

ДИНАМИКА ПРОЦЕССА СРАБАТЫВАНИЯ АДАПТИВНОЙ ФРИКЦИОННОЙ МУФТЫ С ДИФФЕРЕНЦИРОВАННЫМИ ПАРАМИ ТРЕНИЯ

А.Е. ФОКИН, М.Д. ГАВРИЛЕНКО, М.П. ШИШКАРЕВ

(Донской государственный технический университет)

Решена задача по определению условия устойчивости стационарного режима автоколебаний привода на основе анализа процесса срабатывания многодисковой адаптивной фрикционной муфты конструкции Н.Д. Вернера, фрикционная группа которой состоит из дисков, выполненных из материалов с различными величинами коэффициента трения.

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

Введение. В процессе срабатывания адаптивной фрикционной муфты (АФМ) с дифференцированными парами трения при переходе от трения покоя к трению скольжения в системе возникают крутильные колебания. Как показали исследования [1], нерациональный выбор конструктивных параметров управляющего устройства (УУ) может привести к незатухающим колебаниям с возрастающей амплитудой, которая превышает предельный момент при срабатывании АФМ. Вследствие этого точность срабатывания муфты определяется с учетом фактического амплитудного значения вращающего момента, соответствующего выключению привода, и становится меньше расчетной точности срабатывания.

Если применить в составе АФМ с дифференцированными парами трения различные сочетания материалов для ведущих и для ведомых пар трения, то можно предположить влияние ведомой фрикционной группы на величину распорной силы и, в конечном счете, на характер и амплитуду вынужденных колебаний.

В соответствии с этим задачей исследования является нахождение условия устойчивости стационарного режима колебаний, при котором амплитуда возникающих крутильных колебаний не превышает вращающий момент при срабатывании муфты.

Решение задачи. Для исследования процесса работы АФМ с дифференцированными парами трения в составе привода машины рассмотрим ее принципиальную схему (рис.1).

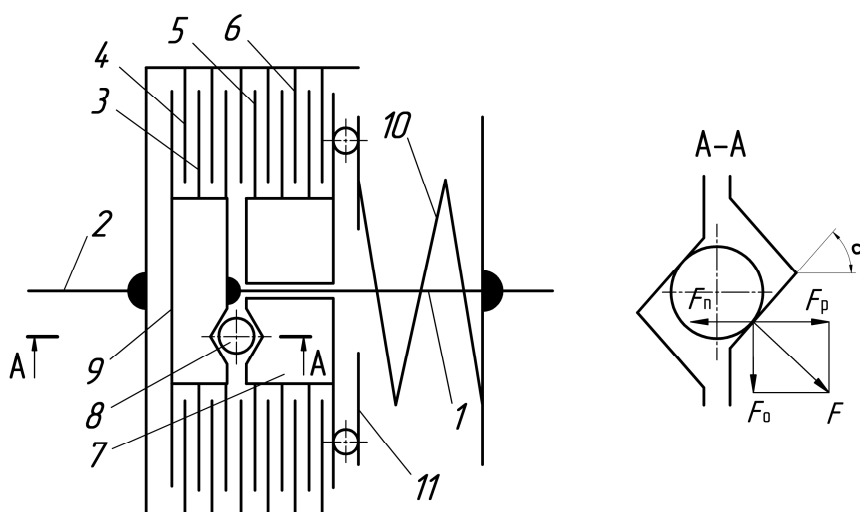


Рис.1. Принципиальная схема АФМ с дифференцированными парами трения

Полумуфты 1 и 2 связаны между собой пакетом фрикционных дисков 3-6. Диски 5 соединены со ступицей нажимного диска 7 и имеют возможность перемещения относительно него в осевом направлении. Нажимной диск лишен кинематической связи с полумуфтой 1 в окружном направлении. Диски 4 и 6 соединены аналогично с барабаном полумуфты 2.

Управляющее устройство обратной связи состоит из тел качения 8, которые размещены в гнездах переменной глубины, выполненных в нажимном диске 7 и в упорном диске 9, жестко закрепленном на ступице полумуфты 1 (рис.1, сечение А-А).

