

УДК 621.838.222

М. П. Шишкарев, д-р техн. наук, доцент

Донской государственной технической университет, Российская Федерация

Тел.: 89081933393; E-mail: shishkarev_m_p@mail.ru**УРОВЕНЬ СТАБИЛЬНОСТИ ВРАЩАЮЩЕГО МОМЕНТА АДАПТИВНЫХ ФРИКЦИОННЫХ МУФТ С КОСВЕННЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ**

В статье приведены результаты исследования адаптивной фрикционной муфты с косвенным регулированием и переменным значением коэффициента усиления обратной связи. Установлено, что теоретически для срабатывания муфты при увеличении коэффициента трения требуется незначительная дополнительная внешняя нагрузка, пренебрежимо малая по сравнению с номинальным вращающим моментом в приводе машины. Показано, что для обеспечения высокой точности срабатывания муфты при передаче нагрузки, близкой по значению номинальной нагрузке, необходима корректировка текущего значения коэффициента усиления в сторону уменьшения относительно расчетного значения с целью компенсации колебаний номинального вращающего момента, причем точность срабатывания муфты близка к точности срабатывания «идеальной» муфты.

Ключевые слова: адаптивная фрикционная муфта, косвенное регулирование, стабильность, вращающий момент, точность срабатывания, коэффициент усиления.

M. P. Shishkarev**THE LEVEL OF TORQUE STABILITY OF ADAPTIVE FRICTION CLUTCHES WITH INDIRECT CONTROL**

The article presents the results of the study of the adaptive friction clutch with indirect control and variable feedback gain. It is found that theoretically, for the coupling to operate with an increase in the coefficient of friction, an insignificant additional external load is required, which is negligible in comparison with the nominal torque in the machine drive. It is shown that for high precision operation of the clutch in the transmission load, close the rated load, the required adjustment of the current the value of the gain to decrease relative to the calculated values to compensate the fluctuation of the nominal torque, and precision the clutch operation is close to the precision operation of the "ideal" coupling.

Keywords: adaptive friction clutch, indirect control, stability, torque, actuation accuracy, gain.

1. Введение

Адаптивные фрикционные муфты (АФМ) первого поколения, выполненные по базовому варианту – муфте Н.Д. Вернера имеют постоянное значение коэффициента усиления (КУ) отрицательной обратной связи, которое функционально не зависит от коэффициента трения [1]. Это является основной причиной ограниченной, в ряде случаев практического применения, их точности срабатывания, поскольку закономерность изменения значения распорной силы в них, в функции коэффициента трения, не соответствует закону изменения распорной силы так называемой «идеальной» АФМ, который обеспечивает теоретически полную стабильность вращающего момента муфты [2].

В работе [3] поставлены условия полной стабильности значения силы трения адаптивного фрикционного контакта (АФК) и их реализация, а в работе [4] показано, что синтезированная принципиальная схема АФК имеет статические ошибки выходного сигнала (силы трения АФК), обусловленные дополнительным импульсом силы, который необходим для перемещения чувствительных элементов (тел качения) по гнездам управляющего устройства (УУ) при увеличении КУ обратной связи.

В данном случае при автоматическом регулировании для увеличения КУ необходимо временное (при регулировании) повышение внешней нагрузки, действующей на АФК, после чего его переход из состояния относительного покоя пар трения в состо-

яние относительного движения происходит при настроечном значении силы трения. Поэтому практически достижение полной стабильности силы трения «идеального» АФК, равно как и вращающего момента «идеальной» АФМ невозможно.

В работе [4] также дана оценка статической ошибки АФК и поставлено условие ее снижения.

Принципиальная схема АФК первого поколения с косвенным регулированием и ее описание приведены в работе [5]. В этой работе также найден закон изменения суммарной силы нажимных пружин в функции коэффициента трения, обеспечивающий теоретически полную стабильность силы трения, независимо от рассеивания коэффициента трения. Исследование показало, что стабильность силы трения АФК может быть достигнута за счет изменения значения КУ в зависимости от коэффициента трения.

Цель исследования: Разработка и анализ способа повышения стабильности вращающего момента АФМ первого поколения.

Задачи исследования: 1. Постановка и анализ условия срабатывания АФМ. 2. Исследование надежности работы АФМ при передаче нагрузки, близкой номинальной.

