

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 621.838.222

doi: 10.30987/2782-5957-2023-1-35-45

СИНТЕЗ И АНАЛИЗ МОДЕРНИЗИРОВАННОЙ АДАПТИВНОЙ ФРИКЦИОННОЙ МУФТЫ С ПОЛОЖИТЕЛЬНОЙ ОБРАТНОЙ СВЯЗЬЮ

Михаил Павлович Шишкарёв¹, Максим Дмитриевич Гавриленко^{2✉}

^{1,2} Донской государственный технический университет, Ростов-на-Дону, Россия

¹ shishkarev_m_p@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0001-6562-6870>

² aaakot@yandex.ru; <https://orcid.org/0000-0003-0392-3452>

Аннотация

Цель исследования: установление закономерности изменения силы прижатия друг к другу поверхностей трения фрикционной группы адаптивной фрикционной муфты для обеспечения особо высокой точности срабатывания. Задача, решению которой посвящена статья: изложение содержательных аспектов различных этапов анализа и синтеза управляющего устройства адаптивной фрикционной муфты с положительной обратной связью. Методы исследования: разработанные и ранее примененные элементы теории адаптивной предохранительной фрикционной муфты с положительной обратной связью и полной стабилизацией предельного вращающего момента позволили создать базу знаний в виде частных математических моделей, которые локально описывают процесс автоматического регулирования в управляющем устройстве. На основе анализа примененного метода математического моделирования установлена принципиальная возможность применения синтезированных структурно-функциональной и принципиальной схем управляющего устройства положительной

обратной связи в муфтах для обеспечения их высокой точности срабатывания. Новизна работы: обеспечение высокой стабилизации предельного вращающего момента адаптивной фрикционной муфты с положительной обратной связью возможно за счет конструкции управляющего устройства с переменным значением коэффициента усиления обратной связи. Результаты исследования: применение конструкции управляющего устройства положительной обратной связи с переменным значением коэффициента усиления позволяет обеспечить особо высокую стабильность предельного вращающего момента адаптивной фрикционной муфты. Выводы: для обеспечения высокой стабильности предельного вращающего момента адаптивной фрикционной муфты с положительной обратной связью требуется конструктивная реализация управляющего устройства в соответствии с найденными зависимостями между его параметрами.

Ключевые слова: муфта, связь, точность, устройство, коэффициент трения.

Финансирование: работа выполнена в инициативном порядке.

Ссылка для цитирования:

Шишкарёв М.П. Синтез и анализ модернизированной адаптивной фрикционной муфты с положительной обратной связью / М.П. Шишкарёв, М.Д. Гавриленко // Транспортное машиностроение. – 2023. – № 01. – С. 35 – 45. doi: 10.30987/2782-5957-2023-1-35-45.

Original article

Open Access Article

SYNTHESIS AND ANALYSIS OF THE UPGRADED ADAPTIVE FRICTION CLUTCH WITH POSITIVE FEEDBACK

Mikhail Pavlovich Shishkarev¹, Maxim Dmitrievich Gavrilenko^{2✉}

^{1,2} Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russia

¹ shishkarev_m_p@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0001-6562-6870>

² aaakot@yandex.ru; <https://orcid.org/0000-0003-0392-3452>

Abstract

The study objective is to find out the regularity of attractive force change of the friction surfaces of the adaptive friction clutch in order to ensure a particularly high tear-and-wear accuracy. The task to which the

paper is devoted is presentation of various analysis and synthesis stages of the control device of the adaptive friction clutch with positive feedback. Research methods: developed and previously applied elements of the

theory of adaptive safety friction clutch with positive feedback and full stabilization of limiting torque allow to make a knowledge base of particular mathematical models that locally describe the process of automatic regulation of the control device. Based on the analysis of the applied method of mathematical modeling, it is found out that it is possible to use synthesized structural and functional diagrams of the control device of positive feedback in clutches in order to ensure high accuracy of their operation. The novelty of the work is that ensuring high stabilization of the limiting torque of the adaptive friction clutch with positive feedback is possible

because of the control device structure with a variable ratio value of feedback gain. Study results: the use of the control device with a variable ratio value of feedback gain gives the opportunity to provide particularly high stability of the limiting torque of the adaptive friction clutch. Conclusions: in order to ensure a high stability of the limiting torque of the adaptive friction clutch with a positive feedback, a special construction of the control device has to be installed in accordance with the dependencies found in its parameters.

Keywords: clutch, connection, accuracy, device, friction factor.

Funding: the work is done on an initiative basis.

Reference for citing:

Shishkarev MP, Gavrilenko MD. Synthesis and analysis of the upgraded adaptive friction clutch with positive feedback. *Transport Engineering*. 2023; 1:35-45. doi: 10.30987/2782-5957-2023-1-35-45.

