



УДК 621.838.222

М.П. Шишкарёв, М.Д. Гавриленко
ФГБОУ ВО «Донской государственный
технический университет» (ДГТУ)
г. Ростов-на-Дону, Россия
E-mail: shishkarevm@mail.ru
Дата поступления 14.10.2022

СИНТЕЗ АДАПТИВНОЙ ФРИКЦИОННОЙ МУФТЫ С КОМБИНИРОВАННОЙ ОБРАТНОЙ СВЯЗЬЮ

Аннотация

Показано, что с уменьшением среднего радиуса поверхностей трения дополнительной фрикционной группой муфты повышенной точности срабатывания с комбинированной обратной связью увеличивается вращающий момент первой фрикционной группы и уменьшается вращающий момент второй фрикционной группы. Установлено, что модернизированная муфта обладает повышенной нагрузочной номинальной способностью по сравнению с аналогом, если отношение радиальных размеров дисков фрикционных групп больше величины соответствующей определенному числу пар трения при определенных размерах основной фрикционной группы.

Ключевые слова: адаптивная фрикционная муфта, комбинированная обратная связь, коэффициент усиления, коэффициент трения, номинальная нагрузка.

Введение

Отличие адаптивной фрикционной муфты (АФМ) с комбинированной обратной связью от АФМ первого поколения [1] заключается в наличии дополнительной фрикционной группы (ДФГ), не охваченной обратной связью [2]. В результате этого ДФГ может передавать без буксования более высокий вращающий момент (в расчете на одну пару трения) по отношению к основной фрикционной группе (ОФГ), охваченной обратной отрицательной связью. Следовательно, базовый вариант АФМ с комбинированной обратной связью должен обладать более высокой номинальной нагрузочной способностью, т. е. передавать более высокую номинальную нагрузку при расчетном, т. е. минимальном, коэффициенте трения.

В качестве расчетного принимается минимальный коэффициент трения, с учетом которого производится расчет номинального вращающего момента АФМ [3].

Воздействие на нажимной диск нагрузки от ДФГ и линейный характер (в функции коэффициента трения) изменения его значения вызывают возникновение

большой, по сравнению с АФМ первого поколения, распорной (отжимной) силы, которая соответственно в большей степени отжимает друг от друга элементы пар трения ОФГ. Это приводит к определенному снижению передаваемой муфтой нагрузки [4].

Изложенное относится к АФМ с одинаковыми средними радиусами дисков трения фрикционных групп.

В работе [5] приведен вариант АФМ, в которой радиальный размер ОФГ меньше, чем аналогичный параметр ОФГ. Данная модернизация направлена на повышение стабильности нагрузки, передаваемой муфтой.

Уменьшение радиальных размеров фрикционных дисков приводит к соответствующему уменьшению вращающего момента, который может без буксования передавать ДФГ, и распорной силы, создаваемой УУ обратной связи. Следовательно, недостаточно изучен вопрос о влиянии радиальных размеров дисков трения ДФГ на нагрузочную номинальную способность муфты.

Постановка задачи исследования.
Исследование влияния радиальных размеров ОФГ на нагрузочную номинальную способность модернизированной АФМ.

Основная часть

Обратимся к базовому варианту АФМ с комбинированной обратной связью, кинематическая схема которой показана на