2. Основное содержание и результаты работы

Поскольку в работе [5] АФК рассматривался как составная часть соответствующей АФМ, можно использовать аналитические зависимости для решения задачи по определению уровня стабильности вращающего момента муфты, принципиальная схема которой показана на рис. 1.

Установленные соосно одна относительно другой полумуфты 1 и 2 связаны между собой пакетом фрикционных дисков 3 и 4. Слева (по рис. 1, 2) пакет дисков 3 и 4 опирается через упорный подшипник на диск 5 полумуфты 1, т. е. муфта выполнена по схеме «все пары трения ведущие». Диски 3 связаны со ступицей нажимного диска 6, который установлен свободно на ступице полумуфты 1.

На правом торце опорного стакана 7 и на обращенном к нему торце втулки 8 выполнены гнезда, боковые рабочие поверхности которых профилированы кривыми линиями (рис. 1, б). Втулка 8 связана со ступицей полумуфты 1 при помощи направляющей шпонки 9 и поджата к нажимному диску 6 центральной пружиной 10.

Стакан 7 жестко зафиксирован от осевого перемещения на ступице полумуфты 1 и лишен кинематической связи с нею в окружном направлении при помощи шпонки 11.

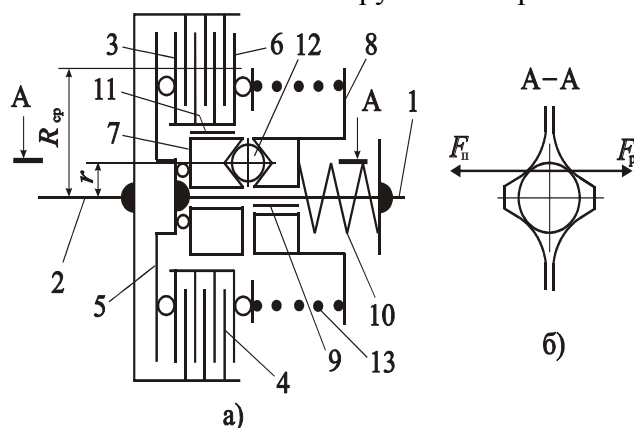


Рисунок 1. Принципиальная схема АФМ первого поколения с косвенным регулированием.

В гнездах размещены тела качения 12, которые вместе с нажимным диском 6 и втулкой 7 образуют управляющее устройство (УУ).

Силовое замыкание пар трения осуществляется центральной пружиной 13, кото-

рая слева (рис. 1, а) опирается через упорный подшипник на нажимной диск 6, а справа – на торец втулки 8.

Осевое положение тел качения 12 в гнездах зависит от вращающего момента, действующего на нажимной диск 6, т. е. от вращающего момента муфты. Соответственно этому изменяется и осевая деформация пружин 10 и 13, благодаря чему осуществляется автоматическое регулирование силы нажатия пар трения, значение которой связано с текущим коэффициентом трения.

Для выполнения условия нечувствительности муфты к изменениям коэффициента трения сила натяжения пружины 13 должна изменяться по определенному закону в соответствии с текущим значением коэффициента трения. Установление закономерности изменения данной силы основывается на следующих рассуждениях.

Для эффективного использования пружины 13 номинальный вращающий момент АФМ должно определяться при максимальном значении коэффициента трения f_{\max} .

Рассматривая данный случай, запишем:

$$T_n = zF_n R_{cp} f_{\max}, \quad (1)$$

где z – число пар поверхностей трения фрикционной группы муфты; F_n – сила натяжения пружины 13, соответствующая крайнему правому осевому положению втулки 8; R_{cp} – средний радиус поверхностей трения.

Очевидно, что при достижении полной стабильности вращающего момента муфты выполняется условие $T_i = \text{const}$ (где T_i – любое текущее значение вращающего момента при произвольном значении коэффициента трения f_i).

Вращающий момент T_i вычисляется по следующей формуле:

$$T_i = zF_n(f_i) R_{cp} f_i, \quad (2)$$

где $F_n(f_i)$ – сила натяжения пружины 13, соответствующая коэффициенту трения f_i .