Введение

В работе [1] приведены результаты анализа структурно-функциональной и принципиальной схем адаптивной фрикционной муфты (АФМ) с положительной обратной связью (ПОС), действие которой основано на уменьшении силы прижатия пар трения по мере увеличения коэффициента трения.

Найдены зависимости силы прижатия друг к другу пар трения АФМ, коэф-

фициента усиления ПОС и передаточного числа передаточного механизма муфты от коэффициента трения.

Показано, что выполнение управляющего устройства (УУ) по традиционной схеме нажимного устройства с ПОС не приводит к повышению точности срабатывания АФМ.

Материалы, модели, эксперименты и методы

Структурно-функциональная схема модернизированного УУ АФМ с положительной обратной связью приведена на рис. 1. Чувствительные элементы ЭЧ, которые преобразуют его в выходной сигнал $F_{p,i}$. Выходной сигнал подается на сумма-

тор С, имея тот же знак, что и сигнал F'_n нажимного узла УН. Формируемый на выходе блока УН сигнал F'_n подается на фрикционную группу ГФ (блоки ГФ и УН структурно в состав УУ не входят).

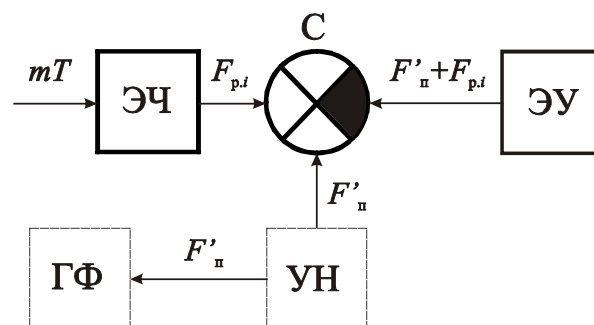


Рис. 1. Структурно-функциональная схема УУ АФМ с положительной обратной связью

Fig. 1. Structure-functional diagram control device of Adaptive Friction Clutch (AFC) with positive feedback

Поскольку вследствие одинаковых знаков сигналов F'_n и $F_{p,i}$ на сумматор

воздействует комплексный сигнал $F'_n + F_{p,i}$, а сумматор является подвижным элемен-

том из-за необходимости иметь переменное значение КУ, в схеме предусмотрена установка упругого элемента ЭУ, осуществляющего силовое замыкание сумматора. Выходной сигнал ЭУ равен упомянутому сигналу на входе сумматора.

Не указанная ранее сила F'_n равна усилию, развиваемому нажимным узлом при исходном положении элементов УУ, соответствующем максимальному натяжению пружин УН при значении коэффициента трения $f_i = f_{\min}$. Сила натяжения пружин УН при их максимальной осевой деформации определяется по формуле

$$F'_n = F_n + F_{np(f_{\min})} = F_n \frac{f_{\max}}{f_{\min}} = \sum F_{np}.$$

В данном случае сила натяжения пружин УН изменяется в соответствии с зависимостью

$$F'_n = F_n \frac{f_{\max}}{f_i}, \quad (1)$$

и достигает значения $F'_n = F_n$ при значении коэффициента трения $f_i = f_{\max}$.

Принципиальная схема УУ АФМ с положительной обратной связью показана на рис. 2. Сумматор С представлен на этой схеме в виде диска 1, который связан при помощи направляющей шпонки 2 с полумуфтой 3 АФМ. Диск 1 поджат пружиной 4 в направлении тел качения 5 (чувствительных элементов). Тела качения 5 расположены в гнездах переменной глубины, которые выполнены на взаимообращенных торцевых поверхностях диска 1 и втулки 6.

Боковые стенки гнезд очерчены кривыми линиями, что при перемещении по ним тел качения 5 обеспечивает переменный угол давления α_i .

Втулка 6 зафиксирована от перемещения влево (по схеме) упором 7, расположенным на полумуфте 1, и связана в окружном направлении при помощи шпонки 8 с нажимным диском 9 муфты. Пружина 10 расположена между дисками 1 и 9 и осуществляет силовое замыкание пакета фрикционных дисков АФМ (пакет на схеме не показан). Переменное значение КУ обеспечивается за счет перемещения вправо (по схеме) диска 1 в результате воздействия на него сил, возникающих между стенками гнезд и телами качения 5. Осевое перемещение диска 1 происходит в результате изменения коэффициента трения и возникновения перегрузок, воздействующих на муфту.

Поскольку требуемое изменение усилия замыкания элементов пар трения АФМ обеспечивается за счет соответствующего изменения осевой деформации пружины 10, необходимо найти закономерность изменения значения КУ. Это связано с необходимостью обеспечения осевого перемещения диска 1 по закону, при котором выполняется соотношение (1) или

$$F_{np,i} = F_n \left(\frac{f_{\max}}{f_i} - 1 \right),$$

и АФМ обладает стабильным моментом сил трения фрикционной группы [2].

