

УДК 621.838.222

М. П. Шишкарев, д-р техн. наук, доц.

Донской государственный технический университет, РФ

Тел.: 89081933393; E-mail: shishkarev_m_p@mail.ru

СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ АДАПТИВНОЙ ФРИКЦИОННОЙ МУФТЫ

В статье приведены результаты исследования разработанного способа повышения номинальной нагрузочной способности и точности срабатывания модернизированной адаптивной фрикционной муфты с одноконтурной отрицательной обратной связью. Способ основан на выключении обратной связи, по меньшей мере, при настроечном значении коэффициента трения. Доказано, что отключение действия обратной связи при минимальном значении коэффициента трения позволяет повысить настроечный вращающий момент и точность срабатывания муфты.

Ключевые слова: адаптивная фрикционная муфта, настроечный вращающий момент, точность срабатывания, коэффициент усиления, коэффициент трения.

M. P. Shishkarev

METHOD FOR IMPROVING THE PERFORMANCE OF AN ADAPTIVE FRICTION CLUTCH

The article presents the results of the study of the developed method for increasing the rated load capacity and the accuracy of the operation of the upgraded adaptive friction clutch with a single-circuit negative feedback. The method is based on switching off the feedback, at least at the set value of the coefficient of friction. It is proved that disabling the feedback action at the minimum value of the coefficient of friction allows you to increase the tuning torque and the accuracy of the clutch operation.

Keywords: adaptive friction clutch, tuning torque, actuation accuracy, gain, friction coefficient.

1. Введение

В работах [1, 2] показано, что все конструкции адаптивных фрикционных муфт (АФМ) первого поколения построены по схеме одноконтурной отрицательной обратной связи, независимо от конструктивного исполнения управляющего устройства (УУ), математические модели их номинальной нагрузочной способности и точности срабатывания описываются одинаковыми функциональными зависимостями.

При изменении значения коэффициента трения в 1,5 раза (от минимального до максимального значения) значение коэффициента точности [3] составляет 1,16. Указанная точность срабатывания получена при значении коэффициента усиления (КУ) обратной связи, равном 10, что указывает на резкое снижение номинальной нагрузочной способности АФМ – при значении среднего (расчетного) коэффициента трения $f_{\text{ср}} = 0,3$ значение вращающего момента муфты меньше вращающего момента предохранительной фрикционной муфты обычной точности срабатывания, т. е. без УУ, в 4 раза.

Относительно невысокая точность срабатывания АФМ первого поколения является следствием действия отрицательной обратной связи во всем интервале значений коэффициента трения, в том числе при его минимальном значении.

При настройке муфты на передачу номинального вращающего момента по минимальному значению коэффициента трения [4, 5, 6] указанное обстоятельство является причиной низкой номинальной нагрузочной способности АФМ.

Цель исследования: Разработка и исследование способа повышения номинальной нагрузочной способности и точности срабатывания АФМ первого поколения.

Задачи исследования: 1. Разработка способа повышения минимального вращающего момента АФМ первого поколения. 2. Разработка принципиальной схемы УУ

обратной связи за счет обеспечения дифференцированного значения коэффициента усиления (КУ). 3. Определение оптимального соотношения между усилиями замыкающих пружин и коэффициентами осевой жесткости.

2. Основное содержание и результаты работы

Выявленные причины низкой точности срабатывания и номинальной нагрузочной способности АФМ первого поколения позволяют разработать способ устранения указанных недостатков, который заключается в увеличении номинального (настроечного) вращающего момента без изменения значения силы натяжения замыкающей пружины (группы замыкающих пружин) и геометрических параметров муфты.

Реализация данного способа основана на выключении функционирования обратной связи, по меньшей мере, при минимальном (настроечном) значении коэффициента трения [4]. Технически данный способ воплощен в виде принципиальной схемы АФМ, показанной на рис. 1, а.