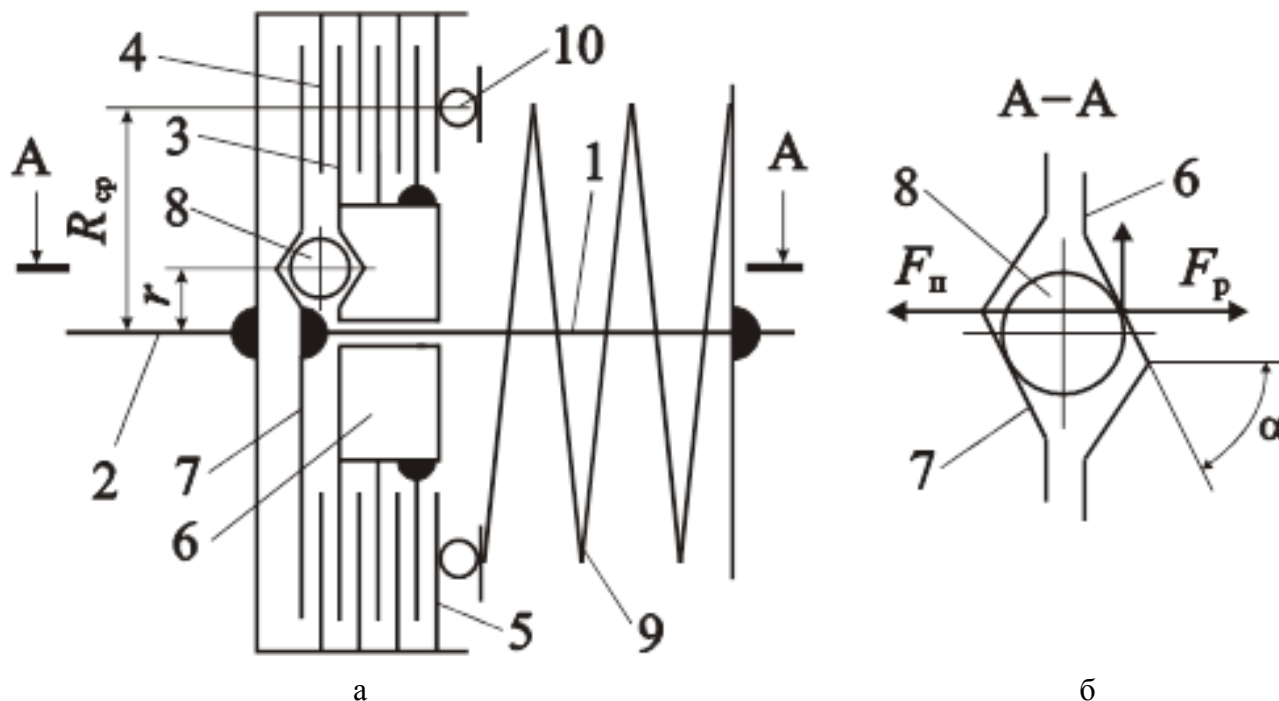


Рисунок 1. Кинематическая схема модернизированной АФМ

Диски связаны в окружном направлении со ступицей нажимного диска 6, а диски 4 – с барабаном полумуфты 2. Диск 5 связан также с барабаном полумуфты 2 и может перемещаться, вдоль оси. Аналогично диски 3 способны перемещаться по отношению к нажимному диску 6.

Крайний левый диск 4 упирается в упорный диск 7, жестко закрепленный на ступице полумуфты 1. В связи с этим, ОФГ имеет две части: ведущую, которая состоит из пары трения 4–7, и ведомую в виде пар трения 3–4–6. Указанное разделение принято на основе приоритета передачи нагрузки между полумуфтами 1 и 2. Диски трения 4–7 передают нагрузку на полумуфту 2, остальные диски – через УУ.

Управляющее устройство (УУ) АФМ состоит из тел качения 8, размещенных в скошенных гнездах дисков 6 и 7 (рис. 1, б, сечение А-А).

рисунке 1, а. Муфта состоит из полумуфт 1 и 2, которые передают нагрузку между собой двумя фрикционными группами: ОФГ, состоящей из фрикционных дисков 3 и 4, и ДФГ, включающей в свой состав фрикционный диск 5 и выполняющий функцию диска трения фланец нажимного диска 6.

Силовое замыкание пар трения ОФГ и ДФГ осуществляется при помощи центральной пружины 9, поставленной в муфту с предварительным натяжением и передающей усилие натяжения через упорный подшипник 10.

Оценку нагрузочной номинальной способности муфты в общем виде произведем на основе следующего выражения:

$$T_n = T_1 + T_2 + T_3, \quad (1)$$

где T_1 , T_2 , T_3 – предельные вращающие моменты, передаваемые соответственно парами трения 4–7, 3–4–6 и 5–6.

Целью исследования является получение научных результатов для сопоставления нагрузочной номинальной способности варианта АФМ с одинаковыми значениями средних радиусов поверхностей трения всех пар и варианта муфты, в которой радиальные размеры пары трения 5–6 меньше,

чем радиальные размеры остальных пар. Для этого получим сначала формулу для определения предельного значения вращающего момента АФМ с одинаковыми радиальными размерами ОФГ и ДФГ, а затем применим эту формулу для муфты с неодинаковыми радиальными размерами фрикционных групп, учитывая особенности последней.

Фрикционные диски 4–7, а также диски 3–4–6 подвержены действию одинаковых силовых факторов: действующие на них усилие замыкания пружины 9 и распорная сила одинаковы. С учетом этого имеем:

$$T_1 + T_2 = z_1 R_{cp} f_i (F_n - F_{p,i}), \quad (2)$$

где z_1 – полное число пар трения ОФГ; R_{cp} – средний радиус поверхностей трения дисков ОФГ; f_i – коэффициент трения между дисками ОФГ и ДФГ; F_n – сила натяжения замыкающей пружины 9; $F_{p,i}$ – распорная сила, возникающая между телами качения 8 и нажимным диском 6.

Распорная сила $F_{p,i}$ возникает при передаче нагрузки за счет вращающего момента нажимного диска 6. Данный момент равен нагрузке, которую передают фрикционные диски 3 и 4, и нагрузки, являющейся результатом момента сил трения между нажимным диском и диском 5. На основании этого запишем:

$$F_{p,i} = \frac{T_2 + T_3}{r} \operatorname{tg} \alpha, \quad (3)$$

где α – угол скоса боковой стенки гнезда под тело качения 8 (рисунок 1, сечение А-А); r – радиус окружности, на которой расположены тела качения 8 (рисунок 1, а).

