



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 23.09.2020

## НАДЕЖНОСТЬ РАБОТЫ АДАПТИВНОЙ ФРИКЦИОННОЙ МУФТЫ ВТОРОГО ПОКОЛЕНИЯ (БАЗОВЫЙ ВАРИАНТ)

### Аннотация

Показано, что при наличии максимума вращающего момента адаптивная фрикционная муфта второго поколения внутри интервала значений коэффициента трения она обладает более высокой точностью срабатывания. Максимум вращающего момента обеспечивается уменьшением среднего радиуса поверхностей трения неадаптивной фрикционной группы. Установлено, что уменьшение величины отношения среднего радиуса поверхностей трения неадаптивной фрикционной группы к среднему радиусу поверхностей трения адаптивной фрикционной группы снижает значение коэффициента трения, соответствующее максимуму вращающего момента и к повышению точности срабатывания муфты, причем, с учетом конструктивно-компоновочного решения и для повышения точности срабатывания неадаптивная фрикционная группа может иметь только одну пару трения.

**Ключевые слова:** адаптивная фрикционная муфта, надежность, нагрузочная характеристика, точность срабатывания, коэффициент усиления, коэффициент трения.

### Введение

В работах [1, 2, 3] приведены принципиальная и конструктивная схемы и результаты исследования адаптивной фрикционной муфты (АФМ) второго поколения. Отличие данной муфты от АФМ первого поколения (типа муфты Н.Д. Вернера [4]) заключается в том, что передача вращающего момента осуществляется двумя параллельно действующими фрикционными группами 1 и 2 (рисунок 1).

Фрикционная группа 1 является адаптивной, т. е. она охвачена во время работы отрицательной обратной связью благодаря действию распорной силы  $F_p$ , которая возбуждается при помощи управляющего устройства (УУ) 3. Действие на пары трения фрикционной группы 1 распорной силы уменьшает фактическое усилие прижатия их друг к другу в зависимости от значения коэффициента трения и передаваемой нагрузки.

На фрикционную группу 2 распорная сила не действует, поэтому исследуемый

объект к АФМ с комбинированной – отрицательно-нулевой обратной связью, которые входят в состав АФМ второго поколения [5].

Упомянутое конструктивно-компоновочное решение АФМ второго поколения привело к тому, что значение распорной силы  $F_p$  и характер его изменения зависят не только от вращающего момента, передаваемого фрикционной группой 1, но и от вращающего момента, передаваемого фрикционной группой 2.

Значение вращающего момента, передаваемого фрикционной группой 1, является нелинейной функцией коэффициента трения, как и в АФМ первого поколения [4].

Значение вращающего момента, передаваемого фрикционной группой 2, изменяется по линейному закону в функции коэффициента трения [6]. В связи с этим, распорная сила будет изменяться в АФМ второго поколения, по-иному, чем в АФМ первого поколения, закону, что должно повлиять на ее точность срабатывания и форму нагрузочной характеристики.

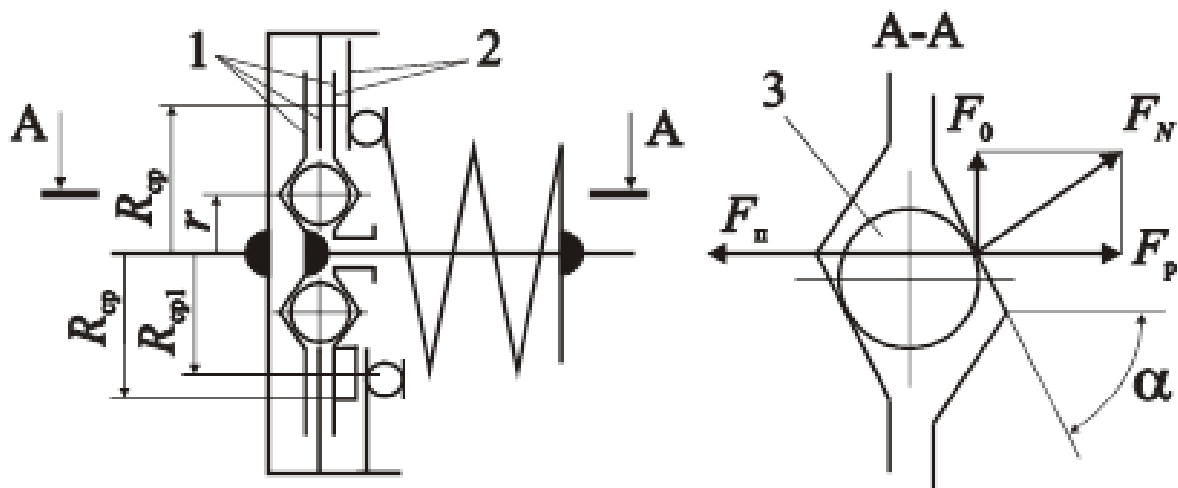


Рисунок 1. Разновидности принципиальной схемы АФМ второго поколения (базовый вариант)

Надежность работы предохранительных муфт, в том числе АФМ, характеризуется стабильностью, передаваемой ими нагрузки, что вполне соответствует определению надежности, приведенному в работе [7].