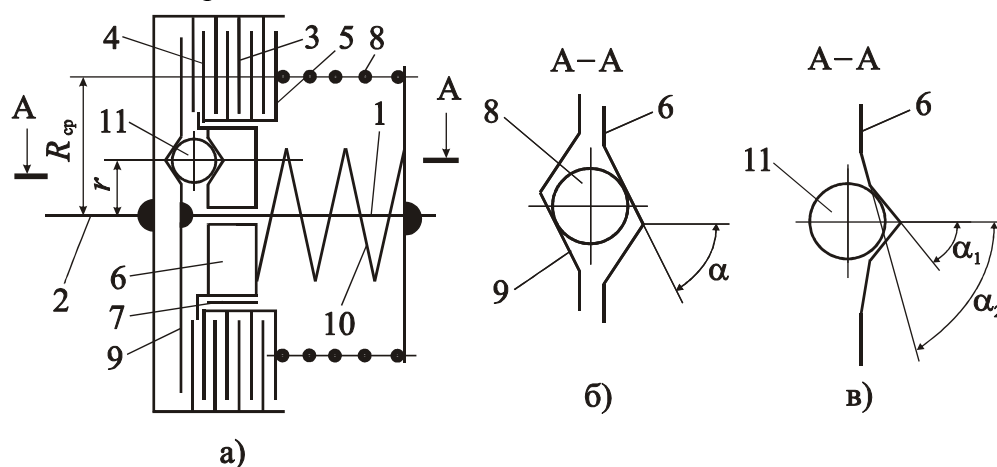


Рисунок 1. Принципиальная схема модернизированной АФМ первого поколения.

Полумуфты 1 и 2 кинематически связаны одна с другой при помощи фрикционной группы, состоящей из дисков трения 3 и 4. Диски 3 соединены с барабаном полумуфты 2, диски 4 – со ступицей нажимного диска 5, который установлен на втулке 6 и связан с ней в окружном направлении при помощи шпонки 7.

Втулка 6 установлена на ступице полумуфты 1, и кинематически не связана с ней в окружном направлении, за исключением незначительного трения, которое не будет учитываться в дальнейших математических выкладках.

Силовое замыкание элементов трения фрикционной группы осуществляется при помощи пружины 8. Втулка 6 поджата в направлении упорного диска 9, закрепленного на ступице полумуфты 1, при помощи пружины 10.

Муфта состоит из тел качения 11, которые расположены в скошенных гнездах упорного диска 9 и втулки 6 (рис. 1, б). На левом торце втулка 6 имеет заплечик, который ограничивает ее осевое перемещение вправо относительно нажимного диска 5.

Если полумуфта 1 является ведущей, то вращающий момент передается телами качения 11, втулкой 6, шпонкой 7, нажимным диском 5, дисками 3 и 4 (за счет трения) на полумуфту 2. В результате взаимодействия тел качения 11 с боковыми скошенными стенками гнезд возникает осевая сила F_p (распорная сила) как одна из составляющих силы нормального давления в точках контакта (рис. 1, б), которая уменьшает действие силы натяжения пружины 8 на пары трения фрикционной группы.

Благодаря этому осуществляется процесс автоматического регулирования момента сил трения между элементами фрикционной группы в зависимости от значения коэффициента трения и передаваемой нагрузки.

Принцип работы муфты основан на том, что при минимальном значении коэффициента трения распорная сила на телах качения 11 уравнивается силой натяжения пружины 10 (силой трения между нажимным диском 5 и шпонкой 7 пренебрегаем ввиду ее небольшого значения). Следовательно, на нажимной диск распорная сила УУ в данный период времени практически не действует, на основании чего запишем:

$$T_{\min} = zF_{n1}R_{cp}f_{\min}, \quad (1)$$

где z – число пар трения 3–4; F_{n1} – сила натяжения пружины 8; R_{cp} – средний радиус поверхностей трения дисков 3 и 4; f_{\min} – минимальный коэффициент трения.

Значение вращающего момента T_{\min} равно настроечному вращающему моменту АФМ.

В рассматриваемый период времени значение осевого зазора между заплечиком втулки 6 и торцом нажимного диска 5 минимальное и может составлять 0,1...0,2 мм. При выполнении неравенства $f_i > f_{\min}$ (f_i – текущее значение коэффициента трения) и наступлении перегрузки в приводе машины увеличивается распорная сила. В этот период времени вращающий момент АФМ равен

$$T_i = zR_{cp}f_i(F_{n1} + F_{n2} - F_{pi}), \quad (2)$$

где F_{n2} – сила натяжения пружины 10; F_{pi} – текущая распорная сила.

