

УДК 621.825.54

**А.Е. Фокин, М.Д. Гавриленко, М.П. Шишкарев**

## **ПОВЫШЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ АДАПТИВНЫХ ФРИКЦИОННЫХ МУФТ ПЕРВОГО ПОКОЛЕНИЯ**

*Осуществлен синтез адаптивной фрикционной муфты первого поколения с дифференцированными парами трения, имеющими различные средние радиусы поверхностей трения. Показано, что при определенных соотношениях величин средних радиусов поверхностей трения ведущей и ведомой фрикционных групп созданная конструкция муфты обладает более высокой, по сравнению с муфтой, имеющей одинаковые средние радиусы поверхностей трения фрикционных групп, нагрузочной способностью.*

*Ключевые слова: адаптивная фрикционная муфта, обратная связь, коэффициент усиления, коэффициент трения, средний радиус трения.*

**А**даптивные фрикционные муфты (АФМ) первого поколения выполнены по схеме предохранительной фрикционной муфты инж. Н.Д. Вернера [1] и оснащены одноконтурной отрицательной обратной связью. Муфты данного класса предназначены для предохранения узлов и деталей машин от перегрузок вращающим моментом, и обладают способностью к более высокой стабилизации передаваемой ими нагрузки [2].

Несмотря на указанное достоинство, АФМ имеют и существенный недостаток, ограничивающий их применение на практике, — пониженную нагрузочную способность. Этот недостаток обусловлен действием устройства отрицательной обратной связи, которое создает отжимную силу, стремящуюся уменьшить усилие прижатия фрикционных пар друг к другу. Вследствие этого уменьшается величина момента сил трения муфты и, следовательно, предельный вращающий момент, ограничиваемый АФМ [1].

Стремление повысить нагрузочную

способность АФМ посредством увеличения силы натяжения замыкающей пружины, либо увеличения числа пар трения или их радиальных размеров приводит к росту габаритов муфты и ее массы [3]. В данном случае масса муфты, как отмечается в работе [4], увеличивается практически прямо пропорционально силе натяжения замыкающей пружины.

Повышение нагрузочной способности АФМ посредством применения материалов пар трения с более высоким коэффициентом трения дает ограниченный эффект, поскольку средний коэффициент трения современных фрикционных материалов, применяемых в муфтах, не превышает значений 0,5...0,56 [5].

Уменьшение величины коэффициента усиления (КУ) обратной связи АФМ позволяет повысить нагрузочную способность муфт, однако приводит к снижению точности их срабатывания [6].

Таким образом, в настоящее время задача повышения нагрузочной способности АФМ первого поколения

без существенного снижения точности их срабатывания еще не решена.

*Задачей исследования* является изыскание способа повышения нагрузочной способности АФМ первого поколения и анализ принятого решения.

*Решение задачи.* Действие отрицательной обратной связи приводит, как было указано выше, к появлению силы, отжимающей друг от друга пары трения, что обуславливает уменьшение нагрузочной способности АФМ. В связи с этим для ее повышения необходимо уменьшить отжимное усилие управляющего устройства (УУ) муфты. Однако одно лишь уменьшение отжимного усилия приводит к снижению точности срабатывания АФМ. Задача синтеза АФМ с повышенной нагрузочной способностью направлена, между тем, на сохранение, как минимум, точности срабатывания.

В связи с этим в качестве одного из направлений синтеза АФМ может быть принят принцип управления относительно небольшим выходным сигналом УУ величиной усилия прижатия фрикционных пар с увеличенным средним радиусом поверхностей трения. В этом случае может быть сохранена заданная точность срабатывания АФМ.