Результаты исследования базового варианта АФМ второго поколения показали, что при одинаковых значениях среднего радиуса поверхностей трения фрикционных групп (рис. 1, верхняя часть относительно оси вращения муфты) график нагрузочной характеристики  $T_n(f_i)$  (где  $T_n$  – предельный вращающий момент АФМ,  $f_i$  – текущее значение коэффициента трения) представляет собой монотонно возрастающую кривую в интервале значений коэффициента трения  $f_{\min} \dots f_{\max}$  (где  $f_{\min}$ ,  $f_{\max}$  – соответственно минимальное и максимальное значения коэффициента трения), если значение коэффициента усиления (КУ) обратной связи не превышает установленного предела [2, 3].

Упомянутый характер нагрузочной характеристики свидетельствует о невозможности существенного повышения точности срабатывания АФМ второго поколения по сравнению с точностью срабатывания АФМ первого поколения.

На основании изложенного **задачей исследования** является определение параметров АФМ второго поколения с неодинаковыми средними радиусами поверхностей

трения фрикционных групп, позволяющими повысить точность срабатывания муфты.

### Основная часть

В работе [8] приведена принципиальная схема АФМ второго поколения, в которой значение среднего радиуса поверхностей трения фрикционной группы 1 не равно среднему радиусу поверхностей трения фрикционной группы 2 (рис. 1, нижняя часть относительно оси вращения муфты).

В этой же работе показано, что нагрузочная характеристика данной АФМ может иметь точку максимума внутри интервала значений коэффициента трения  $f_{\min} \dots f_{\max}$ , соответствующую значению коэффициента трения, которое определяется по формуле, приведенной в работе [8] и имеющей следующий вид:

$$f_s = \frac{\sqrt{(z_1 n)^2 + z_1 n(z-1)(z+z_1 n) - z_1 n}}{z_1 n(z-1)C}, \quad (1)$$

где  $z$  – число пар трения фрикционной группы 1;  $z_1$  – число пар трения фрикционной группы 2;  $C$  – КУ обратной связи:

$$C = \frac{R_{cp}}{r} \operatorname{tg} \alpha,$$

$R_{cp}$ ,  $r$ ,  $\alpha$  – см. рис. 1;  $n$  – коэффициент:

$$n = \frac{R_{cp1}}{R_{cp}},$$

$R_{cp1}$  – см. рисунок 1.

Формула (1) получена при условии,

что число пар трения фрикционной группы 1, связанных с упорным диском 4 (рис. 1), равно единице.

В работе [1] показано, что АФМ второго поколения работает в адаптивном режиме, который характеризуется действием на пары трения фрикционной группы 1 отрицательной обратной связи, при всех значениях коэффициента трения, принадлежащих интервалу  $f_{\min} \dots f_{\max}$ , если значение КУ  $C$  удовлетворяет следующему условию:

$$C \leq 1 / (z_1 n f_{\max}). \quad (2)$$

Результаты исследования, изложенные в работе [9] показали, что АФМ второго поколения, выполненная по конструктивно-компоновочной схеме со всеми ведущими парами трения обеих фрикционных групп, обладает такой же, как и АФМ первого поколения, функциональной зависимостью  $T_n(f_i)$ . В связи с этим, далее будем рассматривать только АФМ второго поколения, имеющую дифференцированные пары трения по схеме «ведущие пары трения – ведомые пары трения».

Подставляя правую часть соотношения (2) в формулу (1) и учитывая при этом соотношение (2) в форме равенства (это позволяет достичь наиболее высокую точность срабатывания АФМ [10]), получаем:

$$f_3 = \frac{\sqrt{(z_1 n)^2 + z_1 n (z - 1)(z + z_1 n) - z_1 n}}{z - 1} f_{\max}. \quad (3)$$

Формула (3) показывает, что характер функции  $T_n(f_i)$  зависит от значения коэффициента  $n$ . При этом график указанной функции может иметь следующий вид:

– монотонно возрастающая кривая в интервале значений коэффициента трения  $f_{\min} \dots f_{\max}$ , принимая максимальное значение на его верхней границе;

– монотонно убывающая кривая в указанном интервале с максимальным значением на его нижней границе и с минимальным значением – на нижней границе интервала;

– кривая, имеющая точку максимума, соответствующую значению коэффициента трения  $f_3$ , которое находится внутри интервала значений коэффициента трения

$$f_{\min} \dots f_{\max}.$$

Тот или иной характер функции  $T_n(f_i)$  зависит от соотношения значений коэффициентов трения  $f_{\max}$ ,  $f_3$  и, в частности, от значения сомножителя-дроби в соотношении (3).