Значение текущей распорной силы определяется по следующей формуле:

$$F_{pi} = \frac{T_i}{r} \operatorname{tg} \alpha, \quad (3)$$

где α – угол скоса гнезда под тело качения 11 (см. рис. 1, б); r – радиус окружности, на которой расположены тела качения 11 (см. рис. 1, а).

Подставляя формулу (3) в равенство (2) и решая составленное уравнение относительно неизвестного члена T_i , получаем:

$$T_i = zR_{cp}f_i \frac{F_{n1} + F_{n2}}{1 + zCf_i}. \quad (4)$$

Функция (4) – возрастающая по аргументу f_i , однако действие распорной силы при значениях коэффициента трения $f_i > f_{\min}$ требует проверки выполнения условия $T_{\min} \leq T_i$, поскольку при значениях коэффициента трения $f_i \approx f_{\min}$ возможно появление так называемого «провала» нагрузочной характеристики АФМ. При «провале» не выполняется указанное условие, что отрицательно сказывается на точности срабатывания АФМ.

Используя правые части соотношений (1) и (4), получаем:

$$C \leq \frac{n}{zf_{\min}}, \quad (5)$$

где n – коэффициент: $n = F_{n2} / F_{n1}$.

Соотношение (5) получено при помощи следующего приема. Функция (4) принимает минимальные значения при значениях коэффициента трения $f_i \approx f_{\min}$, поэтому в ней условно принят параметр f_{\min} вместо параметра f_i .

Значение коэффициента точности АФМ, с учетом соотношений (1) и (4) (при условии замены в последнем соотношении параметра f_i параметром f_{\max} – максимальным коэффициентом трения), вычисляется по следующей формуле:

$$K_T = \frac{T_{\max}}{T_{\min}} = \frac{m(1+n)}{1+mn}, \quad (6)$$

где m – коэффициент, отражающий относительную ширину интервала изменения значений коэффициента трения: $m = f_{\max} / f_{\min}$.

Анализ формулы (6) показывает, что значение коэффициента точности K_T уменьшается при увеличении коэффициента n (первая производная функции (6) по аргументу n отрицательная). С учетом соотношения (5) это означает, что точность срабатывания АФМ повышается при увеличении КУ C .

Поскольку значение настроечного (номинального) вращающего момента АФМ не зависит от значения КУ (см. формулу (1)), значение C может быть повышено с целью увеличения точности срабатывания муфты [7, 8].

Необходимо отметить, что формула (6), с учетом соотношения (5), может быть приведена к виду, идентичному формуле для определения коэффициента точности K_T муфты-аналога [9, 10]. Это означает, что при равных друг другу значениях КУ C сравниваемые муфты обладают одинаковой точностью срабатывания. Однако стремление к повышению точности срабатывания за счет увеличения КУ C приводит к резкому снижению значения вращающего момента T_H и требует увеличения силы натяжения пружины, замыкающей пары трения фрикционной группы.

Увеличение силы натяжения пружины ограничивается допустимым значением контактного давления на поверхностях трения [11]. На основании этого заметим, что при одинаковой силе замыкания пар трения фрикционной группы исследуемая АФМ обладает большей номинальной нагрузочной способностью при равной точности срабатывания, а при одинаковой номинальной нагрузочной способности имеет меньшую силу замыкания пар трения фрикционной группы при более высокой точности срабатывания.

Повышение точности срабатывания АФМ

Осевое перемещение втулки 6 в процессе передачи нагрузки позволяет реализовать в муфте переменное значение КУ. Для этого боковые стенки гнезд под тела качения 11 профилированы двумя пересекающимися плоскостями, образующими с осью тела качения углы α_1 и α_2 (см. рис. 1, в). В этом случае принцип действия УУ заключается в том, что при передаче вращающего момента, равного T_{\min} , и близких к нему по величине вращающих моментов тела качения 11 контактируют и участком боковой стенки гнезда, расположенным под углом α_1 , а в остальных случаях – с участком, расположенным под углом α_2 .

Реализация изложенного принципа действия УУ основана на том, что при значениях коэффициента трения, принадлежащих интервалу $f_{\min} \dots f_k$ (f_k – значение коэффициента трения, при котором тела качения 11 начинают контактировать с участком боковой стенки гнезда, расположенным под углом α_2 , а заплечик втулки 6 – с нажимным диском 5), распорная сила замыкается только на втулке 6, затем, благодаря заплечу, она начинает действовать на нажимной диск 5.