По условию задачи должно выполняться равенство $T_n = T_i$, поэтому, приравнявая друг другу правые части равенств (1) и (2), находим:

$$F_{ni} = F_n \frac{f_{\max}}{f_i}. \quad (3)$$

Из соотношения (3) следует, что при $f_i = f_{\max}$ выполняется равенство $F_{ni} = F_n$. Таким образом, для достижения полной стабилизации вращающего момента муфты сила пружины 13 должна изменяться обратно пропорционально коэффициенту трения.

Запишем уравнение осевого равновесия втулки 8 для ее произвольного осевого положения. В процессе работы муфты на втулку 8 действуют следующие силы:

– сила F_{ni} натяжения пружины 13; – сила F_{ni} натяжения пружины 10; – осевая реакция F_{pi} со стороны тел качения 12 (распорная сила); – сила трения F_{tp} , действующая между втулкой 8 и направляющей шпонкой 9.

В соответствии с этим упомянутое уравнение имеет следующий вид:

$$F_{ni} + F_{pi} - F_{ni} - F_{tp} = 0. \quad (4)$$

Значение распорной силы F_{pi} определяется по формуле:

$$F_{pi} = \frac{T_n}{r} \operatorname{tg} \alpha_i, \quad (5)$$

где α_i – угол между касательной в точке контакта тела качения 2 с боковой стенкой

гнезда и осью тела качения, параллельной оси вращения муфты (рис. 1, б); r – радиус окружности, на которой расположены тела качения 12.

Формула (5) определяет текущую распорную силу, при котором вращающий момент АФМ, согласно поставленному условию, равен T_n . В этом случае каждому положению тела качения 12 в гнезде соответствует текущий угол α_i .

Сила трения $F_{тр}$ равна:

$$F_{тр} = \frac{2T_n}{d} f_1, \tag{6}$$

где f_1 – коэффициент трения в соединении между втулкой 8 и направляющей шпонкой 9 ($f_1 = \text{const}$); d – диаметр ступицы полумуфты 1 в месте посадки на нее втулки 8.

С помощью формулы (4) можно определить максимальное значение КУ. Представим формулу (5) в следующем виде:

$$F_{pi} = \frac{T_n C_i}{R_{cp}}, \tag{7}$$

где C_i – текущее значение КУ, вычисляемое по формуле $C_i = R_{cp} \text{tg} \alpha_i / r$.

Согласно принципиальной схеме муфты и принципу действия УУ минимальное значение КУ соответствует крайнему левому положению втулки 8. В этом положении сила натяжения пружины 13, согласно соотношению (3), равна:

$$F_{n.\text{max}} = F_n \frac{f_{\text{max}}}{f_{\text{min}}}, \tag{8}$$

при минимальном значении коэффициента

трения f_{min} .

Обозначим для данного положения втулки 8 силу натяжения пружины 10 через F_{n1} . Очевидно, что это наименьшая сила из всех возможных значений F_{n1i} .

Силу $F_{n.\text{max}}$ можно представить следующим соотношением:

$$F_{n.\text{max}} = F_n + c_1 x_{\text{max}}, \tag{9}$$

где c_1 – осевая жесткость пружины 13; x_{max} – максимальная осадка пружины 13 в процессе автоматического регулирования.

Значение осадки x_{max} равно полному осевому перемещению втулки 8 или проекции линии, соединяющей точки контакта тела качения 12 с боковой стенкой гнезда в начальном и конечном положениях, на ось x (рис. 2).

Приравняв друг другу правые части соотношений (8) и (9), находим:

$$x_{\text{max}} = \frac{F_n (f_{\text{max}} / f_{\text{min}} - 1)}{c_1}. \tag{10}$$

Для повышения чувствительности муфты к изменениям коэффициента трения следует принять $F_{n.\text{max}} = F_{n1}$, тогда минимальное значение КУ (при значении $f_i = f_{\text{min}}$) можно определить на основе уравнения (4).