В том случае, если:

– сомножитель-дробь в соотношении (3) равен единице, то функция  $T_n(f_i)$  монотонно возрастает в интервале значений коэффициента трения  $f_{\min} \dots f_{\max}$ ;

– сомножитель-дробь в соотношении (3) равен  $1/m$  (где  $m = f_{\max} / f_{\min}$  – относительная ширина интервала изменения коэффициента трения), то функция  $T_n(f_i)$  монотонно убывает в указанном интервале;

– сомножитель-дробь в соотношении (3) равен любому значению, принадлежащему интервалу значений  $1 \dots m$ , то функция  $T_n(f_i)$  имеет точку максимума, соответствующую значению коэффициента трения  $f_3$ , вычисляемому по соотношению (3) при определенном значении коэффициента  $n$ .

Сомножитель-дробь в соотношении (3) равен единице при значении коэффициента  $n$ , которое определяется по следующей формуле:

$$n = \frac{1}{z_1}. \quad (4)$$

При значении  $z_1 = 1$  коэффициент  $n$  также равен единице. Это соответствует варианту АФМ второго поколения с одинаковыми значениями средних радиусов поверхностей трения фрикционных групп 1 и 2 (рис. 1). При значении  $z_1 > 1$  максимальное значение коэффициента  $n$ , согласно соотношению (4), равно 0,5 (при  $z_1 = 2$ ), что практически неосуществимо, исходя из конструктивно-компоновочной схемы АФМ второго поколения (рис. 1).

Из изложенного следует, что при  $n < 1$  функция  $T_n(f_i)$  реально не может иметь максимум в точке, соответствующей значению коэффициента трения  $f_i = f_{\max}$ .

Решая неравенство, в котором сомножитель-дробь в соотношении (3) меньше

единицы, находим, что оно удовлетворяется множеством решений, принадлежащих следующей области значений:

$$n \in \left( \frac{z-1}{-z_1}; \frac{1}{z_1} \right). \quad (5)$$

Множество решений (5) показывает, что при значении  $z=1$  решение неравенства имеет следующий вид:

$$0 < n < \frac{1}{z_1}. \quad (6)$$

В остальных случаях, т. е. при  $z > 1$ , значения коэффициента  $n$ , удовлетворяющие неравенству, с учетом физического смысла данного коэффициента, принадлежат интервалу значений (6).

Верхнее граничное значение коэффициента  $n$ , согласно выражению (5), нельзя считать одним из решений неравенства, поскольку подстановка его в неравенство обращает последнее в равенство. Это означает, что при значениях коэффициента  $n < 1$  выполняется неравенство  $f_s < f_{\max}$ , что соответствует появлению максимума функции  $T_n(f_i)$  внутри интервала значений коэффициента трения  $f_{\min} \dots f_{\max}$ .

Априори невозможно однозначно установить характер влияния коэффициента  $n$  на значение вращающего момента АФМ. Действительно, уменьшение коэффициента  $n$  означает уменьшение вращающего момента, который передает фрикционная группа 2 (см. рис. 1). С другой стороны, уменьшается распорная сила  $F_p$  (рис. 1, сечение А-А) и, соответственно, увеличивается вращающий момент, передаваемый фрикционной группой 1.

Для установления влияния коэффициента  $n$  на полный вращающий момент АФМ исследуем функцию  $T_n(n)$ , которая имеет следующий вид [8]:

$$T_n = \frac{F_n R_{cp} f_i [(z + z_1 n) - z_1 n C f_i]}{1 + (z-1) C f_i},$$

или, с учетом соотношения (2) (в форме равенства):

$$T_n = F_n R_{cp} f_i \frac{z + z_1 n - f_i / f_{\max}}{1 + (z-1) f_i / (z_1 n f_{\max})}. \quad (7)$$

При условии  $f_i = f_{\max}$  запишем равенство (7) в следующем виде:

$$T_{n,\max} = F_n R_{cp} f_{\max} \frac{z + z_1 n - 1}{1 + (z-1) / (z_1 n)} = z_1 n F_n R_{cp} f_{\max}, \quad (8)$$

а при значении коэффициента трения  $f_i = f_{\min} = f_{\max} / m$  – как

$$T_{n,\min} = z_1 n F_n R_{cp} \frac{f_{\max}}{m} \times \frac{(z + z_1 n) m - 1}{z + z_1 n m - 1}. \quad (9)$$

