



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Металлорежущие станки и инструменты»

Практикум по дисциплине

«Предохранительные устройства технологического оборудо- вания»

Авторы
Шишкарёв М.П.,
Гавриленко М.Д.

Ростов-на-Дону, 2017

Аннотация

Методические указания предназначен для студентов 1 курса очной и заочной форм с нормативным и сокращенным сроком обучения по направлению 15.04.05 «Конструкторско технологическое обеспечение машиностроительных производств».

Авторы

д.т.н., доц., проф. каф.
«МСИИ» Шишкарёв М.П.
старший преподаватель каф.
«МСИИ» Гавриленко М.Д.



Оглавление

Введение	4
1. Цель и задачи работы.....	4
2. Устройство и принцип действия предохранительных пружинно-шариковых муфт.....	4
3. Уточненный расчет предохранительных	5
пружинно-шариковых муфт	6
4. Выводы	21
5. Порядок выполнения работы	22
Контрольные вопросы	23
Список литературы	24
Приложение 1	24
Приложение 2.....	25

ВВЕДЕНИЕ

Предохранительные муфты играют важную роль в современном машиностроении. Правильно рассчитанная и выбранная предохранительная муфта обеспечивает надежную защиту узлов и деталей приводов технологического оборудования от поломок, увеличивает ресурс его работы и оптимизирует массогабаритные параметры приводов. Кроме того, предохранительные пружинно-шариковые муфты (ПППШМ) при перегрузке издают характерный звук, сигнализирующий о необходимости своевременной остановки машины.

1. Цель и задачи работы

Целью практической работы является углубление знаний в области предохранительных муфт и приобретение навыков их анализа.

Задачи работы:

- ознакомление с принципом действия и устройством ПППШМ;
- исследование влияния параметров ПППШМ на стабильность вращающего момента.

2. Устройство и принцип действия предохранительных пружинно-шариковых муфт

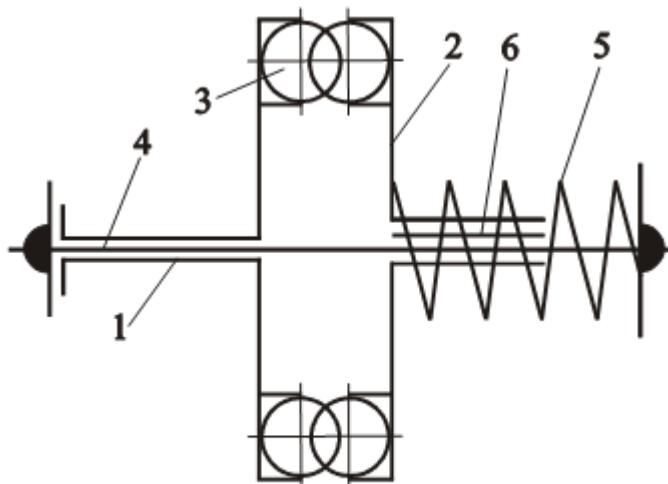


Рис. 1. Принципиальная схема пружинно-шариковой предохранительной муфты

ППШМ состоит из двух полумуфт 1 и 2, имеющих на обращенных одна к другой торцевых поверхностях шарики 3, размещенные в гнездах (рис. 1). Шарики одной полумуфты входят в зацепление с шариками другой полумуфты и опираются на торцевые поверхности полумуфт. Полумуфта 2 установлена на валу 4 подвижно в осевом направлении и поджата к полумуфте 1 пружиной 5 (группой пружин).

В окружном направлении подвижная полумуфта 2 связана с валом 4 при помощи направляющей шпонки 6 либо шлицевого соединения.

При отсутствии перегрузки в приводе машины осевая сила между шариками полумуфт 1 и 2 уравнивается силами пружины 5, трения между шариками и трения между полумуфтой 2 и валом 4.

При наступлении перегрузки указанное осевое равновесие полумуфты 2 нарушается вследствие увеличения осевой силы между шариками, в результате чего полумуфта перемещается вправо (по рис. 1) и шарики полумуфт выходят из зацепления друг с другом, разъединяя ведущую и ведомую части привода.