При значениях коэффициента трения $f_i > f_k$ вращающий момент АФМ определяется по формуле (2), что, с учетом соотношения (3), приводит к следующему выражению:

$$T_i = zR_{cp}f_i \frac{F_{nl} + F_{nl}}{1 + zC_1f_i}, \quad (7)$$

где C_1 – коэффициент усиления УУ для участка боковой стенки гнезда с углом наклона α_2 :

$$C_1 = \frac{R_{cp}}{r} \operatorname{tg}\alpha_2.$$

Очевидно, что $C_1 > C$, поскольку $\alpha_2 > \alpha_1$. Для повышения точности срабатывания АФМ целесообразно, чтобы после начала действия распорной силы на нажимной диск 5 значение вращающего момента стало меньше, чем при значении коэффициента трения f_k . Кроме того, значение вращающего момента T_1 не должно быть меньше, чем вращающий момент T_{\min} , а при значении коэффициента трения f_{\max} – не больше (вращающий момент T_{\max}), чем значение вращающего момента при значении коэффициента трения f_k .

Соответствующая этому нагрузочная характеристика АФМ схематично показана на рис. 2.

С учетом соотношения (7) данные условия имеют соответственно следующий вид:

$$1 > \frac{n+1}{1 + zC_1f_k}, \quad (8)$$

$$f_{\min} \leq f_k \frac{n+1}{1 + zC_1f_k}, \quad (9)$$

$$f_k \geq f_{\max} \frac{n+1}{1 + zC_1f_{\max}}. \quad (10)$$

Запишем соотношения (8) и (9) в следующем виде:

$$f_k > \frac{n}{zC_1}, \quad (11)$$

$$f_k \geq \frac{f_{\min}}{(n+1) - zC_1f_{\min}}. \quad (12)$$

Сравнение формул (10) и (11) показывает, что правая часть формулы (10) больше правой части формулы (11) в том случае, если выполняется неравенство

$$n < zC_1f_{\max}. \quad (13)$$

Далее исследование будет основано на предположении о безусловном выполнении неравенства (13). При форме нагрузочной характеристики АФМ, показанной на рис. 2, значение коэффициента трения f_k определяет точность срабатывания муфты, поэтому целесообразно принять равными друг другу значения f_k , вычисляемые по соотношениям (10) и (12) в форме равенства.

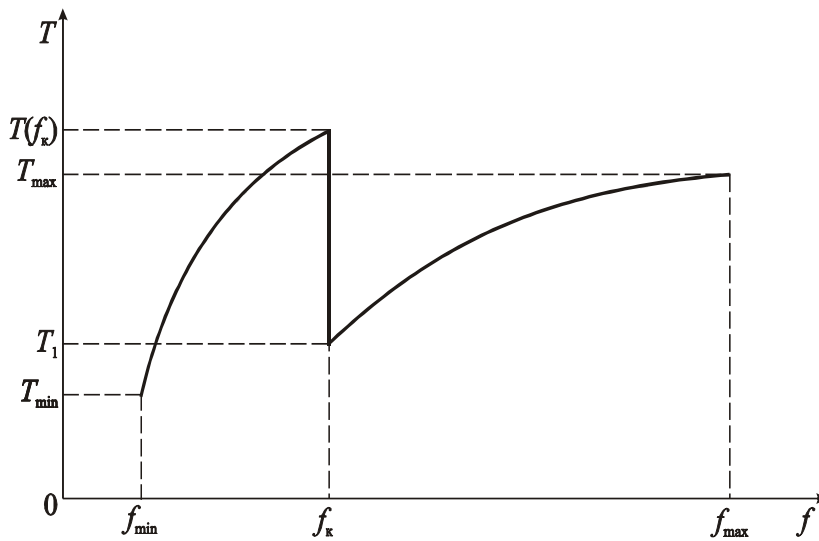


Рисунок 2. Схема нагрузочной характеристики АФМ.

На основании вышеизложенного, находим

$$C_1 = \frac{(n+1)^2 m - 1}{(n+2) z f_{\max}} \cdot (14)$$

Графики зависимостей $C(n)$ и $C_1(n)$ отражены на рис. 3 соответственно прямой 1 и кривой 2. Графики показывают, что $C_1 > C$ при всех значениях коэффициента n в пределах интервала, отложенного на оси абсцисс рисунка.