Функция (8) убывает при уменьшении коэффициента  $n$ . Для установления характера функции (9) по аргументу  $n$  запишем ее первую производную (без учета постоянных членов и положительного знаменателя производной):

$$D(T_{n,\min})_n = z_1^2 m^2 n^2 + 2 z_1 (z-1) m n + (z-1)(z m - 1).$$

Производная положительна при любых реальных значениях входящих в нее параметров, поэтому функция (9) является возрастающей по аргументу  $n$ . Для дальнейшего исследования необходимо знать скорость изменения функций (8) и (9), в связи с чем сопоставим значения производных этих функций. Предполагая, что

$$D(T_{n,\min})_n < D(T_{n,\max})_n,$$

получаем следующее неравенство:

$$[z_1^2 m^2 n^2 (m-1)] + (z-1) m [2 z_1 n (m-1) - 1] > 0.$$

При установленном выше ограничении  $n > 0,5$ ,  $z_1 = 1$  и  $m = 2$  (минимальное значение изменения коэффициента трения [9]) второе слагаемое в последнем неравенстве положительное, кроме случая, когда  $z=1$ : в последнем случае оно равно нулю.

С учетом указанного ограничения коэффициента  $n$  и минимальных значений параметров  $z_1$  и  $m$  первое слагаемое в последнем неравенстве также положительное и только при  $n=0,5$  оно обращается в нуль.

Следовательно, при изменении коэффициента  $n$  функция (8) изменяется быстрее, чем функция (9).

С целью окончательного формирования исходных данных для проведения дальнейшего исследования установим характер изменения функции (3) по аргументу  $n$ . Для этого вычислим первую производную функции (3):

$$D(f_3)_n = z z_1^3 n [4z(z-1) - n] + z_1^3 n^2 (4z^2 z_1 - 1) + z^2 z_1^2 (1-n) + z^3 z_1^2 (z-2) + z_1^2 n (z + z_1 n). \quad (10)$$

Поскольку на данном этапе исследования предполагается, что число пар трения  $z$  и  $z_1$  может быть произвольным, вид математического выражения производной не позволяет однозначно определить ее знак. В связи с этим воспользуемся следующим приемом.

Анализ функции (10) показывает, что она является возрастающей по аргументу  $z$ , поэтому, рассматривая предельный случай в виде  $z=1$ , преобразуем правую часть производной и запишем ее как

$$D(f_3)_n = z_1^3 n^2 (4z_1 - 1).$$

Очевидно, что в рассматриваемом случае  $D(f_3)_n > 0$ . Данный вывод можно распространить и на все те случаи, когда  $z > 1$ .

Таким образом, при уменьшении значения коэффициента  $n$  происходит следующее:

- смещение максимума функции  $T_n(f_i)$  от значения  $T_{n,max}$  внутрь интервала значений вращающего момента  $T_{n,min} \dots T_{n,max}$  (где  $T_{n,min}$ ,  $T_{n,max}$  – соответственно предельные минимальный и максимальный вращающие моменты АФМ) вследствие уменьшения значения коэффициента трения  $f_3$ ;

- сопутствующее указанному смещению максимума функции  $T_n(f_i)$  уменьшение вращающего момента  $T_{n,max}$ , т. е. вращающего момента, передаваемого муфтой при значении коэффициента трения  $f_i = f_{max}$ ;

- сопутствующее уменьшение значения вращающего момента  $T_{n,min}$ , т. е. вращающего момента, передаваемого муфтой при значении коэффициента трения  $f_i = f_{min}$ .

Попутно заметим, что, как установлено выше, значение вращающего момента  $T_{n,max}$  уменьшается быстрее, чем значение вращающего момента  $T_{n,min}$ . Следовательно, при уменьшении коэффициента  $n$  на определенную величину становится возможным равенство  $T_{n,min} = T_{n,max}$ .

Действительно, приравнивая друг к другу правые части формул (8) и (9), найдем значение коэффициента  $n$ , удовлетворяющее поставленному условию:

$$n = \frac{1}{z_1 m}. \quad (11)$$

Анализ соотношения (11) показывает, что найденное значение коэффициента  $n$  удовлетворяет поставленному условию лишь теоретически. Значение коэффициента  $n$ , вычисляемое по соотношению (11), невелико даже при  $z_1=1$  и не может быть реализовано на практике вследствие особенностей конструктивно-компоновочной схемы рассматриваемого варианта муфты.

Заметим, что соотношение (11) вывод к нему получены при ограничении значения КУ в соответствии с соотношением (2). Абстрагируясь от соотношения (2) и используя равенство  $T_{n,min} = T_{n,max}$ , входящие в которое члены вычисляются по приведенной выше формуле для определения вращающего момента  $T_n$  (с учетом равенств  $f_i = f_{min}$  и  $f_i = f_{max}$  соответственно), найдем значение КУ, удовлетворяющее этому неравенству:

$$C_3 = \frac{\sqrt{[z_1 n (m+1)]^2 + 4 z_1 n m (z-1)(z+z_1 n) - z_1 n (m+1)}}{2 z_1 n (z-1) f_{max}}. \quad (12)$$

Предельное значение КУ определяется по соотношению (2) (в форме равенства), поэтому, решая неравенство  $C_3 \leq C$ , находим, с учетом соотношения (12), что данное неравенство выполняется в случае следующего множества решений:

$$n \in \left( -\frac{z-1}{z_1}; \frac{1}{z_1 m} \right). \quad (13)$$

Множество решений (13) показывает, что предельное положительное значение коэффициента  $n$  соответствует его значению

нию, которое определяется по соотношению (11). Следовательно, реальное получение равенства вращающих моментов на границах интервала изменения коэффициента трения не представляется возможным по указанной выше причине.

