

Шишкарёв Михаил Павлович

Донской государственный технический университет
Профессор
Доктор технических наук
Заслуженный изобретатель РФ
Shishkarev Mihail Pavlovich
Don State Technical University
Professor
E-Mail: shishkarevm@mail.ru

Лущик Александр Алексеевич

Донской государственный технический университет
Аспирант
Lushik Aleksander Alekseevich
Don State Technical University
Postgraduate student
E-Mail: Aksis777@yandex.ru

Угленко Антон Юрьевич

Донской государственный технический университет
Аспирант
Uglenko Anton Urievich
Don State Technical University
Postgraduate student
E-Mail: zanozaspin@yandex.ru

Кобзев Кирилл Олегович

Донской государственный технический университет
Аспирант
Kobzev Kirill Olegovich
Don State Technical University
postgraduate student
E-Mail: Kobzevkirill1990@mail.ru

05.02.02 «Машиноведение, системы приводов и детали машин»

Специфика методик расчета и проектирования адаптивных фрикционных муфт с отдельным силовым замыканием

Features procedure and designing adaptive friction clutch with separate force closure

Аннотация: При определении методик расчета и проектирования АФМ второго поколения с отдельным силовым замыканием первоначально определена форма нагрузочной характеристики с учетом характеристик привода машины. Выбирается необходимый вариант АФМ с отдельным силовым замыканием, в зависимости от требуемой нагрузочной способности, учитывая необходимые массогабаритные характеристики муфты.

Abstract: In determining the methods of calculation and design of the AFM second generation with a separate force closure originally defined shape of the load curve, taking into account the characteristics of the machine drive. Select the correct version of the AFM with a

separate power circuit rd, depending on the required load capacity, given the necessary weight and size clutch.

Ключевые слова: Адаптивная фрикционная муфта, коэффициент усиления, управляющее устройство, коэффициент трения.

Key words: Adaptive friction clutch, gain control device, the coefficient of friction.

Состояние вопроса. *Адаптивные фрикционные муфты (АФМ)* второго поколения с раздельным силовым замыканием относятся к новым конструктивным решениям и характеризуются впервые встречающимися в практике расчета и проектирования структурными построениями и функциональными связями узлов и элементов. Особенности математических моделей различных вариантов АФМ с раздельным силовым замыканием требуют разработки методик их расчета, отсутствующих в настоящее время.

Постановка задачи исследования. Развитие методик расчета и проектирования АФМ второго поколения применительно к муфтам с раздельным силовым замыканием.

Решение задачи. Ввиду того, что оба синтезированных варианта АФМ второго поколения с раздельным силовым замыканием могут обладать тремя различными формами кривой нагрузочной характеристики (зависимость вращающего момента от коэффициента трения) [1, 2], расчет и проектирование этих муфт должны осуществляться:

- с учетом анализа влияния на совокупную массу деталей и узлов привода машины величины коэффициента усиления (КУ) обратной связи, соответствующей той или иной форме кривой нагрузочной характеристики. В работах [1, 2] приведены зависимости для вычисления соответствующих значений КУ, при которых АФМ обладает наибольшей точностью срабатывания. Следовательно, на первом этапе расчета и проектирования АФМ с раздельным силовым замыканием необходимо определить оптимальную форму кривой нагрузочной характеристики муфты, обеспечивающую при соответствующем значении КУ минимизацию массогабаритных показателей привода машины;
- в зависимости от требуемой нагрузки, передаваемой АФМ в номинальном режиме работы привода, по известным из работ [1, 2] зависимостям определить величину коэффициента n (для первого варианта АФМ) или n_1 (для второго варианта) (n и n_1 – коэффициенты, характеризующие величины отношений усилий замыкания пар трения основной (ОФГ) и дополнительной (ДФГ) фрикционных групп). При этом обязательно также, на основе определения формы кривой нагрузочной характеристики АФМ, вычисление значения КУ, соответствующего поставленной задаче – минимизация совокупной массы элементов привода и его габаритов или обеспечение максимального уровня защиты деталей, узлов и двигателя, располагающихся в защищаемой части привода;
- при установлении значения коэффициента n и при вычислении КУ следует учитывать возможность варьирования значения КУ в меньшую сторону от вычисленного, поскольку зависимости для определения КУ дают его предельное значение, при котором номинальный вращающий момент АФМ минимален;
- при расчете и проектировании АФМ с раздельным силовым замыканием, в