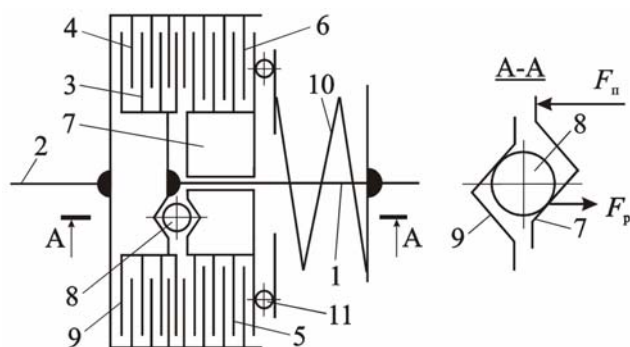
В качестве иллюстрации изложенного выше рассмотрим принципиальную схему АФМ первого поколения, изображенную на рисунке. Муфта состоит из полумуфт 1 и 2, связанных собой пакетами фрикционных дисков 3 и 4, 5 и 6. Диски 3 связаны со ступицей полумуфты 1 посредством шлицевого соединения, позволяющего им перемещаться в осевом направлении. Диски 4 связаны аналогичным способом с барабаном полумуфты 2.

Диски 5 связаны при помощи шлицев со ступицей нажимного диска 7, установленного на ступице полумуфты 1 с возможностью окружного перемещения относительно последней. Диски 6 связаны с барабаном полумуфты 2.

УУ муфты состоит из тел качения 8, которые размещены в скошенных гнездах, выполненных в упорном диске 9, жестко закрепленном на полумуфте 1, и в нажимном диске 7 (см. сечение А-А на рисунке).

Силовое замыкание пакетов фрикционных дисков осуществляется пружиной 10, поставленной в муфту с предварительным натяжением. Пружина передает усилие на нажимной диск через упорный подшипник 11.

Радиальные размеры дисков 3 и 4, 5 и 6 выполнены неодинаковыми, поэтому и средние радиусы поверхностей трения указанных дисков различны. На рисунке увеличенные, по сравнению с дисками 5 и 6, радиальные размеры имеют диски 3 и 4. Данное соотношение радиальных размеров фрикционных дисков 3 и 4, 5 и 6 принято на рисунке условно, поскольку вопрос по указанному соотношению требует



**Принципиальная схема многодисковой АФМ первого поколения**

дополнительного исследования в настоящей работе.

Для установления зависимости величины предельного вращающего момента АФМ от конструктивных параметров используем особенность, заключающуюся в наличии в конструкции муфты двух фрикционных групп с различными геометрическими параметрами. Согласно этой особенности величина полного вращающего момента муфты равна сумме вращающих моментов, передаваемых обеими фрикционными группами, т.е.

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

где  $T_1$  — вращающий момент, передаваемый пакетом фрикционных дисков 3 и 4;  $T_2$  — вращающий момент, передаваемый пакетом фрикционных дисков 5 и 6.

Слагаемые в равенстве (1) вычисляются по формулам:

$$T_1 = z_1 R_{\text{ср1}} f (F_{\text{п}} - F_{\text{р}}), \quad (2)$$

где  $z_1$  — число пар трения 3—4;  $R_{\text{ср1}}$  — средний радиус поверхностей трения фрикционных дисков 3 и 4;  $f$  — коэффициент трения между фрикционными дисками (принят одинаковым для всех пар трения муфты);  $F_{\text{п}}$  — сила натяжения замыкающей пружины 10;  $F_{\text{р}}$  — распорная (отжимная) сила, возникающая в процессе эксплуатации АФМ между телами качения 8, нажимным диском 7 и упорным диском 9 (рисунок, сечение А-А),

$$T_2 = z_2 R_{\text{ср2}} f (F_{\text{п}} - F_{\text{р}}) \quad (3)$$

где  $z_2$  — число пар трения 5—6;  $R_{\text{ср2}}$  — средний радиус поверхностей трения фрикционных дисков 5 и 6.

Остальные обозначения в формуле (3) соответствуют обозначениям, приведенным в комментарии к фор-

муле (2).

Положим

$$R_{\text{ср1}} = n R_{\text{ср2}}, \quad (4)$$

где  $n$  — коэффициент:  $n \neq 1$ .

Подставим в равенство (1) правые части соотношений (2) и (3) и

$$T_{\text{п}} = (z_1 n + z_2) (F_{\text{п}} - F_{\text{р}}) R_{\text{ср2}} f. \quad (5)$$

учитывая выражение (4), получим:

Величина распорной (отжимной) силы вычисляется по формуле

$$F_{\text{р}} = \frac{T_2}{r} \operatorname{tg} \alpha, \quad (6)$$

где  $\alpha$  — угол скоса стенок гнезд под тела качения 8 (рисунок, сечение А-А);  $r$  — радиус окружности, на которой расположены тела качения 8 (рисунок).