В связи с этим, исследование в дальнейшем будет направлено на установление характера влияния коэффициента  $n$  на точность срабатывания муфты и выявления, на основе этого, его оптимальных значений,

$$K_T = \frac{f_3(z + z_1 n - f_3 / f_{\max})[z + (z-1)f_{\min} / (z_1 n f_{\max})]}{f_{\min}(z + z_1 n - f_{\min} / f_{\max})[z + (z-1)f_3 / (z_1 n f_{\max})]} \quad (14)$$

Формула (14) записана с учетом соотношений (1), (2) и (7). При этом учтено, что, в соответствии с изложенным выше, с уменьшением значения коэффициента  $n$  уменьшаются граничные значения вращающего момента и, поскольку не достигается их равенство, минимальным является вращающий момент, соответствующий коэффициенту трения  $f_{\min}$ .

Исследование влияния коэффициента  $n$  на значение коэффициента точности  $K_T$  в аналитической форме затруднительно, поэтому используем графический способ.

Прежде, чем приступить к построению соответствующих графиков зависимостей  $K_T(n)$  и  $f_3(n)$ , необходимо определить оптимальное число пар трения  $z_1$  фрикционной группы 2 (см. рис. 1). На данной стадии исследования оптимальность параметра  $z_1$  установим в контексте его влияния на появление максимума функции  $T_n(f_i)$  внутри интервала значений коэффициента трения  $f_{\min} \dots f_{\max}$ .

Для попадания значения коэффициента трения  $f_3$  внутрь указанного интервала должно, по меньшей мере, выполняться неравенство  $f_3 < f_{\max}$ . Учитывая решение (5), согласно которому при значениях коэффициента  $n < 1/z_1$  выполняется, в соответствии с соотношением (3), указанное неравенство, и принятое ограничение минимального значения коэффициента  $n$ , равное 0,5, необходимо принять единствен-

приемлемых по соображениям конструктивно-компоновочного решения АФМ.

Учитывая установленный выше характер изменения значения вращающего момента муфты, связанного с изменением значения коэффициента  $n$ , можно предположить, что точность срабатывания АФМ будет повышаться по мере его уменьшения.

В данном случае значение коэффициента точности АФМ определяется по формуле:

ное значение, удовлетворяющее поставленным условиям, а именно  $z_1 = 1$ .

При построении упомянутых выше графиков требуется также оценить нижнюю границу изменения значения коэффициента  $n$ . Для этого воспользуемся следующими рассуждениями.

Согласно данным работы [11], коэффициент ширины поверхности трения фрикционного диска составляет:

$$\psi = b/D_{cp}, \quad (15)$$

где  $b$  – ширина кольцевого участка поверхности контакта фрикционного диска фрикционной группы 1 (см. рис. 1);  $D_{cp}$  – средний диаметр поверхностей трения.

Члены формулы (15) определяются по следующим соотношениям:

$$b = \frac{D_H - D_B}{2}, \quad (16)$$

$$D_{cp} = \frac{D_H + D_B}{2},$$

где  $D_H$  и  $D_B$  – соответственно наружный и внутренний диаметры кольцевого участка фрикционного диска.

Подставляя соотношения (16) в формулу (15), получаем следующее выражение:

$$\psi = \frac{D_H - D_B}{D_H + D_B}. \quad (17)$$

Чаще всего на практике применяют для фрикционных муфт  $\psi = 0,25$  [10], поэтому, используя соотношение (17), устанавливаем связь между размерами  $D_B$  и  $D_H$  в следующей форме:

$$D_b = 0,6 D_n. \quad (18)$$

Для предохранительных фрикционных муфт обычной точности срабатывания соотношение между размером  $D_n$  и наружным диаметром ступицы полумуфты составляет  $D_n / d_{ст} = 1,5 \dots 2$  [12]. В конструкциях АФМ ведущие диски фрикционной группы 1 смонтированы на ступице нажимного диска, который, в свою очередь, размещается на ступице нажимного диска (см. рис. 1). В связи с этим, указанное соотношение для АФМ должно быть увеличено до значений 2,5...3.

В соответствии с этим, внутренний диаметр фрикционного диска можно представить через диаметр ступицы полумуфты в форме следующего соотношения:

$$D_b = 1,8 d_{ст}. \quad (19)$$

При выводе соотношения (19) учитывалось выражение (18).