С учетом формулы (14) значение коэффициента трения f_k , в

соответствии с равенством (10), составляет:

$$f_k = \frac{(n+2) f_{\max}}{(n+1)m + 1} \cdot (15)$$

Значение коэффициента точности АФМ, с учетом формулы (15), вычисляется по следующему выражению:

$$K_T = \frac{T(f_k)}{T_{\min}} = \frac{(n+2)m}{(n+1)m + 1} \cdot (16)$$

В выражении (16) параметр $T(f_k)$ – вращающий момент АФМ при значении коэффициента трения, равном f_k . Сопоставление значений коэффициента точности по формуле (6) и выражению (16) в предположении, что $K_T > K'_T$ приводит к выполняемому неравенству $m > 1$. Это подтверждает, что при одинаковых значениях параметров (кроме КУ) второй вариант АФМ обеспечивает более высокую точность срабатывания.

При увеличении коэффициента n уменьшаются значения коэффициента трения f_k и коэффициента точности K_T .

Значение КУ C в данном случае можно определить, используя уравнение

$$F_{p.k} = F_{п2} + cx, \quad (17)$$

где $F_{p.k}$ – распорная сила УУ, соответствующая коэффициенту трения f_k ; c – коэффициент осевой жесткости пружины 10; x – значение осевого перемещения втулки 6 от левого исходного положения до поло-

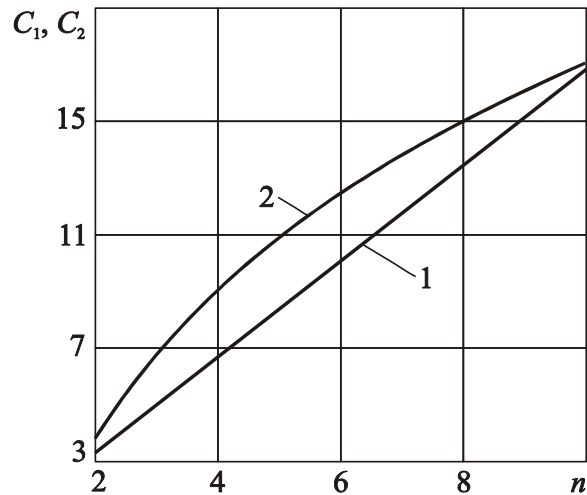


Рисунок 3. Зависимости коэффициентов усиления C и C_1 от коэффициента n

жения, соответствующего переходу тел качения 11 на участок боковой стенки гнезда с углом наклона α_2 .

Значение распорной силы УУ вычисляется, по аналогии с формулой (3), по соотношению

$$F_{p.k} = \frac{T(f_k)}{r} \operatorname{tg} \alpha_1 = z F_{п1} C f_k. \quad (18)$$

Подставляя соотношение (18) в равенство (17), получим с учетом выражения (15)

$$C = \frac{(n+1)m+1}{(n+2)z f_{\max}} \left(n + \frac{cx}{F_{п1}} \right). \quad (19)$$

При настройке предохранительных муфт значение силы натяжения пружины контролируют, чаще всего, по ее осевой осадке, поэтому выражение (19) запишем в следующем виде:

$$C = \frac{[(n+1)m+1]n}{(n+2)z f_{\max}} \left(1 + \frac{x}{x_1} \right), \quad (20)$$

где x_1 – значение осевой осадки пружины 10, соответствующее силе натяжения пружины $F_{п2}$.

При регулировании сил натяжения пружин 8 и 10 с помощью одного регулировочного элемента отношение значений коэффициентов осевой жесткости пружин должно равняться значению коэффициента n . При этом условия сохраняется наибольшая точность срабатывания АФМ.

Действительно, если не выполняется указанное отношение значений коэффициентов осевой жесткости пружин, то при $c_1 > c$ (где c_1 – коэффициент осевой жесткости пружины 8) дополнительное натяжение пружин приведет к большему увеличению силы натяжения пружины 8 по сравнению с силой натяжения пружины 10. Поэтому сила $F_{п2}$ не будет уравновешивать распорную силу при значениях коэффициента трения $f_i = f_{\min} \dots f_k$, и муфта начнет работать в адаптивном режиме при значении коэффициента трения f_{\min} или $f_i < f_k$.