Силовое замыкание пакета дисков 3-6 осуществляется нажимной пружиной 10, поставленной с предварительным натяжением. Сила отдачи пружины передается на нажимной диск посредством упорного подшипника 11, что уменьшает силу трения между пружиной и нажимным диском.

Первоначально крутящий момент, недостаточный для возбуждения задающего воздействия (распорной силы) в УУ, АФМ передает с помощью ведущей фрикционной группы 3-4 в режиме работы предохранительной фрикционной муфты нормальной точности срабатывания. При росте нагрузки упорный диск 9 и фрикционные диски 3 смещаются относительно нажимного диска 7 и фрикционных дисков 5 до тех пор, пока не произойдет заклинивание тел качения 8 между стенками гнезд. Вращающий момент начинает передавать ведомая фрикционная группа, в результате чего возникнет распорная сила F_p (см. рис.1, сечение А-А), которая ослабляет действие силы пружины 10 и регулирует момент трения между фрикционными дисками. Муфта работает в адаптивном режиме, т.е. с автоматическим регулированием силы прижатия друг к другу пар трения.

Пропорционально увеличению нагрузки и величины коэффициента трения растет распорная сила. Этот процесс протекает до тех пор, пока сила нормального давления между поверхностями трения станет недостаточной для возбуждения момента трения, и АФМ начнет буксовать.

Согласно поставленному условию, АФМ выполнена в многодисковом исполнении как ведущей фрикционной группы, представленной упорным диском 9 и фрикционными дисками 3 и 4, так и ведомой фрикционной группы, состоящей из нажимного диска 7 и фрикционных дисков 5 и 6. Пары трения ведущей и ведомой фрикционной группы выполнены из материалов с различными средними значениями коэффициентов трения и с различным характером их изменения при эксплуатации.

При близости периодов автоколебаний и собственных колебаний квазилинейной автоколебательной системы с одной степенью свободы возможно наступление явления синхронизации [2]. Считая систему линеаризованной, запишем дифференциальное уравнение задачи:

$$\ddot{\phi} + k^2 \phi = f(\phi, \dot{\phi}) - \varepsilon \omega^2 \phi + \frac{T_a}{J} \sin \omega t, \quad (1)$$

где ω – частота колебаний; $f(\phi, \dot{\phi})$ – функция, состоящая из относительно малых нелинейных членов.

При буксовании в муфте действуют диссипативные силы трения, направленные противоположно вектору соответствующей скорости и способствующие демпфированию колебаний (силы линейного трения):

$$F(\dot{\phi}) = -c_{\text{экв}} \dot{\phi},$$

где $c_{\text{экв}}$ – эквивалентное значение коэффициента вязкого демпфирования.

Коэффициент расстройки системы определяется по соотношению

$$\varepsilon = \frac{k^2}{\omega^2} - 1, \quad (2)$$

т.е. $k^2 = \omega^2(1 + \varepsilon)$.

В соответствии с принятым условием считаем, что значение ε мало по сравнению с единицей.

Учитывая соотношение (2), перепишем уравнение (1) в виде:

$$\ddot{\phi} + \omega^2 \phi = f(\phi, \ddot{\phi}) - \varepsilon \omega^2 \phi + \frac{T_a}{J} \sin \omega t. \quad (3)$$

Используя основную идею метода медленно изменяющихся амплитуд [3], будем искать решение уравнения (3) в виде

$$\phi = A \cos(\omega t - \nu), \quad (4)$$

где A и ν – функции времени (A – амплитуда, ν – фаза автоколебаний).