Учитывая формулы (6) и (7), получаем:

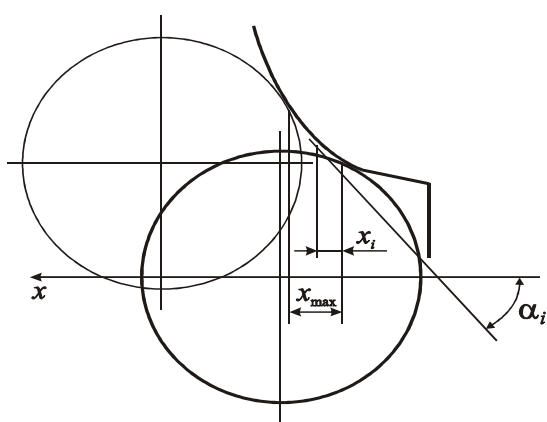


Рисунок 2. Схема контакта тела качения с боковой стенкой гнезда.

$$C_{\min} = \frac{2R_{\text{cp}}}{d} f_1. \quad (11)$$

Максимальное значение КУ соответствует крайнему правому положению втулки 8. В данном случае сила натяжения пружины 13 равна $F_{\text{п}}$, а пружины 10

$$F_{\text{п1.max}} = F_{\text{п1}} + c_2 x_{\text{max}}, \quad (12)$$

где c_2 – осевая жесткость пружины 10.

Подставляя правые части соотношений (6), (7) и (12) в уравнение (4) и учитывая при этом формулу (10), получаем при $C_i = C_{\text{max}}$:

$$C_{\text{max}} = \frac{F_{\text{п1}}}{zF_{\text{п}}f_{\text{max}}} + \frac{c_2}{zc_1f_{\text{max}}} \left(\frac{f_{\text{max}}}{f_{\text{min}}} - 1 \right) + \frac{2R_{\text{cp}}}{d} f_1 - \frac{1}{zf_{\text{max}}}. \quad (13)$$

В соответствии с формулами (1) и (13) определим предельные значения углов давления тел качения 12. Силу натяжения $F_{\text{п1}}$ пружины 10 находим на основе равенства

$$F_{\text{п1}} = F_{\text{п}} + c_1 x_{\text{max}},$$

и формулы (10). Имеем:

$$F_{\text{п1}} = F_{\text{п}} \frac{f_{\text{max}}}{f_{\text{min}}}.$$

Закономерность изменения значения КУ в интервале между его значениями C_{\min} и C_{max} можно определить, используя уравнение (4). Очевидно, что в данном случае аргументом будет текущий коэффициент трения f_i .

Полагая, что отсчет величины осадки пружины 13 производится от крайнего правого положения втулки 8, которому соответствуют значение КУ C_{max} и сила натяжения $F_{\text{п}}$ пружины 13, значение текущей силы $F_{\text{пi}}$ подчиняется следующей зависимости:

$$F_{\text{пi}} = F_{\text{п}} + c_1 x_i, \quad (14)$$

где x_i – текущая координата осевого перемещения втулки 8 (рис. 2).

При перемещении втулки 8 в указанном направлении значение текущей силы натяжения $F_{\text{п1i}}$ пружины 10 изменяется по соотношению:

$$F_{\text{п1i}} = F_{\text{п1}} + c_2 (x_{\text{max}} - x_i). \quad (15)$$

Подстановка правых частей равенств (14) и (15) в уравнение (4) не позволяет определить искомую закономерность, так как параметр x_i функционально зависит от коэффициента трения f_i . Для определения данной зависимости воспользуемся соотношениями (3) и (9), заменяя в последнем из которых $F_{\text{п.max}}$ на $F_{\text{пi}}$, а x_{max} – на x_i .

Из упомянутых соотношений получаем:

$$x_i = \frac{F_{\text{п}}}{c_1} \left(\frac{f_{\text{max}}}{f_i} - 1 \right). \quad (16)$$

Подставляя правую часть формулы (16) в соотношение (15) и используя полученный результат, наряду с формулами (3), (6) и (7) в уравнении (4), находим:

$$C_i = \frac{F_{\text{п1}}}{zF_{\text{п}}f_{\text{max}}} + \frac{c_2}{zc_1} \left(\frac{1}{f_{\text{min}}} - \frac{1}{f_i} \right) + \frac{2R_{\text{cp}}}{d} f_1 - \frac{1}{zf_i}.$$

С учетом полученного выше соотношения, связывающего между собой силы $F_{\text{п}}$

и $F_{н1}$, последнее выражение запишем в следующем виде:

$$C_i = \frac{1}{z} \left(\frac{1}{f_{\min}} - \frac{1}{f_i} \right) \left(1 + \frac{c_2}{c_1} \right) + \frac{2R_{\text{сп}}}{d} f_1. \quad (17)$$

Нетрудно убедиться в том, что при последовательной замене в формулу (17) параметра f_i параметрами f_{\min} и f_{\max} приходим к соотношениям (11) и (13).