После подстановки в формулу (6) правой части равенства (3) получим:

$$F_{\text{р}} = z_2 R_{\text{ср2}} (F_{\text{п}} - F_{\text{р}}) f \frac{\operatorname{tg} \alpha}{r}.$$

Решив последнее уравнение относительно неизвестного  $F_{\text{р}}$ , найдем:

$$F_{\text{р}} = z_2 F_{\text{п}} C \frac{f}{1 + z_2 C f}, \quad (7)$$

где  $C$  — КУ обратной связи АФМ:

$$C = \frac{R_{\text{ср2}}}{r} \operatorname{tg} \alpha.$$

Подставив решение (7) в формулу (5), получим окончательно:

$$T_{\text{п}} = (z_1 n + z_2) F_{\text{п}} R_{\text{ср2}} \frac{f}{1 + z_2 C f}. \quad (8)$$

Для сравнительной оценки нагрузочной способности исследуемой АФМ и базового варианта АФМ первого поколения положим в последней средний радиус поверхностей трения, равный  $n R_{\text{ср2}}$  и одинаковый для всех фрикционных дисков. Тогда предель-

ный вращающий момент такой муфты будет вычисляться по формуле:

$$T_{n1} = (z_1 + z_2)nF_n R_{cp2} \frac{f}{1 + z_2 n C f}. \quad (9)$$

В формуле (9) сохранен принцип дифференциации фрикционных дисков на ведущие и ведомые, характерный для исследуемой АФМ.

Установим, при каких значениях коэффициента  $n$  предельный вращающий момент исследуемой АФМ больше предельного вращающего момента АФМ первого поколения с одинаковым средним радиусом поверхностей трения (базовый вариант), равным  $nR_{cp2}$ . Для этого в неравенство вида  $T_n > T_{n1}$  подставим правые части выражений (8) и (9). Приходим к неравенству вида

$$z_1 z_2 C f n^2 - z_2 (1 + z_1 C f) n + z_2 > 0, \quad (10)$$

решения которого

$$n_{1,2} = \frac{(1 + z_1 C f) \pm (1 - z_1 C f)}{2 z_1 C f}.$$

В неравенстве (10) постоянный коэффициент при неизвестном второй степени положителен. При отрицательном дискриминанте квадратного неравенства вида

$$D = 1 - 2 z_1 C f + z_1^2 C^2 f^2$$

неравенство имеет множество решений, таких, что  $n \in R$  (где  $R$  — множество действительных чисел), поэтому исследуем случай, когда дискриминант положителен либо равен нулю. Для этого зададимся начальным условием, имеющим отношение к величине коэффициента трения.

Поскольку нагрузочная способность АФМ сравнивается при номинальном вращающем моменте, передаваемом муфтой, при исследовании

указанного условия необходимо принять  $f = f_{\min}$ , согласно данным работы [7]. В этом случае можно записать

$$C^2 f_{\min}^2 z_1^2 - 2 z_1 C f_{\min} + 1 \geq 0. \quad (11)$$

Корни уравнения (неравенства) (11) имеют вид

$$z_{1(1,2)} = \frac{1}{C f_{\min}}. \quad (12)$$

Уравнение (11) имеет единственный корень (12). Неравенство (11) удовлетворяется при решениях, принадлежащих множеству

$$z_1 \in \left(-\infty; \frac{1}{C f_{\min}}\right) \cup \left(\frac{1}{C f_{\min}}; +\infty\right).$$

Последняя запись показывает, что неравенство (11) удовлетворяется при всех реальных значениях параметра  $z_1$ , имеющих физический смысл.

Полученный выше результат свидетельствует о том, что величина коэффициента  $n$  не зависит от параметра  $z_2$ , т.е. от числа пар трения, связанных с полумуфтой 2 и ступицей нажимного диска 7.