В первом случае уменьшается значение вращающего момента T_{\min} , во втором случае – вращающий момент в начальный период работы АФМ в адаптивном режиме становится меньше, чем вращающий момент T_{\min} . Это приводит к снижению точности срабатывания муфты.

Уменьшение сил натяжения пружин, наоборот, приводит к нарушению баланса силы $F_{п2}$ и распорной силы ($F_{п2} > F_p$) и, соответственно, к увеличению коэффициента трения f_k , т. е. к снижению точности срабатывания АФМ.

При $c_1 < c$ увеличение сил натяжения пружин приводит к нарушению баланса силы $F_{п2}$ и распорной силы ($F_{п2} > F_p$), а уменьшение сил натяжения пружин – к началу действия обратной связи при значении коэффициента трения f_{\min} . В обоих случаях будет снижена точность срабатывания АФМ.

Результаты исследования могут быть использованы при расчетах и проектировании модернизированной АФМ первого поколения для определения значений параметров, обеспечивающих более высокую номинальную нагрузочную способность и точность срабатывания муфты.

3. Заключение

Таким образом, выполненные исследования позволили реализовать следующее:

1. Отключение действия обратной связи при минимальном значении коэффициента трения позволило повысить номинальный (настроечный) вращающий момент и точность срабатывания модернизированного варианта АФМ первого поколения.

2. Модернизация УУ обратной связи за счет обеспечения дифференцированного значения КУ в соответствующих интервалах значений коэффициента трения позволило дополнительно повысить точность срабатывания АФМ.

3. Наибольшая точность срабатывания модернизированной АФМ поддерживается с помощью определенного значения отношения первоначальных сил натяжения замыкающих пружин.

4. Для сохранения наибольшей точности срабатывания модернизированной АФМ при ее настройке отношение значений коэффициентов осевой жесткости пружин, замыкающих УУ и фрикционную группу, должно быть равно величине отношения первоначальных сил натяжения пружин.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Шишкарёв, М. П. Вопросы теории адаптивного фрикционного контакта твердых тел / М.П. Шишкарёв // Изв. вузов. Машиностроение. – 1994. – № 4–6. – С. 43–47.

2. Шишкарёв, М. П. Теоретические основы стабилизации выходного параметра адаптивного фрикционного контакта твердых тел / М.П. Шишкарёв // Изв. вузов. Машиностроение. – 2001. – № 2–3. – С. 17–23.

3. Шишкарёв, М. П. Функциональные связи между характеристиками предохранительных фрикционных муфт / М.П. Шишкарёв // Вестн. машиностроения. – 2006. – № 5. – С. 8–10.

4. Шишкарёв, М. П. Оптимальный способ настройки предохранительных фрикционных муфт / М.П. Шишкарёв // Вестн. машиностроения. – 2006. – № 3. – С. 16–19.

5. Шишкарёв, М. П. Анализ способов настройки предохранительных фрикционных муфт / М.П. Шишкарёв // Вестник машиностроения. – 2009. – № 8. – С. 29–32.

6. Шишкарёв, М. П. Влияние способа настройки адаптивной фрикционной муфты (базовый вариант) на ее предельную нагрузку / М.П. Шишкарёв // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2020. – № 12. – С. 552–557.

7. Шишкарёв, М. П. Уровень перегрузки при срабатывании адаптивных фрикционных муфт / М.П. Шишкарёв // Вестн. машиностроения. – 2006. – № 2. – С. 13–15.

8. Шишкарёв, М. П. Уровень перегрузок в адаптивных фрикционных муфтах с переменным коэффициентом усиления / М.П. Шишкарёв // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2020. – № 2. – С. 70–75.

9. Шишкарёв, М. П. Синтез и анализ адаптивной фрикционной муфты с отрицательно-нулевой обратной связью / М.П. Шишкарёв // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2020. – № 11. – С. 499–505.

10. Шишкарёв, М.П. Исследование вариантов адаптивных фрикционных муфт второго поколения / М.П. Шишкарёв, Чан Ван Дык // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – № 9. – С. 42–45.

11. Шишкарёв, М. П. Оптимизация коэффициента усиления адаптивных фрикционных муфт первого поколения с дифференцированными парами трения / М. П. Шишкарёв // Тракторы и сельхозмашины. – 2010. – № 4. – С. 36–39.

Поступила в редколлегию 31.01.2021 г.