Если в процессе эксплуатации АФМ увеличивается коэффициента трения от значения, меньшего f_{\max} , это увеличение должно компенсироваться уменьшением силы пружины 13. Для этого втулка 8 должна переместиться вправо (рис. 1), что превращает уравнение (4) в неравенство с левой частью, большей, чем правая часть.

В данном случае изменится соотношение сил натяжения пружин 10 и 13, а данное изменение должно быть компенсировано увеличением распорной силы УУ.

Для определения дополнительной внешней (по отношению к муфте) нагрузки, действующей в переходные периоды, необходимо установить функциональную зависимость значения КУ от осевого перемещения x_i втулки 8. В данном случае переходными будем считать периоды, в течение времени которых происходит изменение значения распорной силы УУ и связанных с этим перемещений втулки 8.

Поскольку выше найдена зависимость $C_i(f_i)$ (см. формулу (17)), прежде всего, определим вид функции $f_i(x_i)$. Учитывая, что речь в данном случае идет о перемещении втулки 8 вправо (по рис. 2) при увеличении коэффициента трения, осевое перемещение втулки можно выразить следующей функцией:

$$x_i' = x_{\max} - x_i,$$

где x_i' – упомянуто осевое перемещение втулки 8.

В последней формуле значение перемещения x_i определяется по формуле (16), поэтому, с учетом соотношения (10), данную формулу запишем в виде:

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

Из последней формулы находим:

$$f_i = \frac{1}{1/f_{\min} - c_1 x_i' / (F_n f_{\max})}. \quad (18)$$

Подставляя правую часть формулы (18) в равенство (17), получаем:

$$C_i = \frac{c_1 x_i'}{z F_n f_{\max}} \left(1 + \frac{c_2}{c_1} \right) + \frac{2R_{\text{сп}}}{d} f_1. \quad (19)$$

Если произойдет случайное увеличение коэффициента трения, то при перегрузке муфта не сможет работать при вращающем моменте T_n , поскольку значение распорной силы будет меньше требуемого. Для этого необходимо переместить втулку 8 для того чтобы при перекачивании тел качения 12 по стенкам гнезд угол давления достиг необходимой величины, соответствующей значению C_{i+1} при значении коэффициента трения f_{i+1} .

Следовательно, в данном случае должна быть приложена дополнительная внешняя нагрузка для перехода системы в другое состояние, в котором значение КУ соответствует новому значению коэффициента трения f_{i+1} .

Таким образом, задачей дальнейшего исследования является определение значения упомянутой дополнительной нагрузки.

При перемещении вправо (по рис. 1) втулки 8 под действием дополнительной нагрузки увеличивается КУ вследствие увеличения угла давления α_i (см. рис. 2), что, соответственно, приводит к росту распорной силы F_{pi} не только вследствие действия дополнительной нагрузки, но и, главным образом, за счет увеличения КУ.

Одновременно уменьшается сила натяжения пружины 13 и увеличивается сила сопротивления пружины 10. Сила трения $F_{тр}$ зависит только от значения приложенной к муфте дополнительной нагрузки. Следовательно, условием срабатывания муфты при вращающем моменте T_n является, по меньшей мере, компенсация увеличения силы сопротивления перемещению втулки 8 за счет соответствующего роста распорной силы.

Если принять, что суммарная внешняя нагрузка состоит из двух частей – $T_n + \Delta T_i$ (где ΔT_i – переменная часть внешней нагрузки), то вращающий момент ΔT_i в начале перемещения втулки 8 увеличивается, а затем, при приближении точки контакта тела качения 12 и боковой стенки гнезда к координате x_{i+1} , определяемой значением коэффициента трения f_{i+1} , – уменьшаться, и в указанной точке обратится в нуль.