зависимости от условий предстоящей эксплуатации муфты, следует предусматривать возможность ее настройки на другой, отличный от первоначального, номинальный вращающий момент. Для этого необходимо учитывать рекомендации для первого и второго вариантов АФМ. С целью расширения возможностей при настройке обоих вариантов АФМ конструкторская доработка должна включать возможность регулирования усилий натяжения обеих пружин без демонтажа муфт в приводе. Для этого необходима разработка конструктивной схемы узла регулирования (нажимного устройства), совмещающего в себе два устройства для отдельного регулирования.

Принципиальные схемы исследуемых вариантов АФМ приведены на рис. 1 и рис. 2.

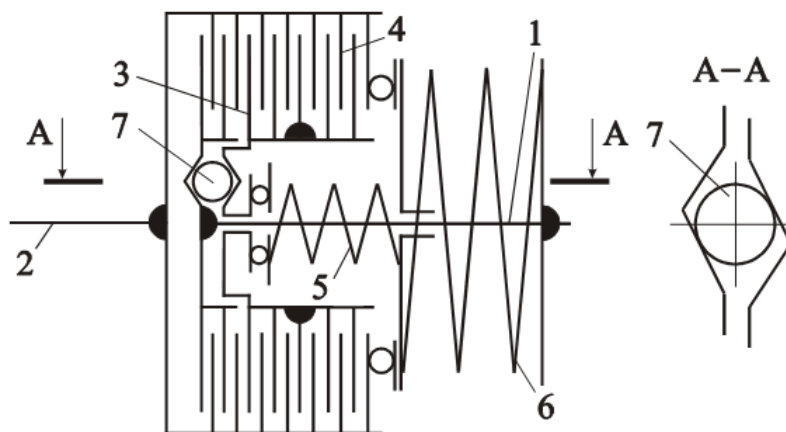


Рис. 1. Принципиальная схема АФМ с отдельным силовым замыканием (вариант 1)

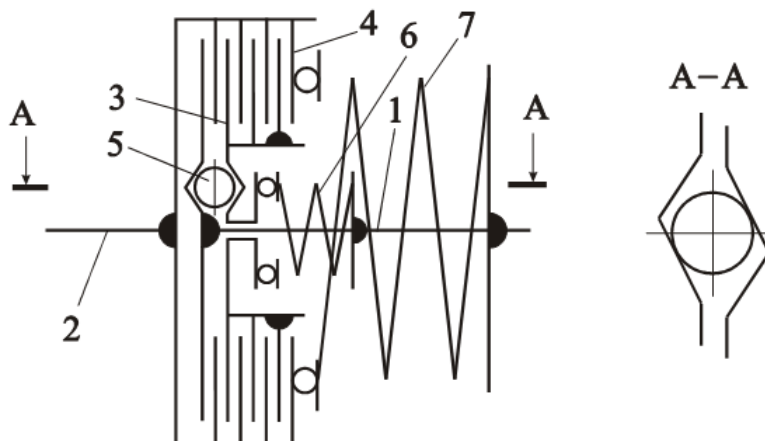


Рис. 2. Принципиальная схема АФМ с отдельным силовым замыканием (вариант 2)

Варианты 1 и 2 отличаются один от другого схемами силового замыкания пар трения ОФГ 3 и ДФГ 4.

Первый вариант построен по схеме установки пружины 5, осуществляющей силовое замыкание пар трения ОФГ, «враспор» между ОФГ и пружиной 6, замыкающей как пары трения ДФГ, так и пары трения ОФГ (рис. 1).

Во втором варианте АФМ пружина 6, осуществляющая силовое замыкание пар трения ОФГ, опирается справа на жесткий упор (рис. 2). Таким образом, ОФГ 3 в данном варианте

воспринимает полную силу пружины 7, которая одновременно замыкает пары трения ДФГ 4.