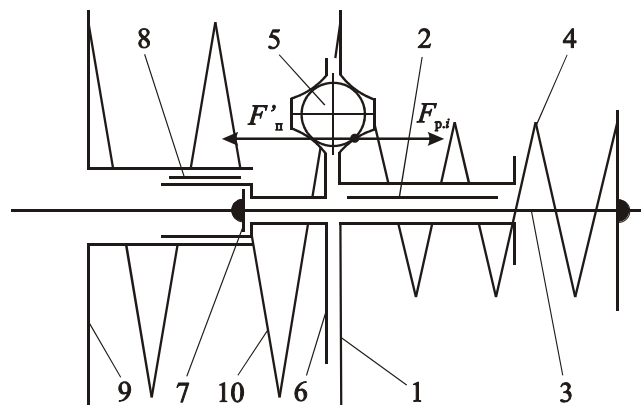


Рис. 2. Принципиальная схема УУ АФМ с положительной обратной связью
Fig. 2. Schematic diagram control device of Adaptive Friction Clutch (AFC) with positive feedback

Запишем уравнение осевого равновесия диска 1 (рис. 2) в произвольном промежуточном положении под действием приложенных к нему осевых сил:

$$F'_n + F_{p,i} - F_{n1} - cx_i - F_{тр} = 0, \quad (2)$$

где F_{n1} – сила натяжения пружины 4 (рис. 2), соответствующая крайнему левому положению диска 1; c – осевая жесткость пружины 4; x_i – текущая величина осевого перемещения диска 1; $F_{тр}$ – сила трения между диском 1 и направляющей шпонкой 2; $F'_n, F_{p,i}$ (рис. 1).

В уравнении (2) сила F'_n определяется по формуле (1), а силы $F_{p,i}$ и $F_{тр}$ – соответственно по формулам

$$F_{p,i} = \frac{T_{n,i}}{r} \operatorname{tg} \alpha_i, \quad (3)$$

$$F_{тр} = \frac{2T_{n,i}}{d} f_1, \quad (4)$$

где f_1 – коэффициент трения между диском 1 и направляющей шпонкой 2: принимается $f_1 = \text{const}$ [3]; d – диаметр посадочной поверхности ступицы полумуфты 3 под диск 1; $F_{p,i}, r, \alpha_i$ – см. выше.

Учитывая принятые выше обозначения, умножив и разделив правую часть соотношения (3) на R_{cp} , запишем формулы (3) и (4) в следующем виде:

$$F_{p,i} = \frac{C_i C_1}{R_{cp}}, \quad (5)$$

$$F_{тр} = \frac{2C_1}{d} f_1. \quad (6)$$

где C_1 – передаваемый постоянный вращающий момент АФМ.

Подстановка правых частей соотношений (5) и (6) в формулу (2) приводит к уравнению с двумя неизвестными – C_i и x_i . Очевидно, что между этими неизвестными существует функциональная связь, выявив которую, можно привести уравне-

ние (2) к виду, содержащему только одно неизвестное C_i .

Для выявления упомянутой связи воспользуемся положением, согласно которому изменение силы натяжения пружины 10 в результате осевого перемещения диска 1 на расстояние, равное x_i , должно быть равно изменению силы натяжения этой пружины, которое должно обеспечивать постоянство сил трения на поверхностях фрикционного контакта.

Изменение силы натяжения пружины 10 описывается зависимостью (1), обеспечивающей постоянное значение момента сил трения фрикционного узла. С другой стороны изменение силы натяжения пружины 10 в результате осевого перемещения диска 1 равно:

$$F'_n = F_{n,\max} - c_1 x_i, \quad (7)$$

где $F_{n,\max}$ – максимальная сила натяжения пружины 10, соответствующая крайнему левому (рис. 2) положению диска 1; c_1 – осевая жесткость пружины 10.

Максимальная сила натяжения пружины 10 определяется по формуле (1) при значении коэффициента трения $f_i = f_{\min}$ [4], т. е.

$$F_{n,\max} = F_n \frac{f_{\max}}{f_{\min}} = p F_n. \quad (8)$$

Подставив правую часть выражения (8) в равенство (7) и приравняв полученное выражение к правой части формулы (1), найдем зависимость значения текущего перемещения x_i от текущего значения коэффициента трения f_i

$$x_i = \frac{F_n}{c_1} f_{\max} \left(\frac{1}{f_{\min}} - \frac{1}{f_i} \right). \quad (9)$$

Зависимость текущего значения КУ C_i от коэффициента трения f_i найдем после подстановки в формулу (2) уравнений (5), (6), (9) и решения составленного равенства относительно неизвестного члена C_i имеем

$$C_i = \frac{R_{cp}}{c_1} \left\{ F_n f_{\max} \left[\frac{c}{c_1} \left(\frac{1}{f_{\min}} - \frac{1}{f_i} \right) - \frac{1}{f_i} \right] + F_{n1} + \frac{2C_1}{d} f_1 \right\}. \quad (10)$$

На рис. 3 приведен график функции (10), построенный по следующим исходным данным: $z=6$, $R_{cp} = 0,1$ м, $F_n = 500$ Н, $f_{max} = 0,8$, $f_{min} = 0,1$, $c = 40$ Н/мм, $c_1 =$

25 Н/мм, $d = 0,06$ м, $f_1 = 0,15$. При указанных данных $C_1 = 240$ Н·мм, согласно соотношению, полученному в работе [5].