Значения сил натяжения пружин 10 и 13 при перемещении вправо втулки 8 изменяются, в зависимости текущего перемещения x_i , по следующим закономерностям:

$$\begin{aligned} F_{ni} &= F_{n1} + c_2 x_i', \\ F_{ni} &= F_n \frac{f_{\max}}{f_{\min}} - c_1 x_i'. \end{aligned} \quad (20)$$

Используя соотношения (6), (7), (19) и (20) в уравнении (4) (последнее в форме неравенства, когда левая часть больше правой части), находим (при замене параметра T_n на $T_n + \Delta T_i$):

$$\Delta T_i > 0.$$

Полученный результат означает, что при случайном увеличении коэффициента трения необходимо приложить лишь незначительную дополнительную внешнюю нагрузку ΔT_i для того чтобы элементы УУ муфты заняли взаимное относительное положение, при котором значение КУ (угол давления α_i) соответствовал бы новому значению коэффициента трения, согласно формуле (17).

При этом значение дополнительной нагрузки ΔT_i не зависит от текущей координаты перемещения x_i' . Это означает, что при линейном (в функции перемещения x_i') изменении суммарной силы натяжения пружин 10 и 13, а также распорной силы УУ (см. формулу (19)) в каждой точке перемещения втулки 8 распорная сила уравновешена указанной суммарной силой и силой трения $F_{тр}$.

В связи с этим вращающий момент ΔT_i является тем силовым импульсом, который необходим и достаточен для осуществления указанного перемещения втулки 8.

Сформулированный вывод указывает на то, что при принятом соотношении сил натяжения пружин 10 и 13 в крайнем левом положении втулки 8 муфта будет работать неустойчиво в области вращающих моментов, близких к его номинальному значению.

Неустойчивость работы муфты заключается в том, что при вращающих моментах, близких к моменту T_n , действие небольшого дополнительного импульса ΔT_i может привести к перемещению втулки 8 и к изменению значения КУ, что, в свою очередь,

вызовет немотивированное срабатывание муфты.

При буксовании муфты произойдет уменьшение коэффициента трения и, как следствие, момента сил трения, что приведет к соответствующему уменьшению распорной силы и к нарушению осевого равновесия втулки 8.

Перемещение втулки 8 влево (по рис. 1) под действием пружины 10 ведет к уменьшению угла α_i (рис. 2) и КУ. При этом увеличивается сила натяжения пружины 13 и момент сил трения фрикционной группы и прекращается буксование муфты, что приводит к росту распорной силы УУ, следующему за этим снижению момента сил трения и к буксованию муфты как результат прогрессирующего увеличения распорной силы.

Следовательно, при указанном выше условии неустойчивая работа муфты заключается в периодических немотивированных срабатываниях, сопровождающихся осциллирующим движением втулки 8.

Надежность работы муфты может быть повышена за счет уменьшения значения КУ по сравнению со значением, рассчитываемым по формуле (17). В этом случае при передаче номинального вращающего момента T_H тела качения 12 будут занимать в гнездах положение, при котором значение угла давления меньше расчетного.

Для достижения расчетного угла давления, при котором муфта передает вращающий момент T_H , необходимо приложить некоторый дополнительный вращающий момент. Этот принцип положен в основу исключения немотивированных срабатываний муфты при неизбежных в процессе эксплуатации незначительных колебаниях внешней нагрузки, сопровождающих ход технологического процесса машины.

Полагая, что новое значение КУ равно:

$$C'_i = kC_i,$$

где k – коэффициент, $k < 1$, подставим данное представление в уравнение (4), с учетом формулы (17), и, используя формулы (6), (7) и (20), получим:

$$T_i = \frac{(c_1 + c_2)(1/f_{\min} - 1/f_i)T_H}{(c_1 + c_2)(1/f_{\min} - 1/f_i) - 2zR_{cp}c_1f_1(1-k)/d}. \quad (21)$$

Формула (21) показывает, что вращающий момент T_i больше, чем вращающий момент T_H (при $k < 1$), и зависит от значения коэффициента k , которое назначается исходя из анализа спектра нагрузок, возникающих при нормальном ходе технологического процесса машины. Из указанного спектра выбирается максимальное положительное отклонение нагрузки ΔT_{\max} от значения вращающего момента T_H .