Вращающий момент T_2 равен:

$$T_2 = z_2 R_{cp} f_i (F_n - F_{p,i}), \quad (4)$$

где z_2 – число фрикционных дисков ОФГ.

В режиме автоматического регулирования АФМ на пару трения 5–6 ДФГ распорная сила не действует при выполнении неравенства $F_{p,i} < F_n$. В противном случае муфта становится неадаптивной и на пару трения 5–6 начинает действовать распорная сила.

В работе [2] показано, что с целью до-

стижения наибольшей точности срабатывания АФМ второго поколения (базовый вариант) число пар трения ДФГ должно быть равно 1. В этом случае коэффициент усиления (КУ) выбирается максимальным [6].

В соответствии с этим запишем равенство для вращающего момента T_3 :

$$T_3 = F_n R_{cp} f_i. \quad (5)$$

Подставляя соотношения (4) и (5) в выражения (3), находим:

$$F_{p,i} = F_n C f_i \frac{z_2 + 1}{1 + z_2 C f_i}, \quad (6)$$

где C – КУ обратной связи:

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

Подставляя в формулу (1) соотношения (2) и (5), с учетом выражения (6) в соотношении (2), запишем формулу предельного вращающего момента АФМ:

$$T_n = F_n R_{cp} f_i \frac{z_1 + 1 - (z_1 - z_2) C f_i}{1 + z_2 C f_i}. \quad (7)$$

В конструкциях АФМ с ведущими и ведомыми парами трения обычно принимают число ведомых пар меньше на единицу, чем полное количество пар трения ОФГ, т. е. $z_1 - z_2 = 1$. Для данного случая соотношение (7) запишем в следующем виде:

$$T_n = F_n R_{cp} f_i \frac{z_1 + 1 - C f_i}{1 + z_2 C f_i}. \quad (8)$$

На основе соотношения (8) можно сделать два следующие вывода:

– при одинаковом составе фрикционных групп АФМ первого поколения с разделенными парами трения и АФМ с комбинированной обратной связью (базовый вариант), равном $z_1 + 1$, нагрузка АФМ с одноконтурной отрицательной обратной связью выше на величину, равную:

$$\Delta T_n = F_n R_{cp} f_i \frac{C f_i}{1 + z_2 C f_i}; \quad (9)$$

– нагрузочная способность АФМ с комбинированной обратной связью (базовый вариант) в большей степени зависит от состава ОФГ и в меньшей – от параметров ДФГ.

Соотношение (9) показывает, что разность ΔT_n зависит от значения КУ C , слабо

возрастая при его увеличении. Следовательно, при максимальном значении КУ АФМ с комбинированной обратной связью (базовый вариант) в наибольшей степени отстает от АФМ первого поколения с разделенными парами трения по нагрузочной способности.

Основываясь на изложенной выше последовательности вывода формулы для определения нагрузки АФМ с комбинированной обратной связью (базовый вариант) и с одинаковыми средними радиусами всех поверхностей трения и на полученных результатах, найдем аналогичную зависимость для АФМ второго поколения, у которой радиальные размеры ДФГ меньше, чем ОФГ [5].

Допустим, что соотношение между радиальными размерами ОФГ и ДФГ определяется следующим равенством:

$$R_{cp.1} = nR_{cp}, \quad (10)$$

где $R_{cp.1}$ – средний радиус поверхностей трения фрикционных дисков ДФГ; n – коэффициент: $n < 1$, согласно поставленному условию.

С учетом равенства (10) запишем формулу (5) в виде

$$T_3 = nF_n R_{cp} f_i. \quad (11)$$

Произведя действия, аналогичные изложенным выше, и учитывая соотношение (11), имеем:

$$F_{p.i} = F_n C f_i \frac{z_2 + n}{1 + z_2 C f_i}. \quad (12)$$

Сопоставление соотношений (6) и (12) показывает, что в последнем случае распорная сила меньше, как и предполагалось выше. Следовательно, согласно соотношению (4), вращающий момент T_2 увеличивается, в соответствии с выражением (11) а вращающий момент T_3 – уменьшается.

С учетом формул (1), (2), (11) и (12) выражение для определения предельного вращающего момента T_n АФМ принимает вид:

$$T_n = F_n R_{cp} f_i \frac{z_1 + n - (z_1 - z_2) n C f_i}{1 + z_2 C f_i}. \quad (13)$$

Для сопоставления нагрузочной номинальной способности АФМ с комбинированной обратной связью (базовый вариант) и с одинаковыми и отличающимися друг от друга радиальными размерами ОФГ и ДФГ воспользуемся графическим способом. Однако, для того чтобы составить представление о характере изменения функции (13), исследуем ее. С этой целью установим предельное значение КУ C . Используя поставленное условие и формулу (12), найдем на основе равенства $F_n = F_{p.i}$:

$$C = \frac{1}{n f_i}.$$

Учитывая, что максимальная распорная сила имеет место при максимальном коэффициенте трения, запишем последнее соотношение в виде:

$$C_{max} = \frac{1}{n f_{max}}, \quad (14)$$

где f_{max} – максимальный коэффициент трения.