Поскольку, как установлено выше, дискриминант квадратного относительно  $n$  неравенства (10) не принимает отрицательных значений ни при каких величинах параметра  $z_1$ , указанное неравенство удовлетворяется множеством решений вида

$$n \in (-\infty; 1) \cup \left(\frac{1}{z_1 C f_{\min}}; +\infty\right). \quad (13)$$

Из выражения (12) следует, что величина коэффициента  $n$  (больше или меньше единицы) зависит от величин параметров  $z_1$ ,  $C$  и  $f_{\min}$ . Если

$$z_1 C f_{\min} > 1,$$

то для повышения нагрузочной способности исследуемой АФМ, по сравнению с нагрузочной способно-

стью АФМ первого поколения при  $n = 1$ , величина среднего радиуса поверхностей трения дисков 5 и 6 должна быть меньше, чем средний радиус поверхностей трения дисков 3 и 4.

Если конструктивно-компоновочная схема фрикционной группы АФМ первого поколения выполнена по типу «ведущие пары трения–ведомые пары трения» [8], то величина КУ должна быть ограничена сверху в соответствии с условием

$$C \leq \frac{1}{f_{\max}}, \quad (14)$$

где  $f_{\max}$  — максимальное значение коэффициента трения, которое он может принимать в реальных условиях эксплуатации пар трения в составе АФМ.

После подстановки правой части выражения (14) в форму равенства в предыдущее неравенство приходим к преобразованному неравенству вида

$$z_1 > \frac{f_{\max}}{f_{\min}}. \quad (15)$$

При выполнении неравенства (15) исследуемая АФМ будет обладать более высокой нагрузочной способностью, чем АФМ первого поколения с одинаковым средним радиусом поверхностей трения фрикционных дисков. В этом случае число фрикционных пар дисков 5 и 6 на указанное обстоятельство не влияет.

Упомянутый эффект исследуемой АФМ проявляется, если  $n < 1$ .

В том случае, если

$$z_1 C f_{\min} < 1,$$

то для обеспечения более высокой нагрузочной способности исследуемой АФМ должно удовлетворяться неравенство  $n > 1$ , как следует из выражения (13). В данном случае это

неравенство удовлетворяется при всех значениях параметра  $z_1$ , соответствующих условию

$$z_1 < \frac{f_{\max}}{f_{\min}}. \quad (16)$$

В первом из рассмотренных выше случаев, которому соответствует неравенство (15), будет  $n < 1$ . При этом АФМ первого поколения с одинаковой величиной среднего радиуса поверхностей трения 3, 4, 5 и 6 должно иметь указанный параметр, равный  $nR_{\text{ср2}}$ . Поскольку в исследуемой АФМ диски 5 и 6 имеют, согласно полученному результату, больший средний радиус поверхностей трения, по сравнению с указанным, естественно, что ее нагрузочная способность будет выше. В соответствии с этим упомянутый вариант выполнения АФМ далее рассматриваться не будет.

Соотношение (16) показывает, что даже при  $z_1 = 1$  исследуемая АФМ обладает более высокой нагрузочной способностью. При конструктивно-компоновочной схеме фрикционной группы АФМ типа «ведущие пары трения–ведомые пары трения» и при  $z_1 = 1$  муфта обладает наиболее высокой точностью срабатывания [9], поэтому ее повышенная нагрузочная способность сочетается с высокой стабильностью передаваемой нагрузки.

Если в процессе эксплуатации АФМ происходит увеличение коэффициента трения, то, согласно выражению (16), условие более высокой нагрузочной способности исследуемой АФМ будет выполняться, при принятом значении параметра  $z_1$ , в том случае, когда коэффициент трения будет принимать любые реальные значения, принадлежащие интервалу

$f_{\min} \dots f_{\max}$ . В этом случае нагрузочная способность исследуемой АФМ будет ниже, чем у АФМ первого поколения с одинаковой величиной среднего радиуса трения фрикционных дисков, если принятый параметр  $z_1$  удовлетворяет следующему условию

$$z_1 f_i > f_{\max}, \quad (17)$$

где  $f_i$  — текущее значение коэффициента трения, принадлежащее указанному интервалу.