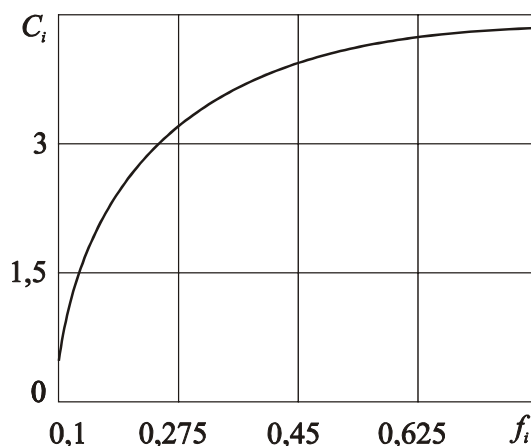


Рис. 3. Зависимость коэффициента усиления от коэффициента трения
Fig. 3. Dependence of the amplification coefficient on the friction coefficient

Сила натяжения пружины 4 при отсутствии осевого перемещения диска 1 определится на основе следующих рассуждений. Крайнее левое положение диска 1 соответствует передаче муфтой вращающего момента при значении коэффици-

ента трения, равном f_{min} . При указанном положении диска 1 значение КУ минимально, согласно соотношению (10), и равно $C_i = C_{min}$. С учетом этих обстоятельств на основании формулы (10) получим

$$F_{n1} = F_n \frac{f_{max}}{f_{min}} - \frac{2C_1}{d} f_1 + \frac{C_{min} C_1}{R_{cp}} = F_n f_{max} \left(\frac{1}{f_{min}} + z C_{min} \right) - \frac{2C_1}{d} f_1 = F_n f_{max} \left(\frac{1}{f_{min}} + z C_{min} - \frac{2z R_{cp} f_1}{d} \right). \quad (11)$$

Минимальное значение КУ C_{min} должно быть таким, чтобы при воздействии на стенку гнезда диска 1 силы нормального давления со стороны тела качения 5 не происходило заклинивание диска относительно направляющей шпонки 2 (рис. 2). Силой трения качения между стенкой гнезда и телом качения 5 пренебрегаем ввиду ее малости [6].

Согласно схеме действия сил на диск 1, изображенной на рис. 4, условие, при котором исключается заклинивание диска, имеет следующий вид [7]:

$$\operatorname{tg} \alpha_{min} \geq \operatorname{tg} \rho = f_1, \quad (12)$$

где α_{min} – минимальный угол давления тела качения при значении коэффициента

трения $f_i = f_{min}$; ρ – угол трения между диском 1 и направляющей шпонкой 2 (принимается $\rho = \operatorname{const}$).

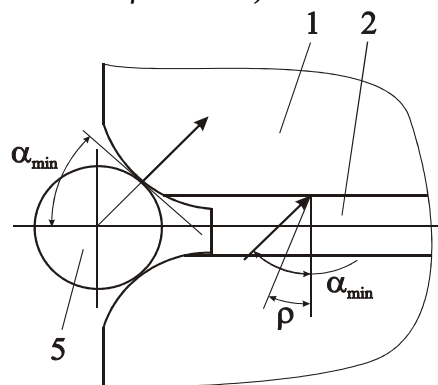


Рис. 4. Схема действия сил на диск 1
Fig. 4. Schematic of the action of forces on disk 1

В соответствии с соотношением (12) минимальное значение КУ составляет

$$C_{min} = \frac{R_{cp}}{r} \operatorname{tg} \alpha_{min} = \frac{R_{cp}}{r} f_1. \quad (13)$$

Приняв $r = 0,03$ м, найдем по формуле (13) $C_{\min} = 0,5$, а по формуле (11) – $F_{\text{н1}} = 4000$ Н. Кривая на рис. 3 возрастающая и характеризует отрицательную обратную связь в составе АФМ [8].

Таким образом, использование в АФМ положительной обратной связи основано на обязательном применении в составе УУ механизма отрицательной обратной связи. Это обусловлено особенностью механизма положительной обратной связи, основанной на принципе косвенного (непрямого) регулирования усилия прижатия друг к другу элементов фрикционных пар посредством изменения силы натяжения УН (рис. 1, 2).

Справедливость формулы (13) подтверждается в результате ее подстановки в соотношение (11) и полученного выражения – в формулу (10), что превращает данное равенство в тождество.