Очевидно, что рассматривать нагрузочную способность АФМ следует при номинальном (настроечном) значении коэффициента трения, в качестве которого, согласно данным работы [7], принимается минимальный коэффициент трения. Во всех остальных случаях, т. е. при $f_i > f_{min}$ (где f_{min} – минимальное значение, которое в процессе эксплуатации может принимать коэффициент трения), величина вращающего момента АФМ не может служить критерием нагрузочной способности муфты, поскольку превышает номинальную нагрузку, т. е. является перегрузкой, не характерной для нормального режима работы АФМ и привода машины в целом.

Учитывая сделанные замечания и формулу (14), запишем соотношение (13) в следующем виде:

$$T_n = F_n R_{cp} f_{min} \frac{z_1 n f_{max} + (n f_{max} - f_{min}) n}{n f_{max} + z_2 f_{min}}. \quad (15)$$

Для определения характера изменения функции (15) вычислим ее производную:

$$D(T_{\Pi})_n = \frac{z_1 z_2 f_{\min} f_{\max} + 2n^2 f_{\max} + 2z_2 f_{\min} f_{\max} - z_2 f_{\min}^2 - n^2 f_{\max}^2}{(n f_{\max} + z_2 f_{\min})^2}. \quad (16)$$

При вычислении производной (16) не учтены постоянные члены F_{Π} и $R_{\text{ср}}$.

Для того чтобы функция (15) была возрастающей по аргументу n , производная (16) должна быть положительной.

Корни квадратного неравенства относительно неизвестного n равны, с учетом выражения (16):

$$n_{1,2} = \frac{-z_2 f_{\min} f_{\max} \pm \sqrt{z_2^2 f_{\min}^2 f_{\max}^2 - z_2 f_{\min} f_{\max} (2 - f_{\max})(z_1 f_{\max} - f_{\min})}}{(2 - f_{\max}) f_{\max}}. \quad (17)$$

Для определения области решений неравенства необходимо установить знак дискриминанта корней (17). Предполагая, что $D > 0$ (где D – дискриминант корней (17)), и используя выражения (17), запишем следующее неравенство:

$$z_2 f_{\min} f_{\max} (2 - f_{\max})(z_1 f_{\max} - f_{\min}) > 0. \quad (18)$$

Разделим обе части неравенства (18) и, введя обозначение $f_{\max} / f_{\min} = m$ (где m – относительная ширина интервала изменения значения коэффициента трения $f_{\min} \dots f_{\max}$), запишем следующее неравенство:

$$m < \frac{z_2 f_{\max} + 2 - f_{\max}}{z_1 (2 - f_{\max})}.$$

Учитывая, что $z_1 - z_2 = 1$, запишем последнее неравенство в следующем виде:

$$m < \frac{(z_1 - 2) f_{\max} + 2}{z_1 (2 - f_{\max})}. \quad (19)$$

Графики зависимости $m(z_1)$ согласно соотношению (19) приведены на рис. 2. Графики 1, 2, 3 и 4 построены по следующим исходным данным: $f_{\max} = 0,8; 0,7; 0,6; 0,5$ соответственно.

Анализ графиков показывает следующее:

– при всех принятых значениях параметров, входящих в соотношение (19), значения $m < 1$;

– с увеличением количества пар трения ОФГ требуемое значение коэффициента m , удовлетворяющее неравенству (18), уменьшается;

– с увеличением максимального коэффициента трения требуемое значение коэф-

фициента m , удовлетворяющее неравенству (18), увеличивается.

В соответствии с физическим смыслом коэффициента m он должен быть больше единицы [8], что противоречит данным рис. 2. Следовательно, неравенства (18) и (19) не выполняются при реальных значениях принятых параметров z_1, z_2, f_{\min} и f_{\max} , поэтому дискриминант корней (17) отрицателен.

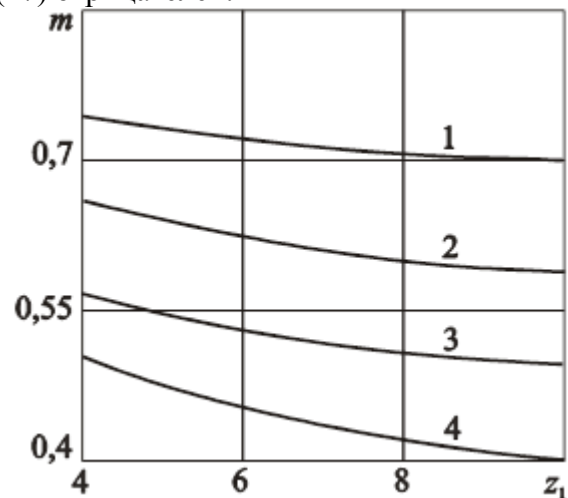


Рисунок 2. Зависимости $m(z_1)$

В практике расчета АФМ максимальное значение коэффициента трения принимают равным $0,8 \dots 0,9$ [9]. В связи с этим постоянный коэффициент при n^2 в числителе соотношения (16), равный $(2 - f_{\max}) f_{\max}$, положителен, и первая производная функции (16) также положительна при условии $n \in R$ (где R – множество действительных чисел). Следовательно, функция (15) является возрастающей по аргументу n , т. е. с уменьшением коэффициента n вращающий момент АФМ уменьшается.