Функция (21) по аргументу f_i убывающая, поэтому значение коэффициента k должно назначаться с учетом максимального значения коэффициента трения f_{\max} . Представляя текущий вращающий момент в виде

$$T_i = T_H + \Delta T_{\max},$$

получаем на основе формулы (21):

$$k = \frac{[(c_1 + c_2)(1/f_{\min} - 1/f_i) + 2zR_{cp}c_1f_1(1-k)/d]T_H + 2zR_{cp}c_1f_1(1-k)\Delta T_{\max}/d}{[(c_1 + c_2)(1/f_{\min} - 1/f_i) + 2zR_{cp}c_1f_1(1-k)/d](T_H + \Delta T_{\max})}. \quad (22)$$

В отличие от АФМ первого поколения с одноконтурной отрицательной обратной связью в рассматриваемом варианте муфты значение силы замыкания фрикционной группы регулируется автоматически, в зависимости от фактической нагрузки и значения коэффициента трения.

В АФМ первого поколения первоначальная сила натяжения замыкающей пружины

жины устанавливается при настройке муфты, вследствие чего возникает неизбежная в таких случаях погрешность вращающего момента [6, 7].

Указанная погрешность компенсируется назначением при расчете предохранительных муфт коэффициента запаса, значение которого обычно равно 1,25 [8]. Введением данного коэффициента компенсируются также колебания номинальной нагрузки машины, допускаемое нормальным ходом технологического процесса.

Максимальное значение циклической нагрузки в конкретном случае эксплуатации машины индивидуально. В соответствии с этим при настройке муфты по среднему значению нагрузки и пульсационном цикле нагружения значение перегрузки, ограничиваемой муфтой, равно ΔT_{\max} . Соответственно этому, коэффициент точности равен:

$$K_T = 1 + \frac{\Delta T_{\max}}{T_H} . \quad (23)$$

Отметим, что в данном случае речь идет о нагрузках, сопутствующих режиму работы при номинальном вращающем моменте машины, а не о спектре ее рабочих нагрузок, значения которых используются при расчетах деталей и узлов на прочность [9].

Произведем количественную оценку значения вращающего момента ΔT_{\max} , поскольку ранее она не дана. Будем основываться на известной характеристике объекта защиты – коэффициенте превышения номинальной нагрузки в машине $\gamma_{п.н}$ [8].

Коэффициент $\gamma_{п.н}$ определяет предельную допускаемую нагрузку в машине, и его значение устанавливается на основе известного из работы [8] соотношения:

$$\gamma_{п.н} = \beta_H v_{пр} + 1 ,$$

где β_H – коэффициент запаса сцепления; $v_{пр}$ – относительная величина поля срабатывания.

Для предохранительных дисковых фрикционных муфт с дисками из материала марки НСФ по стали $v_{пр} = 0,1$ [8], поэтому $\gamma_{п.н} = 1,125$ (при $\beta_H = 1,25$). Амплитудные значения номинального вращающего момента машины, равные $T_H + \Delta T_{\max}$, меньше, чем допускаемый вращающий момент, поэтому $\Delta T_{\max} < 0,125 T_H$.

По оценкам, приведенным в работе [7], систематические погрешности, возникающие при изготовлении и настройке муфт, составляют 5...8%. К ним относятся отклонение от расчетного значения среднего радиуса поверхностей трения вследствие погрешностей геометрической формы, погрешность силы пружины, неравномерность распределения давления на поверхностях трения многодисковых муфт.

Таким образом, положительные отклонения значений вращающего момента от его номинального значения составляют $\Delta T_{\max} = (0,045 \dots 0,075) T_H$. На основании этого, с учетом формулы (23), значение коэффициента точности принадлежит интервалу 1,045...1,075.

Данная точность срабатывания характерна для любой перегрузки, поскольку уже при действии перегрузки, равной ΔT_{\max} , значение КУ становится равным его расчетному значению, что обеспечивает срабатывание муфты при вращающем моменте T_H .

На основе известного значения вращающего момента ΔT_{\max} по формуле (22) можно определить значение коэффициента k для построения профиля стенок гнезд.