В работе [1] доказано, что постоянный вращающий момент АФМ с положительной обратной связью равен

$$T_{\max} = C_1 = zF_{\text{н}} R_{\text{ср}} f_{\max},$$

где $C_1 = T_{\text{н.1}}$ ($C_1 = \text{const}$).

Представление о соотношении нагрузочной способности так называемых «идеальных» вариантов АФМ с ПОС и АФМ с отрицательной обратной связью можно получить на основе сравнения данной формулы и соответствующей формулы для АФМ с отрицательной обратной связью, которая имеет следующий вид [9]:

$$T = zF_{\text{н}} R_{\text{ср}} \frac{f_{\min}}{1 + zC'_{\min} f_{\min}}. \quad (14)$$

В формуле (14) параметр $C'_{\min}$ – минимальный КУ отрицательной обратной связи. При изменении коэффициента трения предельный вращающий момент «идеальной» АФМ остается постоянным.

Значение КУ $C'_{\min}$ принимается таким же, как и значение $C_{\min}$ для «идеальной» АФМ с положительной обратной связью.

Отношение значений вращающих моментов $T_{\max}/T$, согласно формуле, приведенной в работе [10], и формуле (14), равно

$$\frac{T_{\max}}{T} = p(1 + zC'_{\min} f_{\min}),$$

и, очевидно, больше единицы. Оно возрастает с увеличением параметров $p, z, C'_{\min}$. Так, при $p = 5, z = 6, C'_{\min} = 0,5$ и $f_{\min} = 0,1$ имеем $T_{\max}/T = 6,5$. Сопоставление нагрузочной способности АФМ с положительной обратной связью и неадаптивной предохранительной фрикционной муфты некорректно, поскольку последняя не имеет фиксированного значения предельного вращающего момента вследствие рассеивания его при непостоянстве коэффициента трения.

Работоспособность АФМ с положительной обратной связью и переменным значением КУ должна обеспечиваться в случае уменьшения коэффициента трения за счет автоматического изменения угла давления тел качения УУ, соответствующего текущему значению коэффициента трения. Если это не произойдет, сила трения фрикционного узла муфты будет недостаточной для передачи номинального (настроенного) вращающего момента, т. к. установившаяся перед этим сила замыкания элементов фрикционных пар соответствует большему значению коэффициента трения.

Условие, характеризующее процесс автоматического регулирования, происходящий в АФМ и, в частности, в УУ при изменении коэффициента трения, математически имеет вид

$$F'_{\text{н}} + F_{\text{н.i-1}} - F_{\text{н1}} - cx_i - F_{\text{тр.i-1}} < 0, \quad (15)$$

где $F_{\text{н.i-1}}$ – прижимная сила УУ, соответствующая изменившемуся значению коэффициента трения f_{i-1} ; $F_{\text{тр.i-1}}$ – сила трения между диском 1 и направляющей шпонкой 2, соответствующая вращающему моменту АФМ при значении коэффициента трения f_{i-1} .

Неравенство (15) определяет условие первоначального периода движения влево диска 1 (см. рис. 2) под действием сил, возникших в результате изменения коэффициента трения между поверхностями элементов фрикционного узла муфты.

Новое значение прижимной силы $F_{n,i-1}$ определяется по формуле

$$F_{n,i-1} = \frac{T_1}{r} \operatorname{tg} \alpha_i, \quad (16)$$

где T_1 – момент сил трения фрикционного узла муфты, соответствующий коэффициенту трения f_{i-1} .

Поскольку рассматривается первоначальный момент времени, связанный с изменением коэффициента трения, в формуле (16) угол давления тел качения равен α_i , т. е. он соответствует коэффициенту трения f_i и отсутствию осевого перемещения диска 1 (рис. 2).

Момент сил трения T_1 равен

$$T_1 = z F'_n R_{cp} f_{i-1}, \quad (17)$$

а сила натяжения пружины 11 (рис. 4) при отсутствии осевого перемещения диска 1

$$F'_n = F_n \frac{f_{\max}}{f_i}. \quad (18)$$

Подставив правую часть равенства (18) в соотношение (17) и полученное выражение – в формулу (16) найдем

$$F_{p,i-1} = \frac{z F_n C_i f_{\max} f_{i-1}}{f_i}. \quad (19)$$

В формуле (19) значение КУ C_i соответствует коэффициенту трения f_i .