Условие (17) выполняется, очевидно, в интервале значений коэффициента трения  $f_i \dots f_{\max}$ . Оно выполняется лишь формально, поскольку при  $z_1 > 1$  величина КУ  $C$  назначается в соответствии с выражением [8]

$$C \leq \frac{1}{z_1 f_{\max}}.$$

Очевидно, что в данном случае приведенное выше условие запишется в следующем виде

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

Данное неравенство, безусловно, удовлетворяется, поэтому и при  $z_1 > 1$  исследуемая АФМ обладает более высокой нагрузочной способностью по сравнению с АФМ первого поколения, имеющей одинаковый средний радиус поверхностей трения фрикционных дисков.

В выражении (13) нижнее граничное значение правой части множества решений при указанных выше условиях равно  $f_{\max} / f_{\min}$ , следовательно, принимает достаточно большие значения, которые трудно реализовать на практике. В связи с этим целесообразен переход к конструктивно-компоновочной схеме фрикционной группы АФМ со всеми ведущими па-

рами трения, которая позволяет снять указанное выше ограничение величины КУ  $C$ , не зависящее от параметра  $z_1$ . При этом увеличение  $z_1$  и КУ  $C$  обеспечивает меньшие граничные значения (порядка 1,25...1,3), что может быть реализовано на практике.

Результаты исследования могут быть использованы при расчетах и проектировании АФМ первого поколения с заданными эксплуатационными характеристиками.

### Выводы

1. Попытки повышения нагрузочной способности АФМ первого поколения традиционными способами — увеличением количества пар трения, увеличением среднего радиуса поверхностей трения, уменьшением величины КУ устройства обратной связи и т.п. приводят к ухудшению других эксплуатационных характеристик — точности срабатывания, габаритов и массы муфт.

2. Для реализации возможности повышения нагрузочной способности АФМ первого поколения в работе предложен принцип управления относительно небольшим выходным сигналом управляющего устройства усилием прижатия пар трения друг к другу с увеличенным средним радиусом поверхностей трения фрикционных пар. При этом сохранена исходная точность срабатывания АФМ.

3. Эффект повышения нагрузочной способности АФМ с неодинаковыми величинами среднего радиуса поверхностей трения дисков ведущей и ведомой фрикционных групп достигается в том случае, когда величина среднего радиуса ведомой фрикционной группы больше, чем ведущей фрикционной группы.

---

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1974. – 352 с.
2. Есипенко Я.И. и др. Муфты повышенной точности ограничения нагрузки / Я.И. Есипенко, А.З. Паламаренко, М.К. Афанасьев. – Киев: Техніка, 1972. – 168 с.
3. Запорожченко Р.М. К вопросу об эффективности фрикционных предохранительных муфт с точки зрения снижения веса приводов // Вестн. Харьк. политех. ин-та. – 1971. – Вып. I.XIV, № 58. – С. 16–19.
4. Запорожченко Р.М. О характеристиках предохранительных фрикционных муфт повышенной точности срабатывания // Изв. вузов. Машиностроение. – 1971. – № 1. – С. 48–52.
5. Крагельский И.В., Михин Н.М. Узлы трения машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
6. Афанасьев М.К. Исследование фрикционных муфт повышенной точности ограничения нагрузки: Автореф. дис....канд. техн. наук. – Киев, 1971. – 21 с.
7. Шишкарев М.П. Эффективность применения адаптивных фрикционных муфт // Изв. вузов. Машиностроение. – 2001. – № 1. – С. 27–31.
8. Шишкарев М.П. Распределение нагрузки в муфте Н.Д. Вернера и выбор ее параметров // Вестн. машиностроения. – 2001. – № 6. – С. 8–11.
9. Шишкарев М.П. Об ограничениях при выборе параметров некоторых типов адаптивных фрикционных муфт // Вестн. машиностроения. – 2001. – № 7. – С. 8–11. **ГИАБ**

---

## КОРОТКО ОБ АВТОРАХ

Фокин Александр Евгеньевич – аспирант кафедры. Email: [www.fokin-rnd@mail.ru](mailto:www.fokin-rnd@mail.ru)  
Гавриленко Максим Дмитриевич – аспирант кафедры. Email: [www.2508184@aaanet.ru](mailto:www.2508184@aaanet.ru)  
Шишкарев Михаил Павлович, профессор, доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Информационное обеспечение автоматизированного производства»,  
Email: [www.shishkarev\\_m\\_p@mail.ru](mailto:www.shishkarev_m_p@mail.ru)  
Институт энергетики и машиностроения ДГТУ.