Для АФМ второго поколения (базовый вариант) с одинаковой величиной среднего радиуса поверхностей трения ОФГ и ДФГ формула, согласно которой ограничивается максимальный КУ C , имеет вид:

$$C \leq \frac{1}{f_{\max}}$$

Подставляя последнее соотношение (в форме равенства) в выражение (8) и принимая $f_i = f_{\min}$, получаем:

$$T_{\Pi}' = F_{\Pi} R_{\text{ср}} f_{\min} \frac{(z_1 + 1)f_{\max} - f_{\min}}{f_{\max} + z_2 f_{\min}} \quad (20)$$

Сопоставим номинальную нагрузку вариантов АФМ, используя для этого соотношения (15) и (20). Приравняв друг другу правые части указанных соотношений и произведя некоторые преобразования, получим следующее решение квадратного уравнения относительно неизвестного члена n :

$$n = \frac{A + \sqrt{A^2 + 4B}}{E}, \quad (21)$$

где

$$\begin{aligned} A &= f_{\max}^2 + (z_1 - 1)f_{\min}^2 - z_1(z_1 - 1)f_{\min}f_{\max}, \\ B &= (z_1 - 1)f_{\min}f_{\max}[f_{\max} + (z_1 - 1)f_{\min}](z_1f_{\max} + f_{\max} - f_{\min}) \\ E &= 2f_{\max}[f_{\max} + (z_1 - 1)f_{\min}]. \end{aligned}$$

Второй корень упомянутого квадратного уравнения не принят во внимание, поскольку он отрицателен, что, учитывая физический смысл коэффициента n , противоречит его отрицательному значению.

Для того чтобы составить представление о значении коэффициента n , удовлетворяющем равенству $T_{\Pi} = T_{\Pi}'$, в зависимости от параметров в соотношении (21), используем графический способ, выбрав в качестве аргумента параметр z_1 . Данный выбор объясняется тем, что параметр z_1 достаточно легко варьировать без изменения конструктивной схемы АФМ.

График функции $n(z_1)$, построенный на основе соотношения (21), приведен на рисунок 3. График построен по следующим данным: $f_{\min} = 0,1$, $f_{\max} = 0,8$.

График показывает, что значения коэффициента n уменьшаются при увеличении числа пар трения ОФГ, для того чтобы нагрузочная номинальная способность

муфт была равна друг другу. При минимальном значении параметра z_1 значение коэффициента n равно единице.

Поскольку выше установлено, что номинальная нагрузка АФМ с неодинаковыми радиальными размерами ОФГ и ДФГ увеличивается с увеличением коэффициента n , на основании графика можно заключить следующее:

- при $z_1 = 2$ и принятых значениях f_{\min} и f_{\max} (см. выше) АФМ с уменьшенными радиальными размерами ДФГ будет обладать большей, чем базовый вариант АФМ, нагрузочной номинальной способностью, если $n > 1$. Это значит, что для достижения более высокой номинальной нагрузки радиальные размеры ДФГ должны быть больше, чем у ОФГ;

- если $z_1 > 2$, то модернизированная АФМ будет обладать более высокой нагрузочной номинальной способностью по сравнению с АФМ, имеющей одинаковые радиальные размеры ОФГ и ДФГ, если коэффициент n больше, чем его значения, соответствующие определенным числам пар трения z_1 , согласно графику;

- с увеличением числа пар трения z_1 расширяется интервал значений коэффициента n , при которых нагрузочная номинальная способность АФМ с уменьшенными радиальными размерами ДФГ выше, чем у АФМ с одинаковыми радиальными размерами ОФГ и ДФГ.

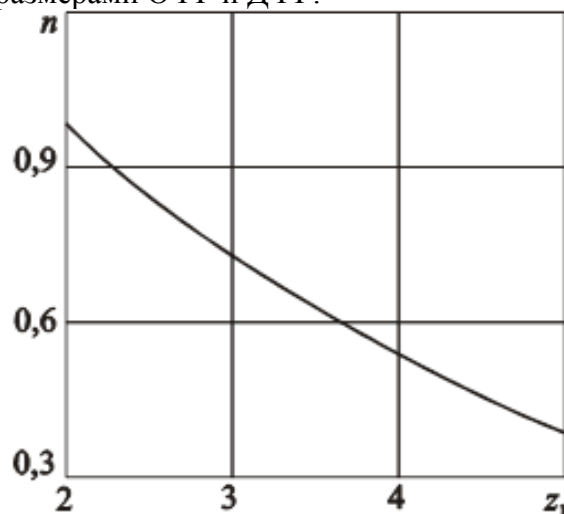


Рисунок 3. Зависимость коэффициента n от числа пар трения ОФГ

В работе [10] показано, что наибольшая стабильность передаваемой нагрузки АФМ второго поколения с неодинаковыми радиальными размерами ОФГ и ДФГ достигается при выполнении условия $n=0,85$. Сопоставление данного условия с данными кривой на рис. 3 показывает, что оно выполняется для всех значений $z_1 > 2$.