Подставив решение (4) в уравнение (3), получим уравнение с двумя неизвестными функциями A и ν . Воспользовавшись при замене одной функции ϕ двумя неизвестными функциями A и ν соотношением Ван дер Поля

$$\dot{A} \cos(\omega t - \nu) + A \dot{\nu} \sin(\omega t - \nu) = 0,$$

придем к соотношению

$$\begin{aligned} \dot{A} = -\frac{1}{\omega} f \left[A \cos(\omega t - \nu) - A \omega \sin(\omega t - \nu) \right] \sin(\omega t - \nu) + \varepsilon \omega A \sin(\omega t - \nu) \cos(\omega t - \nu) + \\ + \varepsilon \omega A \sin(\omega t - \nu) \cos(\omega t - \nu) - \frac{T_a}{J \omega} \sin \omega t \sin(\omega t - \nu). \end{aligned}$$

Считая рассматриваемую систему близкой к линейной, полагаем, что переменные A и ν не получают заметных приращений за один цикл $2\pi/k$, т.е. A и ν постоянны в течение одного цикла. Тогда можно записать

$$\dot{A} = \frac{1}{2\pi k} \int_0^{2\pi} \dot{A} d\nu,$$

после чего укороченное уравнение Ван дер Поля принимает вид:

$$\dot{A} = \frac{\Phi(A)}{2\pi \omega} - \frac{T_a \cos \nu}{2J \omega}, \quad (5)$$

где

$$\Phi(A) = - \int_0^{2\pi} f(A \cos \theta - A k \sin \theta) \sin \theta d\theta, \quad \theta = \omega t - \nu. \quad (6)$$

В АФМ существует «отрицательное» трение, т. е. момент трения скольжения, составляющая сила которого совпадает в определенные моменты времени по направлению со скоростью [4]. Этот силовой фактор оказывает дестабилизирующее действие и способствует «раскачке» колебаний. На основании этого запишем:

$$f(\phi, \ddot{\phi}) = -\frac{c_{\text{экв}} \phi}{J} - \frac{T_a}{J} \text{sign} \dot{\phi}. \quad (7)$$

Учитывая решение (4), преобразуем уравнение (7):

$$f(A \cos \theta - A k \sin \theta) = \frac{A k c_{\text{экв}}}{J} \sin \theta + \frac{T_a}{J} \text{sign}(-\sin \theta),$$

или

$$f(A \cos \theta - A k \sin \theta) = \begin{cases} \frac{A k c_{\text{экв}}}{J} \sin \theta - \frac{T_a}{J}, & \text{при } 0 < \theta < \pi, \\ \frac{A k c_{\text{экв}}}{J} \sin \theta + \frac{T_a}{J}, & \text{при } \pi < \theta < 2\pi. \end{cases}$$

Согласно равенству (6) получим:

$$\Phi(A) = - \left[\int_0^{\pi} \left(\frac{A k c_{\text{экв}}}{J} \sin \theta - \frac{T_a}{J} \right) \sin \theta d\theta + \int_{\pi}^{2\pi} \left(\frac{A k c_{\text{экв}}}{J} \sin \theta + \frac{T_a}{J} \right) \sin \theta d\theta \right] = -\frac{\pi A k c_{\text{экв}}}{J} + \frac{4T_a}{J}. \quad (8)$$

Для определения коэффициента $c_{\text{экв}}$ найдем рассеиваемую за один цикл работу демпфирующего момента, считая его постоянным в течение цикла и воспользовавшись решением (4), получим:

$$U_c = \int_0^{2\pi} c_1 \dot{\phi} \dot{\phi} dt = c_1 A^2 \omega^2 \int_0^{2\pi} \sin^2(\omega t - \nu) dt,$$

что после интегрирования дает [5]:

$$U_c = \pi c_1 A^2 \omega, \quad (9)$$

где c_1 – постоянная демпфирования.

Приняв в качестве механизма демпфирования кулоновское трение [3], найдем работу момента трения, рассеиваемую за один цикл [5]:

$$U_{mp} = 4T_c \phi_{\max} = 4T_c A, \quad (10)$$

где T_c – демпфирующий момент (момент трения скольжения); $\phi_{\max}$ – максимальный угол закручивания упругой связи между АФМ и рабочим органом машины, приведенный к ведомой части АФМ.

Приравняв правые части соотношений (9) и (10), получим:

$$c_{\text{экв}} = \frac{4T_c}{\pi A \omega}. \quad (11)$$

Для определения начальной фазы колебаний ($t=0$, где t – время) запишем решение (4) в виде:

$$\phi_0 = A \cos \nu, \quad (12)$$

где ϕ_0 – угол закручивания упругой связи между АФМ и рабочим органом машины, приведенный к ведомой части муфты и соответствующий началу буксования

$$\phi_0 = \frac{T}{c}, \quad (13)$$

где c – приведенная к ведомым частям АФМ угловая жесткость упругой связи, расположенной между рабочим органом и муфтой.