В остальной конструкции вариантов АФМ (полумуфты 1 и 2, управляющие устройства 7 (вариант 1) и 5 (вариант 2)) одинаковы.

Определение значений коэффициентов n и n_1

Величины коэффициентов n и n_1 можно определить аналитически. Для этого используем следующие известные из работ [1, 2] соотношения:

$$C = \frac{1}{z_1(1-n)f_{\max}}, \quad (1)$$

$$C_1 = \frac{1+n_1}{z_1 f_{\max}}, \quad (2)$$

$$T_{п1} = zF_{п}R_{cp}f \frac{z - (1-n)(Cf - 1)}{1 + (z-1)Cf}, \quad (3)$$

$$T_{п2} = F_{п}R_{cp}f \frac{z(1+n_1) + 1 - C_1f}{1 + (z-1)C_1f}. \quad (4)$$

В соотношениях (1)–(4) приняты следующие обозначения: z – число пар трения ОФГ; z_1 – число пар трения ДФГ; f – коэффициент трения между парами ОФГ и ДФГ; f_{\max} – максимальный коэффициент трения; $F_{п}$ – сила натяжения пружин 5 (вариант 1) и 6 (вариант 2); R_{cp} – средний радиус поверхностей трения ОФГ и ДФГ (принят одинаковым); C и C_1 – соответственно КУ первого и второго вариантов АФМ.

Заменив в соотношениях (3) и (4) параметры C и C_1 соответствующими выражениями из (1) и (2), получим:

$$n_{1,2} = \frac{\left(z - \frac{1}{m} - \frac{T_{п1}}{zF_{п}R_{cp}f_{\min}} - 2 \right)}{2} \pm \frac{\sqrt{\left(z - \frac{1}{m} - \frac{T_{п1}}{zF_{п}R_{cp}f_{\min}} - 2 \right)^2 - 4 \left[\left(z + 1 - \frac{1}{m} - \frac{T_{п1}}{zF_{п}R_{cp}f_{\min}} \right) - (z-1) \frac{T_{п1}}{zmF_{п}R_{cp}f_{\min}} \right]}}{2}; \quad (5)$$

$$n_1 = \frac{\frac{T_{п2}}{F_{п}R_{cp}f_{\min}} \left(1 + \frac{z-1}{m} \right) - (z+1) + \frac{1}{m}}{z - \frac{1}{m} - \frac{(z-1)T_{п2}}{mF_{п1}R_{cp}f_{\min}}}. \quad (6)$$

Корни соответствующих уравнений получены при максимальном значении КУ.

Как показывает анализ соотношений (5) и (6), решение уравнения для второго варианта АФМ представлено единственным корнем.

Результатом решения уравнения для первого варианта АФМ являются два корня (5).

Оба корня (5) действительные и положительные; они увеличиваются при росте силы F_{II} . Для выбора единственного корня необходимо оценить величину дроби в соотношении (3).

Составим неравенство вида

$$\frac{z - (1-n)(Cf_{\min} - 1)}{1 + (z-1)Cf_{\min}} > 1. \quad (7)$$

В неравенстве (7) принят параметр f_{\min} вместо f в соотношении (3), поскольку рассматривается номинальный момент T_{II} [3].

Введем коэффициент, определяющий относительную ширину интервала изменения коэффициента трения и равный

$$m = \frac{f_{\max}}{f_{\min}}. \quad (8)$$

С учетом введенного коэффициента m (согласно соотношению (1)), а также соотношения (1) (при $z_1 = 1$) преобразуем неравенство (7) к следующему виду:

$$mn^2 - (zm - 1 + m)n + z(m - 1) > 0. \quad (9)$$

Корни квадратного уравнения, эквивалентного неравенству второй степени (9), имеет вид

$$n_{1,2} = \frac{(zm + m - 1) \pm \sqrt{(zm + m - 1)^2 - 4zm(m - 1)}}{2m}. \quad (10)$$

Для определения множества решений, удовлетворяющих неравенству (9), необходимо установить знак дискриминанта корней (10).