В работах [11, 12] приведены кинематические схемы АФМ второго поколения с двухконтурной отрицательной обратной связью и результаты исследования их основных характеристик. В частности, установлено, что нагрузочная характеристика этих АФМ может иметь точку максимума внутри интервала изменения значений коэффициента трения $f_{\min} \dots f_{\max}$. Наличие экстремума внутри интервала $f_{\min} \dots f_{\max}$ зависит от параметров АФМ. Наибольшая стабильность передаваемой нагрузки АФМ будет в том случае, если при наличии точки максимума внутри интервала изменения значений коэффициента трения муфта может передавать одинаковую предельную нагрузку соответственно при значениях f_{\min} и f_{\max} .

Исследуемая в настоящей работе АФМ имеет одноконтурную отрицательную обратную связь, однако наличие второй (дополнительной) фрикционной группы позволяет предположить сходство ее нагрузочной характеристики с аналогичным показателем АФМ второго поколения с двухконтурной отрицательной обратной связью.

В связи с этим исследуем рассматриваемую АФМ на наличие указанных характерных особенностей.

Первая производная функции (13) по аргументу f_i , без учета ее положительного знаменателя и постоянных членов-множителей F_n и R_{cp} , равна:

$$T'_n(f_i) = z_2 C^2 f_i^2 + 2Cf_i - (z_1 + n). \quad (22)$$

Приравняв нулю правую часть выражения (22), приходим к квадратному уравнению относительно неизвестного f_i , корни которого равны:

$$f_{i(1,2)} = \frac{\pm \sqrt{1 + z_2(z_1 + n)} - 1}{z_2 C}. \quad (23)$$

Один из корней (23) заведомо отрицателен, поэтому для дальнейших исследований принимаем корень:

$$f_k = \frac{\sqrt{1 + z_2(z_1 + n)} - 1}{z_2 C}, \quad (24)$$

где f_k – критическое значение коэффициента трения, при котором АФМ обладает наибольшим предельным вращающим моментом.

При максимальном значении КУ C , определяемом по соотношению (14), выражение (24) принимает следующий вид:

$$f_k = \frac{(\sqrt{1 + z_2(z_1 + n)} - 1) n f_{\max}}{z_2}. \quad (25)$$

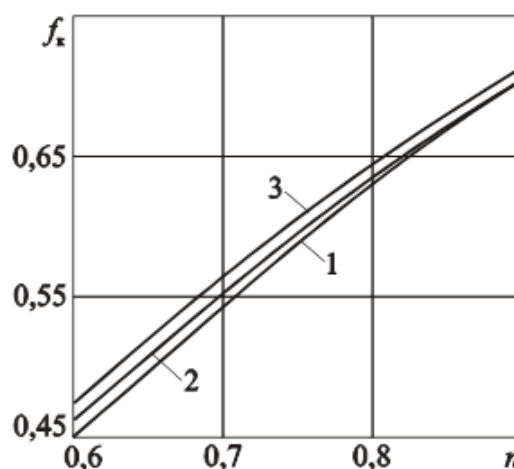


Рисунок 4. Зависимости коэффициента трения f_k от коэффициента n

Оценим возможность принадлежности значения f_k в интервал значений $f_{\min} \dots f_{\max}$ с помощью графического способа на основе графика зависимости $f_k(n)$ в соответствии с соотношением (25). При построении графика принимаем в качестве исходных следующие значения параметров: $z_1=4$, $z_2=3$, $f_{\max}=0,8$.

Кривая 1, изображенная на рис. 4, подтверждает попадание значений коэффициента трения f_k в упомянутый интервал: при всех принятых при построении графика значениях коэффициента n имеет место выполнение неравенства $f_k < f_{\max}$.

Влияние значений параметров z_1 и z_2 на коэффициент трения f_k отражено на рис. 4 кривыми 2 и 3, построенными соответственно при $z_1=6$, $z_2=5$ и $z_1=8$, $z_2=7$.

Значение коэффициента трения f_{\max} оставлено без изменений.

Анализ кривых 2 и 3 и сопоставление их с кривой 1 показывает, во-первых, что с увеличением общего числа пар трения ОФГ и, соответственно, числа ее ведомых пар трения значение f_k для каждого значения коэффициента n возрастает незначительно. Во-вторых, значение f_k увеличивается при увеличении коэффициента n . В-третьих, как и кривая 1, кривые 2 и 3 показывают, что величина коэффициента трения f_k не превышает коэффициент трения f_{\max} .

