики АФМ, рассматриваемая в данном случае.

При исследовании примем за основу соотношение (11), показывающее значение коэффициента трения, при котором величина вращающего момента АФМ становится максимальной (в рассматриваемом случае – в интервале значений коэффициента трения $f_{\min} \dots f_{\max}$).

Из соотношения (11) найдем величину КУ, соответствующую некоторому значению коэффициента трения f_k :

$$C = \frac{z+1}{2zf_k}. \quad (50)$$

По условию рассматриваемой задачи должно быть справедливым равенство

$$C = C_{\pi}. \quad (51)$$

Приравнивая друг другу правые части соотношений (9) и (50) и решая уравнение (51), находим искомое значение коэффициента трения f_k :

$$f_k = \frac{(z+1)f_{\max}}{2z}. \quad (52)$$

Значение коэффициента трения f_k , вычисляемое по соотношению (52), соответствует максимальной величине C_{π} , которая, как показано выше, меньше, чем величина C_{\min} .

Для вычисления величины коэффициента точности АФМ в рассматриваемом случае необходимо, зная минимальное значение вращающего момента при величине коэффициента трения f_k , согласно соотношению (52), иметь представление о скорости изменения величин вращающих моментов, соответствующих минимальному и максимальному значениям коэффициента трения, при изменении (в частности, при увеличении) КУ.

Обратимся к соотношению (8). Первые производные указанной функции, при минимальном и максимальном значениях коэффициента трения, по аргументу C соответственно равны (без учета постоянных F_{π} и R_{cp}):

$$D_1 = -zf_{\min}^2, \quad (53)$$

$$D_2 = -zf_{\max}^2. \quad (54)$$

Поскольку первая производная функции показывает скорость изменения ее, из соотношений (53) и (54) следует, что скорость уменьшения величины вращающего момента АФМ при максимальном значении коэффициента трения выше, чем при минимальном значении его.

Таким образом, для рассматриваемой формы кривой нагрузочной характеристики АФМ величина коэффициента точности должна вычисляться по соотношению:

$$K_T = \frac{T_{\pi(f_k)}}{T_{\pi(f_{\max})}}, \quad (55)$$

где $T_{\pi(f_k)}$ – величина вращающего момента АФМ, соответствующая значению коэффициента трения f_k ; $T_{\pi(f_{\max})}$ – величина вращающего момента АФМ, соответствующая значению коэффициента трения f_{\max} .

Заменяя в соотношении (8) параметр f последовательно параметрами f_k и f_{\max} , подставим полученные соотношения в выражение (55). Имеем:

$$K_{T3} = \frac{f_k[1+z(1-Cf_k)]}{f_{\max}[1+z(1-Cf_{\max})]}. \quad (56)$$

Используя представление (9) для предельного значения КУ, преобразуем соотношение (56) к следующему виду:

$$K_{T3} = \frac{f_k[f_{\max} + z(f_{\max} - f_k)]}{f_{\max}^2}. \quad (57)$$

Используя представление (52) для коэффициента трения f_k в соотношении (57), окончательно запишем:

$$K_{T3} = \frac{(z+1)^2}{4z}. \quad (58)$$

Из соотношения (58) следует, что величина коэффициента точности для рассматриваемой формы кривой нагрузочной характеристики АФМ зависит только от числа пар трения ОФГ.

График функции (58) приведен на рисунке 5. Анализ графика показывает следующее:

– для рассматриваемой формы кривой нагрузочной характеристики целесообразно использовать вариант АФМ с небольшим количеством пар трения ОФГ, поскольку увеличение его приводит к снижению точности срабатывания муфты;

– при небольшом количестве пар трения ОФГ точность срабатывания АФМ близка к максимальной точности срабатывания муфты с формой нагрузочной характеристики в виде кривой, монотонно возрастающей в интервале значений коэффициента трения $f_{\min} \dots f_{\max}$ (см. рисунок 2, кривая 3).

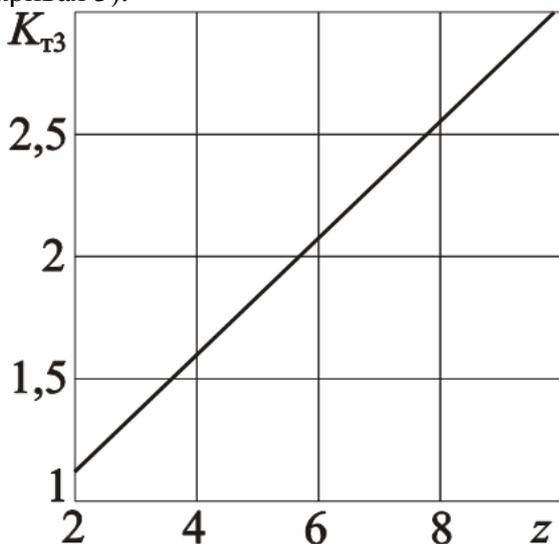


Рисунок 5. График зависимости коэффициента точности АФМ от числа пар

Что касается нагрузочной способности АФМ с рассматриваемой формой кривой нагрузочной характеристики, то анализ соотношения (8) показывает, что муфта обладает наименьшей номинальной нагрузочной способностью вследствие максимальной величины КУ.