Сила трения $F_{tp,i-1}$ определяется с учетом соотношений (17) и (18) по следующей формуле:

$$F_{tp,i-1} = \frac{2z F_n R_{cp} f_{\max} f_{i-1} f_1}{f_i}. \quad (20)$$

Подставив правые части соотношений (9), (11), (19) и (20) в неравенство (15) получим

$$\left(1 + \frac{c}{c_1}\right) \left(\frac{1}{f_i} - \frac{1}{f_{\min}}\right) - z C_{\min} + z C_i \frac{f_{i-1}}{f_i} + \frac{2z R_{cp} f_1}{d} \left(1 + \frac{f_{i-1}}{f_i}\right) < 0. \quad (21)$$

Оценка возможности выполнения неравенства (21) произведена графическим способом, проиллюстрированным на рис. 5 (кривая 1). При построении графика использовались следующие исходные данные: $c = c_1 = 40$ Н/мм, $f_{\min} = 0,1$, $z = 6$, $C_{\min} = 0,5$, $f_i = 0,8$, $R_{cp} = 0,1$ м, $f_1 = 0,15$, $d = 0,06$ м. Величина КУ C_i вычислялась по формуле (10) с учетом указанных исходных данных и с привлечением для вычис-

ления формулы (11). На основании этого величина КУ составила $C_i = 3,42$.

На рис. 5 параметр A обозначает левую часть неравенства (21).

При вычислении значения КУ дополнительно принято $F_n = 500$ Н. Значение силы натяжения пружины 4 при этом составило $F_{n1} = 4000$ Н.

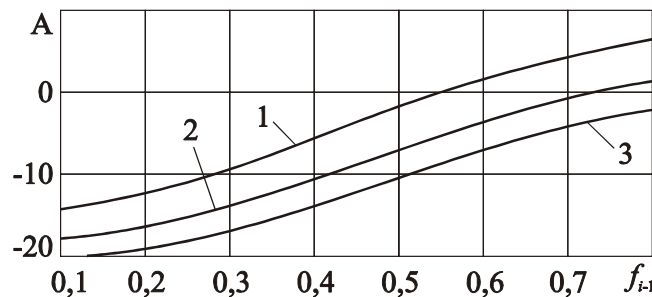


Рис. 5. Графики функции (21) при различных значениях отношения c/c_1

Fig. 5. Graphs of the function (21) at different values of the ratio c/c_1

Кривые 2 и 3 на рис. 5 отражают левую часть неравенства (21) соответственно при $c/c_1 = 2$ и $c/c_1 = 3$.

Графики показывают, что при небольших значениях отношения c/c_1 УУ эффективно автоматически регулирует от-

носительное положение входящих в него элементов только в определенном интервале значений коэффициента трения $f_i = 0,1 \dots 0,58$. При незначительном уменьшении коэффициента трения, происходящих в области его максимальных значений, УУ не обеспечивает автоматическое регулирование.

С увеличением отношения c/c_1 неравенство (21) выполняется в более широком интервале изменения значений коэффициента трения (кривая 2) и при $c/c_1 = 3$ условие автоматического регулирования УУ выполняется во всем интервале $f_{\min} \dots 0,7$ (кривая 3).

В указанный интервал входят и значения коэффициента трения, принадлежащие участку $0,7 \dots f_i$, поскольку при уменьшении коэффициента трения от значения f_i момент сил трения между эле-

ментами фрикционных пар становится меньше, чем передаваемый муфтой вращающий момент. Во-первых, это связано с уменьшением коэффициента трения покоя, во-вторых, возникающее при этом буксование пар трения АФМ приводит к уменьшению коэффициента трения до значения коэффициента трения скольжения [11].

Отношение значений осевых жесткостей пружин 4 и 10 (см. рис. 2), удовлетворяющее условию автоматического регулирования УУ при уменьшении коэффициента трения, может быть найдено в аналитической форме на основании неравенства (21) с учетом соотношений (10) и (11). Подставив правую часть соотношения (11) в соотношение (10), а полученное выражение – в неравенство (21), после математических преобразований решения относительно неизвестного c/c_1 , имеем

$$\frac{c}{c_1} > \frac{f_{\min} f_i}{f_i - f_{\min}} \left[\frac{2zR_{cp} f_i (f_{in} + f_{ic} - 1)}{d(f_{in} - f_{ic} - 1)} - zC_{\min} - 1 \right]. \quad (22)$$

Используя соотношение между коэффициентом трения скольжения f_c и покоя f_n в виде $n = f_c / f_n$, найдем теоретическую минимальную разность между исходным и уменьшившимся значениями коэффициента трения

$$f_{in} - f_{ic} - 1 = f_i(1 - n). \quad (23)$$

Последнее соотношение представляется вполне применимым в неравенстве (22), поскольку, во-первых, соотношение (23) учитывает самые минимальные изменения коэффициента трения f_i , во-вторых, правая часть неравенства (22) представляет собой возрастающую функцию по аргументу f_{i-1} , которая принимает максимальные значения при условии $f_{i-1} \rightarrow f_i$.