3. Уточненный расчет предохранительных

пружинно-шариковых муфт

В научно-технической и справочной литературе [1–3] отмечается особенность широко применяемых на практике предохранительных пружинно-шариковых муфт (ППШМ), которая заключается в более высокой, по сравнению с предохранительными пружинно-кулачковыми муфтами, точности срабатывания. Сказанное относится к конструктивным вариантам ППШМ, в которых передача вращающего момента между полумуфтами осуществляется за счет контакта шариков одной полумуфты со сферическими гнездами другой полумуфты.

В указанных литературных источниках отмечается, что более высокая точность срабатывания ППШМ достигается за счет того, что в процессе срабатывания муфты происходит уменьшение угла давления и силы, определяющей величину вращающего момента. Вследствие этого для полного выключения муфты не требуется дополнительного увеличения внешней (по отношению к муфте) нагрузки.

Как показывает анализ схемы зацепления шариков, упомянутое изменение угла давления в процессе срабатывания муфты подчиняется нелинейной зависимости. Поскольку при срабатывании происходит одновременно увеличение силы натяжения замыкающей пружины (группы замыкающих пружин), необходимо реализовать такую зависимость угла давления от осевого перемещения подвижной полумуфты, которая позволила бы обеспечивать дополнительную деформацию замыкающей пружины (группы замыкающих пружин) без увеличения внешней (по отношению к муфте) нагрузки.

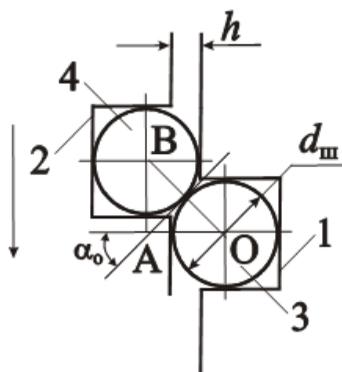


Рис. 2. Расчетная схема

Рассмотрим схему, изображенную на рис. 2. На схеме показано положение подвижной 1 и неподвижной 2 полумуфт ППШМ и шариков 3 и 4, размещенных в соответствующих гнездах полумуфт.

Указанное на схеме положение элементов ППШМ соответствует передаче номинального вращающего момента. Направление передачи нагрузки, т. е. направление вращения муфты, показано на схеме стрелкой. В рассматриваемом случае ведущей является полумуфта 2. Термины «подвижная» и «неподвижная» полумуфты, используемые в настоящей работе, в определенной степени условные и означают, что «неподвижная» полумуфта не имеет перемещения вдоль оси вращения муфты при ее срабатывании; наоборот, «подвижная» полумуфта имеет осевое перемещение при срабатывании.

Взаимное положение шариков 3 и 4 определяется начальным углом давления α_0 , при этом шарики опираются на торцовые поверхности соответствующих оппозитно расположенных полумуфт 1 и 2.

Используя принятые на схеме обозначения, найдем из треугольника АОВ:

$$\sin \alpha_i = \frac{d_{\text{ш}} - h + x_{\text{mi}}}{d_{\text{ш}}}, \quad (1)$$

где $d_{\text{ш}}$ – диаметр шарика; h – расстояние между оппозитно расположенными торцовыми поверхностями полумуфт 1 и 2 при их исходном положении; x_{mi} – текущее осевое перемещение подвижной полумуфты при срабатывании ППШМ.

В указанных источниках приведена следующая формула:

$$\sin \alpha_0 = \frac{d_{\text{ш}} - h}{d_{\text{ш}}}. \quad (2)$$

Там же указывается [2, 3], что в процессе срабатывания ППШМ размер h уменьшается, одновременно с этим уменьшается и угол α_0 . В работе [1] при идентичной схеме зацепления шариков утверждается, что при срабатывании ППШМ размер h увеличивается, а угол α_0 уменьшается.

Формула (2) подтверждает, что угол α_0 уменьшается при увеличении размера h , следовательно, формально картина изменения угла α_0 в процессе срабатывания ППШМ соответствует утверждению, приведенному в работе [1].

Согласно схеме, показанной на рис. 2, и схемам, приведенным в работах [1–3], при срабатывании ППШМ происходит увеличение размера h , а точка контакта шариков 3 и 4 перемещается по образующей шарика 4 в направлении против часовой стрелки (при направлении вращения полумуфт в соответствии в соответствии с указанным на рис. 2). При этом касательная, проходящая через точку контакта шариков, также поворачивается против часовой стрелки.