Для исследуемой АФМ максимальная перегрузка в приводе машины будет определяться значением коэффициента трения f_{\max} . Графики, изображенные на рис. 4, показывают, что максимальная перегрузка в приводе машины будет возрастать в следующих случаях:

- по мере увеличения коэффициента n
- для любого соотношения величин параметров z_1 и z_2 . Это объясняется увеличением радиальных размеров ДФГ;
- при увеличении параметров z_1 и z_2 , что приводит к росту номинального вращающего момента АФМ.

Оценим возможность равенства вращающих моментов при граничных значениях коэффициента трения из интервала $f_{\min} \dots f_{\max}$. Используя вместо параметра f_i параметры f_{\min} и f_{\max} в соотношении (13) и приравняв друг к другу составленные выражения, получим квадратное уравнение относительно неизвестного члена C , корни которого равны:

$$C_{1,2} = \frac{\pm \sqrt{(m+1)^2 n^2 + 4(z_1+n)z_2 mn} - (m+1)n}{2z_2 n f_{\max}}. \quad (26)$$

Из двух корней, согласно соотношению (26), необходимо выбрать корень, равный:

$$C = \frac{\sqrt{(m+1)^2 n^2 + 4(z_1+n)z_2 mn} - (m+1)n}{2z_2 n f_{\max}}, \quad (27)$$

поскольку второй корень заведомо отрицательный, что не согласуется с физическим смыслом параметра C (см. выше).

Оценим значение КУ C , с использованием соотношения (27), вычисляемое согласно выражению (14). Это необходимо выполнить для того чтобы установить, выходит ли найденное значение КУ C за предел, устанавливаемый выражением (14). В случае положительного результата условие, заключающееся в возможности достижения равенства друг другу величин вращающих моментов АФМ при значениях коэффициентов трения f_{\min} и f_{\max} , выполнимо.

Приравняв друг другу выражения (14) и (27), найдем корни квадратного уравнения:

$$n_{1,2} = \frac{-(z_1 m - m - 1) \pm \sqrt{(z_1 m - m - 1)^2 + 4z_2 m}}{2m}. \quad (28)$$

Многочлен в скобках корней (28) отрицателен в том случае, если выполняется следующее неравенство:

$$z_1 < (m+1)/m. \quad (29)$$

Даже при небольших значениях параметра m ($m=2 \div 3$) величина $z_1=1$ (согласно условию (29)), что неприемлемо, так как исследуется АФМ с разделенными параметрами трения ОФГ. Имея это в виду и учитывая, что, согласно физическому смыслу, коэффициент n может принимать только положительные значения, единственным корнем является корень:

$$n = \frac{\sqrt{(z_1 m - m - 1)^2 + 4z_2 m} - (z_1 m - m - 1)}{2m}.$$

С учетом соотношения между параметрами z_1 и z_2 запишем последнее выражение как:

$$n = \frac{\sqrt{(z_1 m - m - 1)^2 + 4(z_1 - 1)m} - (z_1 m - m - 1)}{2m}. \quad (30)$$

Расчеты, выполненные с использованием зависимости (30), показывают, что значение коэффициента n не зависит от состава ОФГ.

Учитывая, что по условию задачи значение КУ C , найденное по соотношению (27), должно быть равно либо меньше значения КУ согласно выражению (14), используя формулу (30), на основе составленного неравенства получаем, что оно выполняется в определенном интервале положительных значений коэффициента n ,

наибольшим из которых является $n=0,125$.

Следовательно, условие равенства вращающих моментов АФМ при значениях f_{\min} и f_{\max} выполняется только при значениях коэффициента $n \leq 0,125$, что, учитывая его физический смысл, технически не реализуемо на практике.

Получение экстремума нагрузочной характеристики АФМ в интервале $f_{\min} \dots f_{\max}$ также практически невозможно, поскольку максимум формально достигается при значении КУ, большем, чем его предельное значение, допускаемое по критерию стабильности передаваемой муфтой нагрузки.

Результаты исследования могут быть использованы на практике для расчета и проектирования модернизированной АФМ, обладающей повышенной нагрузочной номинальной способностью.

Выводы

1. При одинаковых конструктивных параметрах АФМ первого поколения с разделенными парами трения фрикционной группы и базового варианта АФМ второго поколения нагрузочная номинальная способность первой муфты выше.

2. Состав ОФГ базового варианта АФМ с комбинированной обратной связью в большей, чем параметры ДФГ, степени влияет на нагрузочную номинальную способность муфты.

3. С уменьшением радиального размера ДФГ АФМ с комбинированной обратной связью увеличивается момент сил трения ведомых пар ОФГ и уменьшается момент сил трения ДФГ.

4. При любом числе пар трения ОФГ с его увеличением нагрузочная способность АФМ с комбинированной обратной связью и АФМ с радиальным размером ДФГ одинакова по мере уменьшения последнего.