Диски фрикционной группы 2 (см. рис. 1) расположены с наружной стороны нажимного диска, поэтому их внутренний диаметр лимитируется только диаметром ступицы полумуфты. В связи с этим запишем следующее соотношение:

$$D'_b = 1,1 d_{ст}, \quad (20)$$

где  $D'_b$  – внутренний диаметр диска фрикционной группы 2 (см. рисунок 1).

Наружный диаметр диска фрикционной группы 2 необходимо определять, исходя из условия равенства друг другу значений контактного давления на поверхностях контакта с целью обеспечения одинакового характера изменения коэффициента трения обеих фрикционных групп муфты. Это обуславливает также равенство друг другу площадей контакта элементов фрикционных групп.

Площадь контакта одной пары элементов фрикционной группы 1 определяется по формуле:

$$S = \frac{\pi}{4} (D_n^2 - D_b^2),$$

или, с учетом соотношения (18) –

$$S \approx 0,58 D_n^2 \approx 4,522 d_{ст}^2. \quad (21)$$

Соответственно для пары элементов фрикционной группы 2 имеем:

$$S_1 = \frac{\pi}{4} [(D'_n)^2 - (D'_b)^2],$$

где  $S_1$  – площадь контакта пары элементов фрикционной группы 2;  $D'_n$ ,  $D'_b$  – соответственно наружный и внутренний диаметры диска фрикционной группы 2.

Учитывая соотношение (20), запишем последнюю формулу как

$$S_1 = \frac{\pi}{4} [(D'_n)^2 - (1,21 d_{ст})^2]. \quad (22)$$

Приравнявая друг другу правые части равенств (21) и (22), находим:

$$D'_n \approx 2,64 d_{ст}. \quad (23)$$

Средний радиус поверхностей трения элементов пар фрикционной группы 2, с учетом соотношений (20) и (23), равен:

$$R'_{cp} = \frac{D'_n + D'_b}{4} \approx 0,935 d_{ст}. \quad (24)$$

Средний радиус поверхностей трения фрикционной группы 1 равен:

$$R_{cp} = \frac{D_n + D_b}{4} = 1,2 d_{ст}. \quad (25)$$

С учетом соотношений (24) и (25) значение коэффициента  $n$  равно:

$$n = \frac{R'_{cp}}{R_{cp}} \approx 0,78. \quad (26)$$

Полученное значение коэффициента  $n$ , согласно соотношению (26), представляет собой минимально допустимое значение, по условиям конструктивно-компоновочной схемы АФМ.

С учетом найденного оптимального значения параметра  $z_1$  и нижней границы изменения значения коэффициента  $n$ , а также исходных данных  $z=4$ ,  $f_{min}=0,1$ ,  $f_{max}=0,8$  построен график зависимости  $K_T(n)$ , показанный на рис. 2 (кривая 1). Кривая 2 на этом же рисунке отражает график зависимости  $f_s(n)$ . Кривая 1 построена по формуле (14), кривая 2 – по формуле (3).

Для установления влияния параметра  $z$  на точность срабатывания АФМ и на значение коэффициента трения  $f_s$  на рисунке 2 показан график зависимости  $K_T(n)$  при  $z=6$  (кривая 3). График зависимости  $f_s(n)$  практически может быть отражен кривой 2.