Очевидно, что в процессе срабатывания муфты происходит увеличение угла давления от исходной величины α_0 до значения $\pi/2$. Логически это вполне согласуется с формулой для определения величины вращающего момента, передаваемого муфтой. Упомянутая формула идентична формуле для предохранительной пружинно-кулачковой муфты, приведенной в работах [1–3] и имеющей следующий вид:

$$T_n = \frac{F_n D}{2 \left[\operatorname{tg}(\alpha_0 - \varphi) - \frac{D}{d} f \right]}, \quad (3)$$

где F_n – сила натяжения замыкающей пружины (группы замыкающих пружин), соответствующая положению шариков, показанному на рис. 2; D – диаметр окружности, на которой расположены шарики; φ – угол трения между шариками; f – коэффициент трения между подвижной полумуфтой и направляющей шпонкой, передающей вращающий момент от ступицы полумуфты на вал; d – диаметр ступицы полумуфты.

Анализ формулы (3) показывает, что с увеличением угла α_0 до значения $\pi/2$ знаменатель дроби стремится к бесконечности, а увеличение числителя дроби вследствие повышения си-

лы натяжения $F_{\text{п}}$ замыкающей пружины (группы замыкающих пружин) изза осевого перемещения подвижной полумуфты конечное. Поэтому величина вращающего момента муфты при взаимном положении шариков 3 и 4, когда их оси располагаются на одной прямой, параллельной оси вращения муфты, равна моменту сил трения, действующих между шариками:

$$T_{\text{п1}} = \frac{F_{\text{п1}} D f_1}{2}, \quad (4)$$

где $F_{\text{п1}}$ – сила натяжения замыкающей пружин (группы замыкающих пружин), соответствующая максимальному осевому перемещению подвижной муфты при срабатывании; f_1 – коэффициент трения между шариками 3 и 4.

Сила $F_{\text{п1}}$ вычисляется по следующему соотношению:

$$F_{\text{п1}} = F_{\text{п}} + ch,$$

где c – осевая жесткость замыкающей пружины или суммарная осевая жесткость группы замыкающих пружин.

Это подтверждает геометрическая картина процесса срабатывания ППШМ: при указанном взаимном расположении шариков 3 и 4 отсутствуют условия, способствующие передаче вращающего момента в упомянутый период срабатывания муфты, кроме тангенциальных сил трения между шариками.

Из сказанного следует, что формула (2), используемая в работах [1–3] в качестве математической модели, иллюстрирующей процесс срабатывания ППШМ, верна только как математическая интерпретация исходного взаимного положения шариков 3 и 4.

Для решения поставленной задачи исследования необходимо найти функциональную связь между величиной угла давления α_i в процессе срабатывания муфты и величиной осевого перемещения подвижной полумуфты. Поскольку от величины угла давления α_i зависит величина вращающего момента муфты (см. формулу (3)) и, следовательно, осевая (относительно оси вращения муфты) составляющая силы давления между шариками, появляется возможность оценить динамику изменения указанной силы и силы натяжения замыкающей пружины (группы замыкающих пружин).

На основе этого можно установить исходную величину угла давления α_0 , начиная от которой вращающий момент муфты в процессе ее срабатывания не будет, по меньшей мере, увеличиваться. Таким образом, можно найти условия для выполнения утверждения о высокой точности срабатывания ППШМ, приведенного в работах [1–3].

При исследовании воспользуемся схемой, изображенной на рис. 3. На схеме точка O соответствует исходному положению шариков 3 и 4 (рис. 1) при передаче муфтой номинального вращающего момента T_n , точка A – положению шариков после осевого перемещения подвижной полумуфты на расстояние, равное x_i .

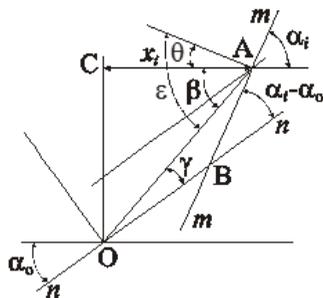


Рис. 3. Расчетная схема

Прямые $n-n$ и $m-m$ являются касательными к образующей шарика в точках O и A соответственно. Касательные $n-n$ и $m-m$ образуют с прямыми, параллельными одна другой и оси вращения муфты, углы α_0 и α_i соответственно.