5. Нагрузочная номинальная способность АФМ с комбинированной обратной связью и с измененным радиальным размером ДФГ при наименьшем числе пар трения ОФГ выше, чем у базового варианта АФМ второго поколения, если радиальный размер ДФГ больше, чем у пар трения ОФГ.

6. Модернизированная АФМ с уменьшенным радиальным размером ДФГ обладает более высокой нагрузочной номинальной способностью по сравнению с базовым вариантом АФМ второго поколения, если величина отношения радиальных размеров ДФГ и ОФГ больше, чем его величина, соответствующая определенному числу пар трения ОФГ.

7. С увеличением числа пар трения ОФГ уменьшается нижнее граничное значение радиального размера ДФГ, при превышении которого нагрузочная номинальная способность АФМ второго поколения с уменьшенным радиальным размером ДФГ выше, чем у базового варианта АФМ второго поколения.

8. Наибольшая стабильность вращающего момента АФМ с уменьшенным радиальным размером ДФГ обеспечивается при любом, кроме минимального, числе пар трения ОФГ.

9. Для модернизированной АФМ с уменьшенным радиальным размером ДФГ возможно попадание значения критического коэффициента трения, соответствующего точке максимума вращающего момента АФМ, внутрь интервала изменения значений коэффициента трения $f_{\min} \dots f_{\max}$.

10. Значение упомянутого критического коэффициента трения слабо возрастает по мере увеличения числа пар трения ОФГ и радиального размера ДФГ, не выходя за пределы интервала значений $f_{\min} \dots f_{\max}$.

11. Одинаковые вращающие моменты АФМ при минимальном и максимальном значениях коэффициента трения имеют место только при небольших, реально невыполнимых величинах радиального размера ДФГ.

12. Максимум величины вращающего момента АФМ с комбинированной обратной связью и с уменьшенным радиальным размером ДФГ внутри интервал значений коэффициента трения $f_{\min} \dots f_{\max}$ практически недостижим, поскольку значение КУ, соответствующее упомянутому максимуму, превышает его предельную величину, допустимую по критерию точности срабатывания муфты.

Библиографический список

1. Шишкарев М.П., Чан Ван Дык. Исследование адаптивной фрикционной муфты с комбинированной обратной связью // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2014. – № 9. – С. 25–32.
2. Шишкарев М.П. Улучшение эксплуатационных показателей адаптивных фрикционных муфт / ГОУ Рост. гос. акад. с-х. машиностроения, Ростов н/Д, 2008. – 148 с.
3. Фокин А.Е., Гавриленко М.Д., Шишкарев М.П. Исследование адаптивной фрикционной муфты с дифференцированными парами трения // Вестн. ДГТУ. – 2011. – Т. 11. – № 1 (52). – С. 49–56.
4. Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. – Л.: Политехника, 1991. – 384 с.
5. Есипенко Я.И., Паламаренко А.З., Афанасьев М.К. Муфты повышенной точности ограничения нагрузки. – Киев: Техніка, 1972. – 168 с.
6. Запорожченко Р.М. О характеристиках предохранительных фрикционных муфт повышенной точности срабатывания // Изв. вузов. Машиностроение. – 1971. – № 1. – С. 48–52.
7. Тепинкичиев В.К. Предохранительные устройства от перегрузки станков. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1968. – 112 с.
8. Кравчук С.В. Универсальные предохранительные муфты // Приводная техника. – 1998. – № 6. – С. 38–40.
9. Афанасьев М.К. Исследование фрикционных муфт повышенной точности ограничения нагрузки: Автореф. дис....канд. техн. наук: – Киев, 1971. – 21 с.
10. Зельцерман И.М. и др. Фрикционные муфты и тормоза гусеничных машин / И.М. Зельцерман, Д.М. Каминский, А.Д. Онопо. – М.: Машиностроение, 1965. – 238 с.
11. Запорожченко Р.М. Оптимальные характеристики предохранительных фрикционных муфт повышенной точности срабатывания // Изв. вузов. Машиностроение. – 1972. – № 7. – С. 32–36.
12. Запорожченко Р.М. Оптимальные параметры фрикционной предохранительной муфты // Изв. вузов. Машиностроение. – 1974. – № 5. – С. 21–27.

Information about the paper in English

M.P. Shishkarev, M.D. Gavrilenko
Don State Technical University (DSTU)
Rostov-on-Don, Russia
E-mail: shishkarevm@mail.ru
Receipt date: October 14, 2022

SYNTHESIS OF AN ADAPTIVE FRICTION CLUTCH WITH A COMBINED FEEDBACK

Abstract

It is shown that by decreasing an average radius of friction surfaces by an additional friction group of the clutch of better operation accuracy with a combined feedback, torque of the first friction group increases and torque of the second friction group decreases. Modernized clutches are found to have higher nominal load capacity as compared to similar ones, if the ratio between radial dimensions of discs of friction groups is higher than the value at definite dimensions of a main friction group.

Keywords: adaptive friction clutch, combined feedback, gain ratio, friction ratio, nominal load.