Заключение

Принцип построения отрицательной обратной связи на основе регулирования за счет вращающего момента ДФГ применительно к базовому варианту АФМ приводит к перестройке формы кривой нагрузочной характеристики муфты. В отличие от базового варианта, в АФМ с косвенным регулированием число пар трения ОФГ влияет на форму кривой нагрузочной характеристики муфты и при увеличении его может быть получена характеристика точности срабатывания, близкая к характеристике «идеальной» АФМ.

Результаты исследования могут быть полезны при расчетах и проектировании АФМ с косвенным регулированием для синтеза варианта муфты с оптимальным со-

четанием таких эксплуатационных характеристик, как номинальная нагрузочная способность и точность срабатывания.

Кроме того, научная составляющая полученных результатов может быть использована в последующих исследованиях по применению принципа косвенного регулирования в других типах АФМ.

Выводы

1. Ограниченная точность срабатывания базового варианта АФМ обусловлена влиянием на формирование распорной силы ОФГ с нелинейной зависимостью величины вращающего момента от текущего значения коэффициента трения.
2. В работе предложен принцип косвенного регулирования, сущность которого заключается в выключении пар трения ОФГ из процесса формирования распорной силы. В данном случае управление элементами отрицательной обратной связи, охватывающей пары трения ОФГ, осуществляется только за счет вращающего момента ДФГ.
3. Показано, что, в отличие от базового варианта АФМ, вращающий момент АФМ с косвенным регулированием может принимать максимальное значение внутри интервала изменения величины коэффициента трения $f_{\min} \dots f_{\max}$ при определенных значениях КУ.
4. В зависимости от величины КУ, АФМ с косвенным регулированием, кроме указанной в п. 3 формы нагрузочной характеристики, может обладать следующими другими формами:
 - в виде кривой, монотонно возрастающей в интервале значений коэффициента трения $f_{\min} \dots f_{\max}$;
 - в виде кривой, в соответствии с которой величина вращающего момента при максимальном значении коэффициента трения меньше, чем при минимальном значении его;
 - в виде кривой, имеющей точку максимума внутри интервала значений коэффициента трения $f_{\min} \dots f_{\max}$, при равенстве друг другу величин вращающих моментов, соответствующих граничным

- значениям коэффициента трения.
5. При реализации формы нагрузочной характеристики АФМ в виде кривой, имеющей точку максимума внутри интервала значений коэффициента трения $f_{\min} \dots f_{\max}$, при условии равенства друг другу величин вращающих моментов, соответствующих граничным значениям коэффициента трения, величина КУ уменьшается по мере увеличения числа пар трения ОФГ.
 6. Для реализации формы нагрузочной характеристики АФМ, указанной в п. 5, число пар трения ОФГ должно быть больше величины коэффициента ширины интервала изменения значения коэффициента трения.
 7. При реализации формы нагрузочной характеристики АФМ в виде кривой, монотонно возрастающей в интервале значений коэффициента трения $f_{\min} \dots f_{\max}$, величина КУ не влияет на точность срабатывания муфты.
 8. При постоянной величине КУ в АФМ с косвенным регулированием точность срабатывания муфты повышается при увеличении числа пар трения ОФГ и при определенном сочетании величин параметров муфты теоретически становится равной точности срабатывания «идеальной» АФМ.
 9. При реализации нагрузочной характеристики АФМ в виде кривой, имеющей точку максимума внутри интервала значений коэффициента трения $f_{\min} \dots f_{\max}$ при равенстве друг другу величин вращающих моментов, соответствующих граничным значениям указанного интервала, точность срабатывания АФМ с косвенным регулированием слабо зависит от числа пар трения ОФГ.
 10. Аналитически обосновано верхнее предельное число пар трения ОФГ, ниже которого точность срабатывания АФМ с косвенным регулированием, обладающей нагрузочной характеристикой, указанной в п. 9, выше, чем точность срабатывания АФМ второго поколения (базовый вариант).
 11. АФМ с косвенным регулированием с