Сопоставление АФМ с отрицательной обратной связью и переменным значением КУ [10, 11, 12] и исследуемой АФМ показывает, что их коэффициенты точности соответственно равны: $K_T = 2,12$ (при $f_{i+1} / f_i = 5,2$) и $K_T = 1,075$ – максимальное значение коэффициента точности при любой величине отношения f_{i+1} / f_i .

По точности срабатывания АФМ с косвенным регулированием имеет преимущество перед АФМ с отрицательной обратной связью и переменным значением КУ.

Результаты исследования могут быть использованы при расчете и проектировании АФМ с косвенным регулированием, обеспечивающих наибольшую точность срабатывания. Кроме того, результаты исследования могут быть использованы в качестве промежуточного научного материала для проведения дальнейших исследований предохранительных устройств данного типа.

Заключение

Таким образом, выполненные исследования позволили реализовать следующее:

1. Показано, что теоретически для срабатывания АФМ с косвенным регулированием и переменным значением КУ при увеличении коэффициента трения требуется лишь незначительная дополнительная внешняя нагрузка, пренебрежимо малая по сравнению с номинальным вращающим моментом в приводе машины.
2. Установлено, что для обеспечения высокой надежности работы АФМ при передаче нагрузки, близкой по значению номинальной нагрузке, необходима корректировка текущего значения КУ в сторону уменьшения относительно расчетного значения с целью компенсации колебаний номинального вращающего момента. При указанном условии точность срабатывания АФМ близка к точности срабатывания «идеальной» АФМ.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Шишкарёв, М.П. Выбор формы нагрузочной характеристики первого конструктивного варианта адаптивной фрикционной муфты с раздельным силовым замыканием / Шишкарёв М.П., Луцкич А.А. // Материалы междунар. науч.-практ. конф. «Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения» 25-28 февраля 2014 г., Ростов н/Д, 2014. – С. 206–209.
2. Шишкарёв, М. П. Оптимизация компоновочного решения базового варианта адаптивной фрикционной муфты второго поколения / М. П. Шишкарёв // Вестник машиностроения. – 2006. – № 6. – С. 7-10.
3. Шишкарёв, М. П. Влияние точности срабатывания адаптивных фрикционных муфт на массу привода машины / М. П. Шишкарёв // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2008. – № 3. – С. 6-12.
4. Шишкарёв, М. П. Уровень перегрузки при срабатывании адаптивных фрикционных муфт / М. П. Шишкарёв // Вестник машиностроения. – 2006. – № 2. – С. 13-15.
5. А. с. 1055915 СССР, МПК³ F 16 D 7/02, F 16 D 13/04. Предохранительная фрикционная муфта / М. П. Шишкарёв (СССР). – № 3475963/25–27; заявл. 28.07.82; опубл. 23.11.83, Бюл. № 43. – 6 с.: ил.
6. Шишкарёв, М. П. Анализ переходного периода адаптивных фрикционных контактов в условиях положительного прироста коэффициента трения / М.П. Шишкарёв // Известия вузов. Машиностроение. – 2000. – № 3. – С. 14-17.
7. Шишкарёв, М. П. Функциональные связи между характеристиками предохранительных фрикционных муфт / М. П. Шишкарёв // Вестник машиностроения. – 2006. – № 5. – С. 8-10.
8. Шишкарёв, М.П. Точность срабатывания адаптивных фрикционных муфт 1-го поколения с дифференцированными парами трения (ч. 2) / М. П. Шишкарёв // Известия ОрелГТУ. – 2008. – № 3-2/271 (546). – С. 67-71.
9. Фокин, А. Е. Исследование адаптивной фрикционной муфты с дифференцированными парами трения / Фокин А. Е. . Гавриленко М. Д., Шишкарёв М. П. // Вестник ДГТУ. – 2011. – Т. 11. – № 1 (52). – С. 49-56.

10. Шишкарев, М.П. Модернизация адаптивной фрикционной муфты второго поколения / Шишкарев М.П., Чан Ван Дык // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2014. – № 10. – С. 40-46.

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

12. Шишкарев, М.П. Анализ точности срабатывания адаптивной фрикционной муфты второго поколения / Шишкарев М.П., Чан Ван Дык // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2016. – № 5. – С. 33-38.

Поступила в редколлегию 15.05.2021 г.