Проведем через точку A прямую, параллельную касательной $n-n$. Из этого построения следует, что острый угол при вершине B равен разности углов $\alpha_i - \alpha_0$.

Треугольник OAB , образованный касательными $n-n$ и $m-m$, а также прямой, соединяющей точки O и A , является равнобедренным, следовательно, угол при вершине B треугольника равен $\pi - (\alpha_i - \alpha_0)$, а углы при вершинах O и A – $(\alpha_i - \alpha_0)/2 = \gamma$.

В прямоугольном треугольнике ОАС катет $AC = x_i$ определяет величину осевого перемещения подвижной полумуфты при переходе точки контакта шариков из положения О в положение А. В этом треугольнике угол при вершине А равен:

$$\beta = \alpha_i - \gamma = \frac{\alpha_i + \alpha_o}{2} \quad (4)$$

Из равнобедренного треугольника, образованного радиусами шариков и прямой ОА, найдем угол при вершине А на основе следующих рассуждений. Угол между радиусом шарика, проведенным в точку А, и прямой АС равен:

$$\theta = \frac{\pi}{2} - \alpha_i \quad (5)$$

Тогда величина искомого угла определится по формуле, с учетом выражений (4) и (5):

$$\varepsilon = \beta + \theta = \frac{\pi - \alpha_i + \alpha_o}{2} \quad (6)$$

Сторона ОА треугольника равна:

$$OA = d_{ш} \cos \varepsilon = d_{ш} \sin \frac{\alpha_i - \alpha_o}{2} \quad (7)$$

При выводе формулы (7) использовано выражение (6).

Из треугольника ОАС находим искомое перемещение x_i :

$$x_i = AC = OA \cos \beta,$$

или, с учетом выражений (4) и (7):

$$x_i = \frac{d_{ш}}{2} \sin \frac{\alpha_i - \alpha_o}{2} \cos \frac{\alpha_i + \alpha_o}{2} = \frac{d_{ш}}{2} (\sin \alpha_i - \sin \alpha_o) \quad (8)$$

Формула (8) учитывает осевое перемещение точки контакта шариков относительно шарика 4. Учитывая, что при этом перемещение в осевом (относительно оси вращения муфты) направлении совершает и шарик 3, и это перемещение также определяется по формуле (8), величина осевого перемещения подвижной полумуфты равна:

$$x_{ш} = d_{ш} (\sin \alpha_i - \sin \alpha_o)$$

(9)

В момент времени, когда центры шариков будут находиться на одной прямой, параллельной оси вращения муфты, угол $\alpha_i = 90^\circ$ и с учетом выражения (2) получаем на основе формулы (9):

$$x_{\text{пmax}} = h,$$

где $x_{\text{пmax}}$ – максимальное осевое перемещение подвижной полумуфты.

Полученный результат согласуется со схемой, показанной на рис. 2.

Увеличение силы натяжения замыкающей пружины (группы замыкающих пружин) в результате осевого перемещения подвижной полумуфты при срабатывании ППШМ отражается следующей зависимостью:

$$F_{\text{пи}} = F_{\text{п}} + cx_{\text{пи}}, \quad (10)$$

где $F_{\text{пи}}$ – текущая сила натяжения замыкающей пружины (группы замыкающих пружин); c – см. выше.

После подстановки правой части формулы (9) в равенство (10) и полученного выражения – в соотношение (3) найдем:

$$T_i = \frac{[F_{\text{п}} + cd_{\text{ш}}(\sin \alpha_i - \sin \alpha_0)]D}{\text{tg}(\alpha_i - \varphi) - \frac{D}{d}f}, \quad (11)$$

Аналитическое исследование функции (11) представляет значительные трудности, поэтому применим графический способ.

Для построения графика зависимости $T_i(\alpha_i)$ используем следующие исходные данные: $F_{\text{п}} = 400$ Н, $c = 80$ Н/мм, $d_{\text{ш}} = 16$ мм, $D = 65$ мм [1], $\varphi = 4^\circ$, $d = 45$ мм, $f = 0,15$ [1].