Амплитуда угла закручивания упругой связи определяется как

$$A = \phi_{\max} = \frac{T}{c}. \quad (14)$$

Подставив правые части соотношений (13) и (14) в равенство (12), найдем:

$$\cos \nu = \frac{T_n}{T_a}. \quad (15)$$

Используя результаты соотношений (8), (11) и (15) в уравнении (5), получаем:

$$\dot{A} = \frac{4(T_a - T_c)}{2\pi J \omega} - \frac{T_n}{2J \omega}. \quad (16)$$

Для определения величин моментов T_n и T_c рассмотрим начальный период срабатывания АФМ, которому предшествует нарастание нагрузки до величины, зависящей от сил сопротивления на ведомых частях привода и фактического значения коэффициента трения [6].

Предельный вращающий момент T , передаваемый муфтой до начала буксования, определяется по формуле:

$$T_n = (F_n - F_p)(z_1 f_{1n} + z_2 f_{2n}) R_{cp}, \quad (17)$$

где F_n – сила натяжения пружины; R_{cp} – средний радиус поверхностей трения фрикционных дисков; F_p – управляющее воздействие УУ; f_{n1} – средний коэффициент трения покоя между парами ведущей фрикционной группы; f_{n2} – средний коэффициент трения покоя между парами ведомой фрикционной группы; z_1 – число пар трения ведущей фрикционной группы; z_2 – число пар трения ведомой фрикционной группы.

Пары трения ведущей и ведомой фрикционных групп выполнены из материалов с различными триботехническими характеристиками, поэтому величина распорной силы

$$F_p = F_n \frac{z_2 f_{n2} C}{1 + C z_2 f_{n2}}, \quad (18)$$

Здесь C – коэффициент усиления (КУ) обратной связи

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

r – радиус окружности, на которой расположены тела качения; α – угол наклона стенок гнезд переменной глубины.

С учетом формулы (18) выражение (17) примет вид:

$$T_n = F_n R_{cp} \frac{z_1 f_{n1} + z_2 f_{n2}}{1 + C z_2 f_{n2}}. \quad (19)$$

Так как переход из состояния покоя в состояние движения при буксовании носит скачкообразный характер [3], то распорная сила F_p не успевает отреагировать на это изменение и продолжает по величине соответствовать моменту T_n . Согласно закону сохранения количества движения, в данный момент времени перемещение отсутствует, а скорость принимает конечное значение [2]. В связи с этим начальный момент сил трения скольжения определяется по формуле:

$$T_c = F_n R_{cp} \frac{z_1 n_1 f_{n1} + z_2 n_2 f_{n2}}{1 + C z_2 f_{n2}}, \quad (20)$$

где n_1 и n_2 – коэффициенты, характеризующие отношение величин коэффициентов трения покоя f_n к трению скольжения f_c соответственно в ведущей и ведомой фрикционной группе:

$$n_1 = \frac{f_{1c}}{f_{1n}}, \quad n_2 = \frac{f_{2c}}{f_{2n}}.$$

Распорную силу, возбуждаемую моментом T_c , можно определить по формуле:

$$F_{1p} = \frac{T_2}{r} \operatorname{tg} \alpha. \quad (21)$$

Здесь T_2 – момент ведомой ГФ во время буксования:

$$T_2 = F_n R_{cp} \frac{z_2 n_2 f_{n2}}{1 + C z_2 f_{n2}}, \quad (22)$$

T_2 – момент ведущей ГФ во время буксования.