Учитывая соотношение (23) в неравенстве (22), получим

$$\frac{c}{c_1} > \frac{f_{\min} f_i}{f_i - f_{\min}} \left[\frac{2zR_{cp} f_i (1 + n)}{d(1 - n)} - zC_{\min} - 1 \right]. \quad (24)$$

Вопрос об ограничении минимального значения отношения c/c_1 может быть решен на основе изучения влияния коэффициента трения f_i на правую часть неравенства (24). Анализ показывает, что функция, представленная правой частью неравенства (24), убывающая по аргументу f_i . Следовательно, в неравенстве (24) должно быть принято в качестве f_i значение коэффициента трения покоя, при котором соответствующее ему значение коэффициента трения скольжения равно минимальному коэффициенту трения покоя [12]. В соответствии с этим запишем

$$nf_i = f_{\min}, \quad (25)$$

где n – см. выше.

С учетом соотношения (25) запишем неравенство (24) в следующем виде:

$$\frac{c}{c_1} > \frac{f_{\min}}{1 - n} \left[\frac{2zR_{cp} f_i (1 + n)}{d(1 - n)} - zC_{\min} - 1 \right]. \quad (26)$$

Результаты

Неравенство (26) показывает, что значение отношения c/c_1 зависит от числа пар трения фрикционной группы, увеличиваясь ростом параметра z . Это объясняется необходимостью увеличения силы натяжения пружины 4 (рис. 2) при ее до-

Заключение

Реализация принципа косвенного регулирования в АФМ с ПОС за счет автоматического регулирования силы натяжения упругого элемента позволяет значительно увеличить нагрузочную способность муфты.

Применение в конструкции АФМ с ПОС передаточного механизма при реализации «идеальной» нагрузочной характеристики требует обеспечения функциональных связей между прижимной силой,

полнительной деформации для того чтобы компенсировать рост силы трения между диском 1 и направляющей шпонкой 2 в результате увеличения вращающего момента АФМ.

КУ обратной связи и передаточным отношением передаточного механизма.

Результаты исследования могут быть использованы при расчетах и проектировании АФМ с ПОС, передаточного механизма в составе ее конструкции, а также при исследованиях, направленных на совершенствование принципиальной и конструктивной схем муфты и ее технико-эксплуатационных показателей.

Выводы

1. Для осуществления автоматического регулирования силы прижатия пар трения с реализацией «идеальной» нагрузочной характеристики АФМ сумматор УУ должен быть подвижным.

2. Для изменения силы прижатия друг к другу поверхностей трения фрикционной группы АФМ в соответствии с найденной закономерностью значение КУ должно изменяться согласно определенной зависимости.

3. Автоматическое регулирование силы прижатия друг к другу элементов пар трения при случайном уменьшении коэффициента трения может быть обеспечено только при определенном минимальном отношении значения осевой жесткости замыкающей пружины сумматора к осевой жесткости пружины нажимного узла.

4. Отношение осевых жесткостей пружин зависит от общего числа пар трения АФМ и увеличивается с его ростом.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Шишкарёв М.П., Гавриленко М.Д. Повышение точности срабатывания адаптивных фрикционных муфт с положительной обратной связью. *Транспортное машиностроение*. 2022;6:11–20.
2. Шишкарёв М.П., Угленко А.Ю. Точность срабатывания адаптивной фрикционной муфты с раздельным силовым замыканием. *Вестник ДГТУ*. 2014;Т. 14.1 (76):200–203.
3. Шишкарёв М.П., Чан Ван Дык. Модернизация адаптивной фрикционной муфты второго поколения. *Трение и смазка в машинах и механизмах*. 2014;10:40–46.
4. Шишкарёв М.П. Аналитическое обоснование оптимального способа настройки предохранительных фрикционных муфт. *Вестник машиностроения*. 2009;9:3–6.
5. Шишкарёв М.П. Исследование базового варианта адаптивной фрикционной муфты второго поколения. Материалы 8-й междунар. науч.-практ.

конф. 3–6 марта 2015 г., Ростов н/Д, 2015. - С. 162–167.

6. Шишкарёв М.П. Функциональные связи между характеристиками предохранительных фрикционных муфт. *Вестник машиностроения*. 2006;5:8–10.
7. Шишкарёв М.П., Угленко А.Ю. Анализ точности срабатывания вариантов адаптивной фрикционной муфты с раздельным силовым замыканием. *Сборка в машиностроении, приборостроении*. 2015;3:36–42.
8. Шишкарёв М.П., Чан Ван Дык. Обоснование наибольшей точности срабатывания адаптивных фрикционных муфт. *Трение и смазка в машинах и механизмах*. 2015;11:20–26.
9. Шишкарёв М.П. Уровень перегрузки при срабатывании адаптивных фрикционных муфт. *Тракторы и сельхозмашины*. 2010;2:42–44.

10. Шишкарёв М.П., Лущик А.А. Выбор формы нагрузочной характеристики первого конструктивного варианта адаптивной фрикционной муфты с раздельным силовым замыканием. Материалы междунар. науч.-практ. конф. 25-28 февраля 2014 г., Ростов н/Д, 2014. - С. 206–209.
11. Шишкарёв М.П. Влияние точности срабатывания адаптивных фрикционных муфт на массу

привода машины. *Сборка в машиностроении, приборостроении*. 2008;3:6–12.