Положим, что $D > 0$ (D – дискриминант корней (10)). Произведя математические преобразования подкоренного многочлена в (10), приходим к следующему неравенству:

$$zm^2(z - 2) + m(m - 2 + 2z) + 1 > 0. \quad (11)$$

Анализ неравенства (11) показывает, что уже при минимальном значении параметра $z = 2$, принимаемом для АФМ, оно выполняется. Следовательно, при любых значениях параметров z и m дискриминант корней (10) положительный.

В соответствии с изложенным, множество решений, удовлетворяющих неравенству (9), запишем в следующем виде:

$$n \in \left(-\infty; \frac{(zm + m - 1) - \sqrt{(zm + m - 1)^2 - 4zm(m - 1)}}{2m} \right) \cup$$

$$\cup \left(\frac{(zm + m - 1) + \sqrt{(zm + m - 1)^2 - 4zm(m - 1)}}{2m}; +\infty \right). \quad (12)$$

С учетом неравенства (11), верхний предел в левой полуобласти множества решений (12) и нижний предел в правой полуобласти решений положительные. Положительной является также и вся правая полуобласть множества решений (12).

В соответствии с поставленным условием $n < 1$ для рассматриваемого варианта АФМ, поэтому необходимо установить численные значения верхней границы левой полуобласти и нижней границы правой полуобласти решений (12). Удобнее сделать это при помощи графического способа.

На рис. 3 показаны графики зависимости $n(z)$, построенные по соответствующим соотношениям, взятым из множества решений (12). Прямая 1 отражает изменение верхней границы левой полуобласти при варьировании параметра z , прямая 2 – изменение нижней границы правой полуобласти.

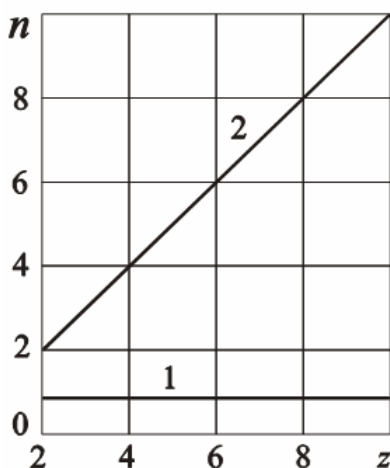


Рис. 3. Графики зависимости коэффициента n от числа пар трения

Прямые построены при $m = 8$.

Анализ графиков показывает, что:

- верхняя граница левой полуобласти множества решений (12) фиксированная, не зависит от параметра z и удовлетворяет условию $n < 1$ (прямая 1);
- нижняя граница правой полуобласти (12) переменная, с увеличением параметра z она линейно возрастает, и при любом значении z не удовлетворяет условию $n < 1$ (прямая 2).

Таким образом, существует реальная область значений коэффициента n , таких, что $n < 1$, при которых выполняется неравенство (7). Следовательно, в соотношении (3) величина $T_{п1} > zF_{п} R_{ср} f_{\min}$, если значение коэффициента n попадает в область

$$n \in \left(0; \frac{(zm + m - 1) - \sqrt{(zm + m - 1)^2 - 4zm(m - 1)}}{2m} \right). \quad (13)$$

При значении коэффициента n , равном верхней границе интервала (13), неравенство

(7) превращается в равенство

$$T_{п1} = zF_{п}R_{ср}f_{\min}.$$

В соответствии с этим в корнях (5) дробь

$$\frac{T_{п1}}{zF_{п}R_{ср}f_{\min}} = 1.$$

Дробь

$$\frac{(z-1)T_{п1}}{zmF_{п}R_{ср}f_{\min}}$$

также близка к единице при $z = 8...10$, т. е. при реальных значениях параметра z . Следовательно, сохраняется знак между многочленами дискриминанта корней (5). Многочлен в круглых скобках в числителе корней (5) положителен уже при значении $z = 4$.

Если принять, как показано выше, равной единице дробь в круглых скобках в числителе корней (5), то дискриминант корней (5) будет положительным (что подтверждает действительность корней) при значении $z = 4$.