Подставив в (21) выражение (22), получим

$$F_{1p} = F_n C \frac{z_2 n_2 f_{n2}}{(1 + C z_2 f_{n2})}. \quad (23)$$

Сравним правые части соотношений (18) и (23). Так как $n_2 < 1$, то $F_{1p} < F_p$. Вследствие этого момент трения скольжения увеличивается до первого амплитудного значения T_a , равного

$$T_a = (F_n - F_{1p})(z_1 n_1 f_{n1} + z_2 n_2 f_{n2}) R_{cp}. \quad (24)$$

Подставив правую часть соотношения (23) в выражение (24), получим:

$$T_a = F_n R_{cp} (z_1 n_1 f_{n1} + z_2 n_2 f_{n2}) \frac{1 + C z_2 f_{n2} (1 - n_2)}{1 + C z_2 f_{n2}}. \quad (25)$$

Условие устойчивости стационарного режима автоколебаний имеет вид $\dot{A} < 0$, поэтому после подстановки в соотношение (16) значений T_n , T_c и T_a соответственно из формул (19), (20) и (25) запишем:

$$C < \frac{\pi(z_1 f_{n1} + z_2 f_{n2})}{4 z_2 f_{n2} (z_1 n_1 f_{n1} + z_2 n_2 f_{n2}) (1 - n_2)}. \quad (26)$$

Если ведущая и ведомая ГФ выполнена из одного материала (базовый вариант АФМ с дифференцированными парами трения), то выражение (26) примет вид:

$$C < \frac{\pi}{4z_2 f_n n(1-n)}. \quad (27)$$

Неравенство (27) согласуется с результатом, полученным в работе [1].

Неравенство (26) отражает условие устойчивости стационарного режима колебаний в приводе при срабатывании АФМ. При несоблюдении этого условия вращающий момент муфты будет превышать предельный момент при срабатывании.

Для определения допустимого КУ при расчетах следует использовать максимальный коэффициент трения покоя $f_{n \max}$ и учитывать, что коэффициент n для разных фрикционных материалов, применяемых в АФМ, изменяется в пределах 0,65-0,8 [7].

На рис.2 приведены графики $C(n)$, построенные при $z_1=1$, $z_2=3$, $f_1=0,3$ и $f_2=0,4$. Для упрощения были приняты следующие условия изменения коэффициента n в ведущей и ведомой ГФ:

- $n_1=\text{var}$, $n_2=0,8$ (кривая 1);
- $n_1=\text{var}$, $n_2=0,735$ (кривая 2);
- $n_1=0,65$, $n_2=\text{var}$ (кривая 3);
- $n_1=n_2=\text{var}$ (кривая 4).

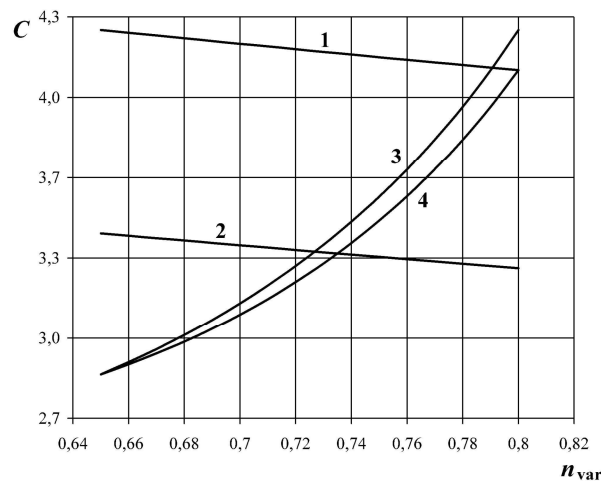


Рис. 2. Зависимость коэффициента усиления от n_{var}

Кривые 1, 3 (см. рис.2) показывают, что при $n_1 < n_2$ функция (26) имеет тенденцию к увеличению C относительно базового варианта (кривая 4). Уменьшение интервала изменения n_1 относительно n_2 , приводит к более жесткому ограничению величины коэффициента усиления (кривые 1 и 2). Это связано с тем, что при уменьшении коэффициента трения в ведущей ГФ, связанном с переходом от трения покоя к трению скольжения, увеличивается доля момента T_c , передаваемого ведомой ГФ в начальной стадии срабатывания АФМ. Изменение распорной силы F_{1pr} , возбуждаемой этим моментом, уменьшится по отношению к номинальному значению F_{pr} , что снижает размах колебаний вращающего момента. К такому же эффекту приведет увеличение n_2 (кривые 2, 3).