UDC 621.825.54

### HEIGHTENING OF LOAD ABILITY OF ADAPTIVE FRICTIONAL CLUTCHES OF THE FIRST GENERATION

Fokin A.E., Graduate student, e-mail: [www.fokin-rnd@mail.ru](mailto:www.fokin-rnd@mail.ru)  
Gavrilenko M.D., Graduate student, e-mail: [www.2508184@aaanet.ru](mailto:www.2508184@aaanet.ru)  
Shishkarev M.P., Doctor of Technical Sciences, Professor, e-mail: [www.shishkarev\\_m\\_p@mail.ru](mailto:www.shishkarev_m_p@mail.ru)  
Don State Technical University

*Synthesis of an adaptive frictional clutch of the first generation with the differentiated steams of a friction having various average radiuses of surfaces of a friction is realised. It is displayed, that at certain parities of magnitudes of average radiuses of surfaces of a friction of leading and led frictional groups the created con-*

struction of a clutch possesses higher, in comparison with a clutch having identical average radiuses of surfaces of a friction of frictional groups, load ability.

Traditional approaches to increasing load-carrying capacity of first-generation adaptive friction clutches—enhancement of friction couples, enlargement of mean radius of clutch friction facing, gain in amplification factor of feedback device, etc.—result in degradation of other performance characteristics of the adaptive friction clutches—operation accuracy, size and weight.

Toward the increase in the load-carrying capacity of the first-generation AFC, this article proposes a low-output command unit to control clutch force of friction couples with enlarged diameter of clutch friction facing, at full possession of AFC operation accuracy.

Increase in the load-carrying capacity of AFC with unequal radii of friction facings of the drive and driven clutches is achieved when the driven friction clutch facing radius is larger than the radius of the drive friction clutch facing.

**Key words:** adaptive frictional clutch, feedback, strengthening factor, friction factor, average radius of a friction.

## REFERENCES

1. Polyakov V.S., Barabash I.D., Ryakhovsky O.A., 1974. Reference Book on Clutches. Leningrad: Mashinostroenie. P. 352.
2. Esipenko Ya.I. et al., 1972. Higher Accuracy Load Constraint Clutches. Kiev: Tekhnika. P. 168.
3. Zaporozhenko R.M., 1971. Efficiency of friction slip clutches from the viewpoint of decreased weight of drives, Kharkov Polytechnical Institute Bulletin, Issue I.XIV, No. 58, pp. 16–19.
4. Zaporozhenko R.M., 1971. Description of higher accuracy friction clutches, University Bulletin. Machine Engineering, No. 1, pp. 48–52.
5. Kragelsky I.V., Mikhin N.M., 1984. Friction Details of Machines: Reference Book. Moscow: Mashinostroenie. P. 280.
6. Afanasiev M.K., 1971. Higher Accuracy Load Constraint Friction Clutches. Extended Abstracts of PhD Eng Dissertation. Kiev. P. 21.
7. Shishkarev M.P., 2001. Efficiency of adaptive friction clutches, University Bulletin. Machine Engineering, No. 1, pp. 27–31.
8. Shishkarev M.P., 2001. Load distribution in Verner's clutch and selection of the clutch parameters, Machine Engineering Bulletin, No. 6, pp. 8–11.
9. Shishkarev M.P., 2001. Constraints on choice of parameters for some types of adaptive friction clutches, Machine Engineering Bulletin, No. 7, pp. 8–11.



## ГОРНАЯ КНИГА



### **Факторный анализ. Лекция 2. Повышение качества управления методами факторного анализа**

Л.Х. Гитис

2013

20 с.

ISBN 978-5-98672-364-8

УДК 622.02

Даны оригинальные методы использования фрактального анализа в задачах производственного и социально-экономического управления.