Анализ показывает, что коэффициент n принимает значения, меньше единицы, и увеличивается при росте параметра z (в пределах единицы), если принять

$$n = \frac{\left(z - \frac{1}{m} - \frac{T_{п1}}{zF_{п}R_{ср}f_{\min}} - 2 \right)}{2}$$

$$\frac{\sqrt{\left(z - \frac{1}{m} - \frac{T_{п1}}{zF_{п}R_{ср}f_{\min}} - 2 \right)^2 - 4 \left(\left(z + 1 - \frac{1}{m} - \frac{T_{п1}}{zF_{п}R_{ср}f_{\min}} \right) - (z-1) \frac{T_{п1}}{zmF_{п}R_{ср}f_{\min}} \right)}}{2}}. \quad (14)$$

Очевидно, что соотношение (14) может быть использовано в практике расчета и проектирования АФМ данного типа, если заранее известны:

- вращающий номинальный момент АФМ (устанавливается на основе анализа кинематической цепи привода машины, места установки в ней АФМ и картины распределения нагрузки в приводе);
- средний радиус поверхностей трения ОФГ и ДФГ (устанавливается с учетом требуемых радиальных габаритов АФМ);
- сила $F_{п}$ замыкания пар трения ОФГ (устанавливается на основе среднего радиуса поверхностей трения $R_{ср}$ с учетом предполагаемого числа пар трения ОФГ, которое принимается с учетом ограничения радиальных габаритов муфты, а также допускаемого давления на поверхностях трения, исходя из физико-механических характеристик выбранного сочетания материалов пар трения);
- минимальный коэффициент трения пар ОФГ и ДФГ, который определяется: а) на основе характера предполагаемых перегрузок в приводе (резкоударные или

плавно нарастающие, примерная скорость нарастания перегрузки; б) с учетом физико-механических и триботехнических характеристик принятого сочетания материалов пар трения – средний коэффициент трения, предполагаемый интервал изменения величины коэффициента трения, определяемый на основе экспериментальных данных, анализа внешних условий и аналогий с данными эксплуатации выбранного сочетания материалов пар трения.

Вопросы, связанные с выбором варианта (первого или второго) АФМ с отдельным силовым замыканием, должны решаться на основе анализа их эксплуатационных характеристик – нагрузочной способности и точности срабатывания (в тех случаях, когда для решения практических задач требуется получение максимальной точности срабатывания АФМ), соотношения массогабаритных характеристик муфт.

Для выбора оптимального варианта АФМ с отдельным силовым замыканием необходимы данные о влиянии точности их срабатывания на массогабаритные показатели привода машины. Эти данные могут быть получены на основе проведения исследований, решения задачи для кинематической схемы привода общего вида, т. е. не содержащей конкретный состав, количество и тип механических узлов привода.

Результаты исследования могут быть использованы как методические рекомендации для расчета и проектирования АФМ второго поколения с отдельным силовым замыканием.

Выводы

1. При определении методик расчета и проектирования АФМ второго поколения с отдельным силовым замыканием первоначально определяется форма кривой нагрузочной характеристики, в зависимости от требуемой точности срабатывания с учетом характеристик привода машины.

2. В зависимости от требуемой нагрузочной способности выбирается необходимый вариант АФМ с отдельным силовым замыканием, учитывая необходимые массогабаритные характеристики муфты.

3. Величина коэффициента n и n_1 для вариантов АФМ с отдельным силовым замыканием выбирается на основе требуемой нагрузки, передаваемой муфтами в номинальном режиме работы, требуемой точности срабатывания, формы кривой нагрузочной характеристики и величины КУ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шишкарёв М.П., Луцкич А.А. Эксплуатационные характеристики адаптивной фрикционной муфты с отдельным силовым замыканием // Тракторы и сельхозмашины. – 2013. – № 3. – С. 28–31.
2. Шишкарёв М.П., Угленко А.Ю. Модернизация адаптивной фрикционной муфты второго поколения // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2012. – № 10. – С. 3–7.
3. Шишкарёв М.П. Эффективность применения адаптивных фрикционных муфт // Изв. вузов. Машиностроение. – 2001. – № 1. – С. 27–31.