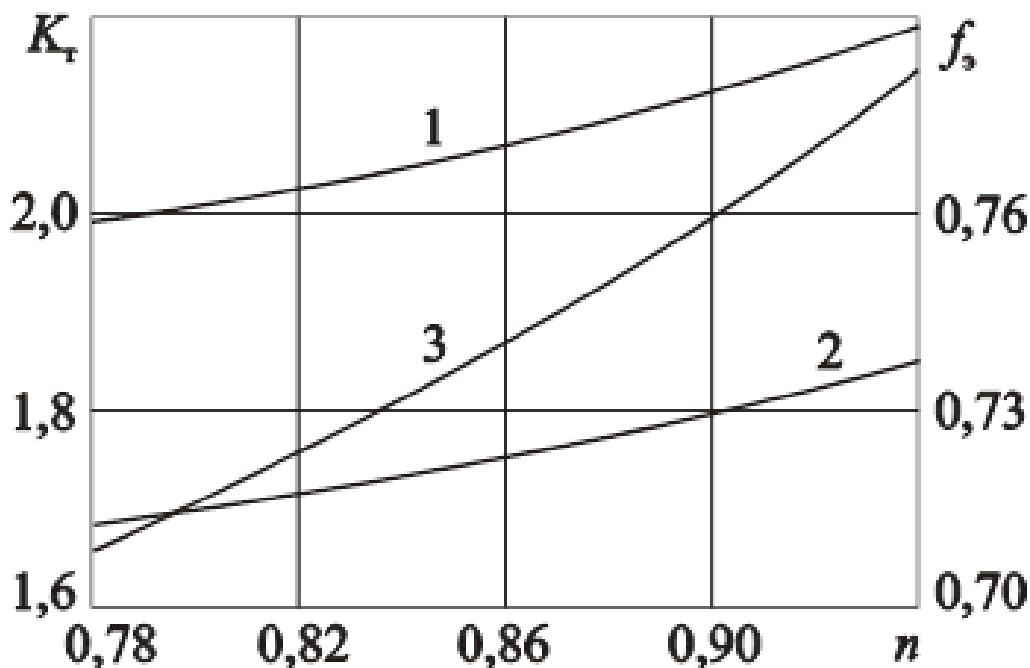


Рисунок 2. Зависимости коэффициента точности АФМ и коэффициента трения  $f$ , от коэффициента  $n$

Графики показывают, что точность срабатывания АФМ уменьшается по мере увеличения значения коэффициента  $n$  и приближения его к единице (кривые 1 и 3). Это указывает на то, что точность срабатывания АФМ при  $n < 1$  выше, чем муфты при  $n = 1$ .

Точность срабатывания исследуемой АФМ повышается с увеличением числа пар трения фрикционной группы 1, что соответствует характеру аналогичной зависимости для АФМ первого поколения (типа муфты Н.Д. Вернера [4]) и объясняется увеличением значения приведенного КУ  $(z-1)C$ .

Выше найдено минимальное значение коэффициента  $n$ , исходя из принятых в практике конструирования предохранительных фрикционных муфт соотношений радиальных размеров их деталей. Данные соотношения представляются оптимальными, поскольку увеличение отношения  $D_n / d_{ст}$  приводит к росту радиальных габаритных размеров и массы муфты без повышения ее точности срабатывания [13, 14].

Исходя из характера влияния коэффициента  $n$  на точность срабатывания АФМ и способа уменьшения его значения за счет увеличения параметра  $R_{cp}$ , можно сделать

вывод о том, что увеличение радиальных габаритных размеров АФМ будет происходить на фоне повышения точности срабатывания муфты.

В работе [15] показано, что увеличение размеров и массы АФМ не имеет решающего значения с точки зрения увеличения массы привода машины, поскольку сопутствующее этому повышение точности срабатывания муфты позволяет уменьшить действующие в узлах и деталях привода механические напряжения и их массу.

В связи с этим, окончательное решение задачи по определению оптимального значения коэффициента  $n$  должно осуществляться с учетом минимизации общей массы привода машины на основе повышения точности срабатывания муфты.

### Обсуждение и результаты

Установление факта повышения точности срабатывания АФМ второго поколения, кривая нагрузочной характеристики которой имеет точку максимума внутри интервала значений коэффициента трения  $f_{min} \dots f_{max}$ , открывает возможности ее более широкого использования в приводах машин для уменьшения их габаритных размеров и массы при высокой эффективности защиты от перегрузок.



Вместе с этим, дальнейшее повышение точности срабатывания базового варианта АФМ второго поколения с неодинаковыми средними радиусами поверхностей трения адаптивной и неадаптивной фрикционных групп принципиально невозможно вследствие конструктивно-компоновочного решения муфты, что требует разработки на основе базового варианта АФМ второго поколения устройств с модернизированными конструктивно-компоновочными решениями.

Результаты исследования могут быть использованы при расчетах и проектировании модернизированного варианта АФМ второго поколения с неодинаковыми значениями средних радиусов поверхностей трения адаптивной и неадаптивной фрикционных групп.

### Заключение

Установление возможности получения максимума кривой нагрузочной характеристики АФМ второго поколения с неодинаковыми средними радиусами поверхностей трения фрикционных групп позволило в результате исследования найти оптимальное соотношение между указанными параметрами, позволяющее повысить точность срабатывания муфты.

Результаты исследования позволяют заключить следующее:

– при наличии максимума вращающего момента АФМ второго поколения внутри интервала значений коэффициента трения  $f_{\min} \dots f_{\max}$  она обладает более высокой точностью срабатывания по сравнению с муфтой, имеющей максимум на верхней границе упомянутого интервала;

– наличие максимума вращающего момента внутри упомянутого интервала обеспечивается в АФМ второго поколения уменьшением среднего радиуса поверхностей трения неадаптивной фрикционной группы;

– уменьшение величины отношения среднего радиуса поверхностей трения неадаптивной фрикционной группы к среднему радиусу поверхностей трения адаптивной фрикционной группы уменьшает значение коэффициента трения, соответ-

ствующее максимуму вращающего момента и к повышению точности срабатывания АФМ;

– с учетом конструктивно-компоновочного решения и для повышения точности срабатывания АФМ неадаптивная фрикционная группа может иметь только одну пару трения;

– базовый вариант АФМ второго поколения с неодинаковыми значениями средних радиусов поверхностей трения адаптивной и неадаптивной фрикционных групп по условию конструктивно-компоновочного решения не обеспечивает равенство друг другу вращающих моментов на границах интервала изменения коэффициента трения.