Учитывая, что величина h должна удовлетворять условию $h < d_{\text{ш}}/2$, принято $h = 4$ мм. При этой величине по формуле (2) получаем $\sin \alpha_0 = 0,75$, а $\alpha_0 \approx 48^\circ$. От найденной величины угла α_0 происходит изменение (в сторону увеличения) угла α_i в

процессе срабатывания ППШМ, отражаемое на графике (рис. 4, кривая 1). Кривые 2 и 3, показанные на рис. 4, построены по тем же исходным данным, что и кривая 1, но при величинах h , равных соответственно 5 мм и 6 мм. Соответствующие величины $\sin \alpha_0 = 0,6875$ и $\sin \alpha_0 = 0,625$. Графики построены по формуле (11).

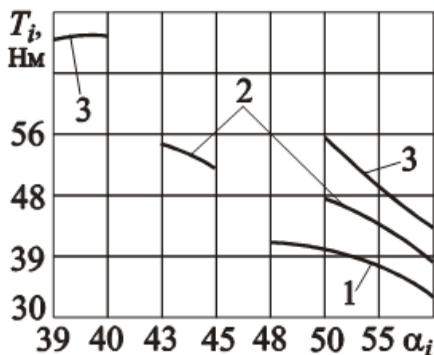


Рис. 4. Графики зависимости вращающего момента ПШМ от угла давления

Величины углов α_0 , соответствующие найденным значениям, составляют: $\alpha_0 \approx 43^\circ$ и $\alpha_0 \approx 39^\circ$.

Графики на рис. 4 показывают следующее:

- при больших величинах начального угла давления α_0 , т. е. при меньших значениях h , в процессе осевого перемещения подвижной полумуфты при срабатывании ППШМ происходит уменьшение передаваемого муфтой вращающего момента в интервале значений угла давления $\alpha_0 \dots \pi/2$;

- увеличение h и, соответственно, уменьшение начального угла давления α_0 приводит к уменьшению разности между величиной номинального вращающего момента и последующего вращающего момента, соответствующего ближайшему к α_0 контрольному текущему значению угла α_i (кривые 1 и 2);

- при некотором значении начального угла давления

α_0 в процессе осевого перемещения подвижной полумуфты при срабатывании ППШМ в определенном интервале текущего угла давления α_i происходит увеличение вращающего момента, передаваемого муфтой, затем – стойкое его уменьшение (кривая 3).

Очевидно, что на наличие у графика зависимости $T_i(\alpha_i)$ точки максимума влияет величина осевой жесткости замыкающей пружины (суммарная осевая жесткость группы замыкающих пружин). Действительно, при прочих постоянных параметрах (кроме α_i) в формуле (11) увеличение параметра C приводит к росту величины числителя, причем, на величину номинального вращающего момента муфты T_H параметр C не влияет.

Следовательно, величина C , как и параметр h , должна влиять на форму кривой $T_i(\alpha_i)$ и при определенных значениях приводить к наступлению перегрузки в процессе срабатывания муфты.

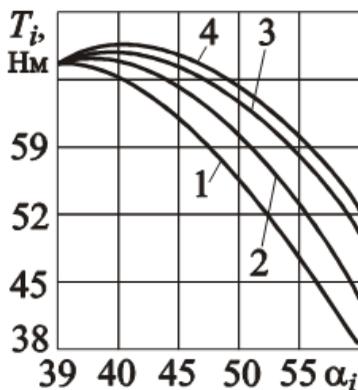


Рис. 5. Графики зависимости вращающего момента от угла давления

Для исследования влияния величины C на возникновение перегрузки обратимся к рис. 5, на котором кривыми 1–4 показана зависимость $T_i(\alpha_i)$ при различных величинах осевой жесткости замыкающей пружины (суммарной осевой жесткости группы замыкающих пружин). Графики построены соответственно при

$C = 60$ Н/мм; 80 Н/мм; 100 Н/мм; 120 Н/мм. Остальные исходные данные, использованные при построении графиков, приняты теми же, что и при построении графиков на рис. 4. Принято $h = 6$ мм.

Величина начального угла давления шариков составляла, как и выше, $\alpha_0 \approx 39^\circ$.

Графики, изображенные на рис. 5, показывают, что с увеличением C уже при значениях $C \geq 80$ Н/мм кривые 2–4 имеют точки максимума внутри интервала значений угла α_i , причем, с увеличением C максимумы функции (11) смещаются в область больших значений угла α_i .