- нагрузочной характеристикой в форме кривой, монотонно возрастающей в интервале значений коэффициента трения $f_{\min} \dots f_{\max}$, обладает более высокой точностью срабатывания по сравнению с базовым вариантом АФМ при любых одинаковых значениях параметров.
12. Номинальная нагрузочная способность АФМ с косвенным регулированием выше, чем у базового варианта АФМ, при одинаковых значениях параметров муфт и при нагрузочной характеристике в форме кривой, монотонно возрастающей в интервале значений коэффициента трения $f_{\min} \dots f_{\max}$.
 13. Исследование особой формы нагрузочной характеристики АФМ с косвенным регулированием в виде кривой, имеющей точку максимума внутри интервала значений коэффициента трения $f_{\min} \dots f_{\max}$ при условии, что величина вращающего момента при максимальном значении коэффициента трения меньше величины вращающего момента при минимальном значении коэффициента трения, показало следующее:
 - точность срабатывания АФМ зависит только от числа пар трения ОФГ, уменьшаясь при его увеличении его;
 - при небольшом числе пар трения ОФГ точность срабатывания АФМ сопоставима с максимальной точностью срабатывания ее при реализации других форм нагрузочной характеристики.
 14. Нагрузочная способность АФМ с косвенным регулированием при реализации особой формы нагрузочной характеристики ниже, чем при реализации других форм формы нагрузочной характеристики.

Библиографический список

1. Шишкарев М.П. Вопросы теории адаптивного фрикционного контакта твердых тел // Изв. вузов. Машиностроение. 1994. № 4–6. С. 43–47.
2. Шишкарев М.П. Оптимизация вели-

- чины коэффициента усиления адаптивных фрикционных муфт // Вестн. машиностроения. 2003. № 6. С. 30–31.
3. Шишкарев М.П. Точность срабатывания адаптивных фрикционных муфт / Вестн. машиностроения. 2005. № 12. С. 17–18.
 4. Шишкарев М.П. Выбор типа предохранительного устройства привода машины // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2007. № 12. С. 3–5.
 5. Шишкарев М.П. Теоретические основы применения двухконтурной отрицательной обратной связи в адаптивных фрикционных муфтах // Вестн. машиностроения. 2005. № 8. С. 19–21.
 6. Шишкарев М.П., Угленко А.Ю. Исследование эксплуатационных характеристик адаптивных фрикционных муфт второго поколения // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2013. № 4. С. 21–26.
 7. Математические модели адаптивного фрикционного контакта твердых тел 2-го поколения / Шишкарев М.П. // Математические методы в технике и технологиях: материалы XVIII Междунар. науч. конференции. Казань: Изд-во Казанского гос. технол. ун-та, 2005. Т. 5. Секция 5 «Компьютерная поддержка производственных процессов». С. 72–76.
 8. Шишкарев М.П. Оптимизация компоновочного решения базового варианта адаптивной фрикционной муфты второго поколения / Вестн. машиностроения. 2006. № 6. С. 7–10.
 9. Шишкарев М.П. Повышение надежности адаптивных фрикционных муфт 1-го поколения // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2008. № 4. С. 6–9.
 10. Шишкарев М.П. Точность срабатывания адаптивных фрикционных муфт 1-го поколения с дифференцированными парами трения (ч. 2). Известия Орел-ГТУ. 2008. № 3-2/271 (546). С. 67–71.
 11. Шишкарев М.П., Угленко А.Ю. Исследование эксплуатационных характеристик адаптивных фрикционных муфт второго поколения // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2013. № 4. С. 21–26.
 12. Шишкарев М.П., Чан Ван Дык. Исследование вариантов адаптивных фрикционных муфт второго поколения / Тракторы и сельхозмашины. 2014. № 9. С. 42–45.

Information about the paper in English

Shishkarev M.P.
Don State Technical University
Rostov-on-Don, Russia
E-mail shishkarevm@mail.ru
Received 02.10.2017

THE PRINCIPLE OF INDIRECT ADJUSTMENT APPLIED FOR ADAPTABLE FRICTION COUPLING

Abstract

This article describes the principle of indirect adjustment applicable in adaptable friction couplings with primary and auxiliary friction groups. The inverse back coupling is only controlled due to the torque of the auxiliary friction group. Three possible forms of the coupling load characteristic have been identified. It is shown that if the load characteristic is given as a curve with the peak point being within the friction ratio range and with the torques being equal to each other and equal to the limit values of the friction ratio, the coupling shows the best performance.

Keywords: Adaptable friction coupling, indirect adjustment, performance, load characteristic, friction ratio, friction group.