### Библиографический список

1. Шишкарёв М.П. Оптимизация компоновочного решения базового варианта адаптивной фрикционной муфты второго поколения // Вестн. машиностроения. – 2006. – № 6. – С. 7–10.
2. Шишкарёв М.П., Лущик А.А., Угленко А.Ю. Точность срабатывания адаптивной фрикционной муфты второго поколения (модифицированной) / Материалы 6-й научно-практической конференции «Инновационные технологии в машиностроении и металлургии» 10-12 сент. 2014, Ростов н/Д, 2014. – С. 118–130.
3. Шишкарёв М.П. Уровень перегрузки при срабатывании адаптивных фрикционных муфт // Тракторы и сельхозмашины. – 2010. – № 2. – С. 42–44.
4. Шишкарёв М.П. Комплексная оценка эксплуатационных характеристик адаптивных фрикционных муфт // Вестн. машиностроения. – 2006. – № 4. – С. 29–30.
5. Шишкарёв М.П. Вопросы теории адаптивного фрикционного контакта твердых тел // Изв. вузов. Машиностроение. – 1994. – № 4–6. – С. 43–47.
6. Шишкарёв М.П. Исследование режима перегрузки АФМ второго поколения (базовый вариант). В сборнике: Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения: Сборник статей 8-й международной научно-

- практической конференции в рамках 18-й международной агропромышленной выставки «Интерагромаш-2015». – 2015. – С. 182–185
7. Шишкарёв М.П., Чан Ван Дык. Обоснование наибольшей точности срабатывания адаптивных фрикционных муфт // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2015. – № 11. – С. 20–26.
  8. А. с. 1730488 СССР, МПК<sup>5</sup> F 16 D 7/02. Предохранительная фрикционная муфта / М.П. Шишкарёв (СССР). – № 4776309/27; Заявлено 29.12.89; Опубл. 30.04.92. Бюл. № 16. – 5 с.: ил.
  9. Шишкарёв М.П. Теоретические основы стабилизации выходного параметра адаптивного фрикционного контакта твердых тел // Изв. вузов. Машиностроение. – 2001. – № 2–3. – С. 17–23.
  10. Шишкарёв М.П. Анализ переходного периода адаптивных фрикционных контактов в условиях положительного прироста коэффициента трения // Изв. вузов. Машиностроение. – 2000. – № 3. – С. 14–17.
  11. Шишкарёв М.П., Чан Ван Дык. Исследование вариантов адаптивных фрикционных муфт второго поколения // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – № 9. – С. 42–45.
  12. Шишкарёв М.П. Математические модели адаптивного фрикционного контакта твердых тел 2-го поколения // Математические методы в технике и технологиях: Сб. тр. XVIII междунар. науч. конф. В 10 т. Т. 5. Секция 5 «Компьютерная поддержка производственных процессов» / Под общ. ред. В.С. Балакирева – Казань: изд-во Казанского гос. технол. ун-та, 2005. – С. 72–76.
  13. Шишкарёв М.П. Улучшение эксплуатационных показателей адаптивных фрикционных муфт. – Ростов н/Д: Изд-во РГАСХМ, 2008. – 148 с.
  14. Шишкарёв М.П., Чан Ван Дык. Анализ точности срабатывания адаптивной фрикционной муфты второго поколения // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2016. – № 5. – С. 33–38.
  15. Шишкарёв М.П. Оптимизация коэффициента усиления адаптивных фрикционных муфт первого поколения с дифференцированными парами трения // Тракторы и сельхозмашины. – 2010. – № 4. – С. 36–39.

---

*Information about the paper in English*

**M.P. Shishkarev**  
Don State Technical University  
Rostov-on-Don, Russia  
E-mail: shishkarevm@mail.ru  
Received 23.09.2020

PERFORMANCE RELIABILITY OF AN ADAPTIVE FRICTION CLUTCH  
OF THE SECOND GENERATION (A BASIC VERSION)

**Abstract**

It is shown that at maximum torque an adaptive friction clutch of the second generation within the range of values of the friction factor has higher clutch operation accuracy. Maximum torque is ensured by decreasing the average radius of the friction surfaces of the non-adaptive friction group. It is found that a decrease in the ratio of the average radius of the friction surfaces of the non-adaptive friction group to the average radius of the friction surfaces of the adaptive friction group reduces the value of the friction factor corresponding to maximum torque and increases clutch operation accuracy. Factoring into the structural and layout solution and increasing clutch operation accuracy, a non-adaptive friction group can have only one friction pair.

**Keywords:** adaptive friction clutch, reliability, load characteristics, clutch operation accuracy, amplification factor, friction factor.

---