Заключение. Применение в конструкции АФМ с дифференцированными парами трения разных сочетаний материалов дает определенный положительный эффект с точки зрения стабильности величины вращающего момента при срабатывании и в процессе буксования муфты.

Результаты работы могут быть использованы в дальнейших исследованиях устойчивости движения привода с АФМ, а также при оптимизации параметров обратной связи при расчете и проектировании.

Библиографический список

1. Шишкарёв М.П. Адаптивные фрикционные муфты. Исследование, конструкции и расчет / М.П. Шишкарёв / РГАСХМ. – Ростов н/Д, 2002. – 228 с.
2. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний : учеб. пособие для вузов / Я.Г. Пановко. – 3-е изд., перераб. – М.: Наука, 1991. – 256 с.
3. Костерин Ю.И. Механические автоколебания при сухом трении / Ю.И. Костерин. – М.: Изд-во АН СССР, 1960. – 76 с.
4. Левитский Н.И. Курс теории механизмов и машин : учеб. пособие для мех. спец. вузов / Н.И. Левитский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1985. – 279 с.
5. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле : пер. с англ. / С.П. Тимошенко, Д.Х. Янг, У. Уивер ; под ред. Э.И. Григорюка. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.
6. Шишкарёв М.П. Анализ переходного периода адаптивных фрикционных контактов в условиях положительного прироста коэффициента трения / М.П. Шишкарёв // Изв. вузов. Машиностроение. – 2000. – № 3. – С. 14–17.
7. Кухлинг Х. Справочник по физике: пер. с нем. / Х. Кухлинг. – М.: Мир, 1982. – 520 с.

Материал поступил в редакцию 10.05.2011.

References

1. Shishkaryov M.P. Adaptivny`e frikcionny`e mufty`. Issledovanie, konstrukcii i raschyot / M.P. Shishkaryov / RGASXM. – Rostov n/D, 2002. – 228 s. – In Russian.
2. Panovko Ya.G. Vvedenie v teoriyu mexanicheskix kolebanij : ucheb. posobie dlya vuzov / Ya.G. Panovko. – 3-e izd., pererab. – M.: Nauka, 1991. – 256 s. – In Russian.
3. Kosterin Yu.I. Mexanicheskie avtokolebaniya pri suxom trenii / Yu.I. Kosterin. – M.: Izd-vo AN SSSR, 1960. – 76 s. – In Russian.
4. Levitskij N.I. Kurs teorii mexanizmov i mashin : ucheb. posobie dlya mex. specz. vuzov / N.I. Levitskij. – 2-e izd., pererab. i dop. – M.: Vy`sshaya shkola, 1985. – 279 s. – In Russian.
5. Timoshenko S.P. Kolebaniya v inzhenernom dele : per. s angl. / S.P. Timoshenko, D.X. Yang, U. Uiver ; pod red. E`.I. Grigolyuka. – M.: Mashinostroenie, 1985. – 472 s. – In Russian.
6. Shishkaryov M.P. Analiz perexodnogo perioda adaptivny`x frikcionny`x kontaktov v usloviyax polozhitel`nogo prirosta koe`fficienta treniya / M.P. Shishkaryov // Izv. vuzov. Mashinostroenie. – 2000. – # 3. – S. 14–17. – In Russian.
7. Kuxling X. Spravochnik po fizike: per. s nem. / X. Kuxling. – M.: Mir, 1982. – 520 s. – In Russian.

OPERATION DYNAMICS OF ADAPTIVE FRICTIONAL CLUTCH WITH DIFFERENTIATED FRICTION COUPLES

A.E. FOKIN, M.D. GAVRILENKO, M.P. SHISHKAREV
(Don State Technical University)

The problem on the stipulation conditions for the stationary mode of the drive self-oscillation regime on the basis of the operation analysis of the multiplate adaptive frictional clutch of N. D. Verner's construction is solved. Its frictional group consists of the disks made from the materials with various friction factor magnitudes.

Keywords: adaptive frictional clutch, feedback, amplification constant, friction factor.