12. Шишкарёв М.П., Чан Ван Дык. Исследование вариантов адаптивных фрикционных муфт второго поколения. *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. 2014;9:42–45.

REFERENCES

1. Shishkarev MP, Gavrilenko MD. Increasing the operation accuracy of the adaptive friction clutches with positive feedback. *Transport Engineering*. 2022;6:11-20.
2. Shishkarev MP, Uglenko AYU. The accuracy of the adaptive friction clutch with a separate power circuit. *Vestnik of Don State Technical University*.m 2014;14.1(76):200-203.
3. Shishkarev MP, Chan Van Dyk. Modernization of the adaptive friction clutch of the second generation. *Trenie I Smazka v Mashinakh I Mekhanizmakh*. 2014;10:40–46.
4. Shishkarev MP. Analytical substantiation of the optimal way of adjusting safety friction clutches. *Vestnik Mashinostroeniya*. 2009;9:3-6.
5. Shishkarev MP. Study of the basic variant of adaptive friction clutches of the second generation. *Proceedings of the 8th International Scientific and Practical Conference*; 2015 March 3-6; Rostov on Don: 2015.p. 162-167.
6. Shishkarev MP. Functional connections between the characteristics of safety friction clutches *Vestnik Mashinostroeniya*. 2006;5:8-10.
7. Shishkarev MP, Uglenko AYU. Analysis of the operation accuracy of adaptive friction clutches with separate power closure. *Assembling in Mechanical Engineering, Instrument-making*. 2015;3:36-42.
8. Shishkarev MP, Chan Van Dyk. Justification of the highest accuracy of the adaptive friction clutches. *Trenie I Smazka v Mashinakh I Mekhanizmakh*. 2015;11:20-26.
9. Shishkarev MP. Overload level when adaptive friction clutches are triggered. *Traktory i Selhoz mashiny*. 2010;2:42-44.
10. Shishkarev MP, Luschik AA. The choice of the load characteristic of the first constructive variant of the adaptive friction clutch with a separate power circuit. *Proceedings of the International Scientific and Practical Conference*; 2014 Feb 25-28; Rostov on Don: 2014. p. 206-209.
11. Shishkarev MP. The effect of the accuracy of the adaptive friction clutches on the mass of the machine drive. *Assembling in Mechanical Engineering, Instrument-making*. 2008;3:6-12.
12. Shishkarev MP, Chan Van Dyk. Study of adaptive friction clutches of the second generation. *Traktory i Selhoz mashiny*. 2014;9:42-45.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Шишкарёв М.П., Гавриленко М.Д. Определение величины коэффициента усиления адаптивных фрикционных муфт с положительной обратной связью // *Известия ОрелГТУ, серия Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. 2011. – № 6–3 (290). – С. 123–127.
2. Шишкарёв М.П. Оптимизация величины коэффициента усиления адаптивных фрикционных муфт // *Вестник машиностроения*. – 2003. – № 6. – С. 30–31.

BIBLIOGRAPHIC LIST

1. Shishkarev MP, Gavrilenko MD. Determination of the gain of adaptive friction clutches with positive feedback. *Izvestiya of OreSTU, Fundamental and Applied Problems of Engineering and Technology*. 2011;6.3 (290):123-127.
2. Shishkarev MP. Optimization of the gain value of adaptive friction clutches. *Vestnik Mashinostroeniya*. 2003;6:30-31.

Информация об авторах:

Шишкарёв Михаил Павлович - профессор, доктор технических наук, тел. +7(908) 193-33-93, профессор, международные идентификационные номера автора: Scopus-Author ID 59736842695, Research-ID- K-3654-5976, Author-ID-РИНЦ 662546.

Гавриленко Максим Дмитриевич - старший преподаватель, тел. +7(928) 626-03-71, международные идентификационные номера автора: Author-ID-РИНЦ 765978.

Shishkarev Mikhail Pavlovich - Professor, Doctor of Technical Sciences; phone: +7(908) 193-33-93, Scopus-Author ID 59736842695, Research-ID- K-3654-5976, Author-ID-RSCI 662546.

Gavrilenko Maxim Dmitrievich - Senior lecturer; phone: +7(928) 626-03-71, Author-ID-RSCI 765978.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.
Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.
The authors declare no conflicts of interests.

Статья опубликована в режиме Open Access.
Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 02.09.2022; одобрена после рецензирования 06.09.2022; принята к публикации 26.12.2022. Рецензент – Чукарин А.Н., доктор технических наук, профессор Ростовского государственного университета путей сообщения.

The article was submitted to the editorial office on 02.09.2022; approved after review on 06.09.2022; accepted for publication on 26.12.2022. The reviewer is Chukarin A.N., Doctor of Technical Sciences, Professor of Rostov State Transport University.