Графики подтверждают сделанное предположение о влиянии величины C на форму кривой $T_i(\alpha_i)$: при значениях $C \geq 80$ Н/мм муфта в результате срабатывания будет вносить перегрузку в некотором периоде времени срабатывания.

Исследуем процесс изменения силы нормального давления между шариками в процессе срабатывания муфты. Данная задача представляет определенный интерес, во-первых, с точки зрения износоустойчивости шариков, во-вторых, в плане назначения оптимальной начальной величины угла давления α_0 , обеспечивающего при передаче номинального вращающего момента величину давления между шариками, не превышающую допустимое значение [1].

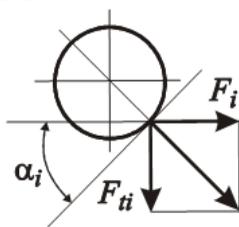


Рис. 6. Расчетная схема

Обратимся к рис. 6, на котором показана схема сил, действующих на шарик. В процессе срабатывания муфты на шарик действует осевая сила:

$$F_i = F_{\pi i} - F_{tr i}, \quad (12)$$

где $F_{\text{пи}}$ – текущая сила натяжения замыкающей пружины (группы замыкающих пружин); $F_{\text{тпи}}$ – текущая сила трения между подвижной полумуфтой и направляющей шпонкой.

Сила трения $F_{\text{тпи}}$ определяется по выражению (см. рис. 6):

$$F_{\text{тпи}} = F_{\text{ти}} \frac{D}{d} f_1, \quad (13)$$

где $F_{\text{ти}}$ – окружная сила, действующая на шарики; f_1 – коэффициент трения скольжения между подвижной полумуфтой и направляющей шпонкой.

Из силового треугольника найдем силу $F_{\text{ти}}$:

$$F_{\text{ти}} = \frac{F_i}{\text{tg}\alpha_i},$$

или, с учетом формулы (12):

$$F_{\text{ти}} = \frac{F_{\text{пи}} - F_{\text{тпи}}}{\text{tg}\alpha_i}. \quad (14)$$

Тогда формула (13), с учетом выражения (14), принимает следующий вид:

$$F_{\text{тпи}} = \frac{F_{\text{пи}} - F_{\text{тпи}}}{\text{tg}\alpha_i} \times \frac{D}{d} f_1. \quad (15)$$

Из уравнения (15) найдем неизвестное $F_{\text{тпи}}$:

$$F_{\text{тпи}} = \frac{F_{\text{пи}}}{\text{tg}\alpha_i + \frac{D}{d} f_1} \times \frac{D}{d} f_1. \quad (16)$$

Учитывая соотношения (9) и (10), запишем формулу (16) в следующем виде:

$$F_{\text{Тр}i} = \frac{F_{\text{п}} + cd_{\text{ш}}(\sin \alpha_i - \sin \alpha_o)}{\operatorname{tg} \alpha_i + \frac{D}{d} f_1} \times \frac{D}{d} f_1$$

(17)

Из силового треугольника (рис. 6) найдем:

$$F_{ni} = \frac{F_i}{\sin \alpha_i} \quad (18)$$

Учитывая формулы (9), (10), (12) и (17), запишем выражение (18) в следующем виде:

$$F_{ni} = \frac{F_{\text{п}} + cd_{\text{ш}}(\sin \alpha_i - \sin \alpha_o)}{p \left(\operatorname{tg} \alpha_i + \frac{D}{d} f_1 \right) \cos \alpha_i}$$

(19)

где P – число пар шариков.

Из формулы (19) следует, что сила F_{ni} в процессе срабатывания муфты изменяется в интервале значений:

$$F_{ni} = \frac{F_{\text{п}}}{\left(\sin \alpha_o + \frac{D}{d} f_1 \cos \alpha_o \right) p} \dots \frac{F_{\text{п}} + ch}{p}$$

(20)

Интервал значений силы (20) получен при условии изменения угла давления α_i в интервале $\alpha_o \dots \pi/2$ и с учетом соотношения (2).

Исследование изменения величины силы F_{ni} в процессе срабатывания муфты проведем графическим способом, построив график функции $F_{ni}(\alpha_i)$ согласно соотношению (19). При построении графика воспользуемся исходными данными параметров, принятыми выше при построении графиков на рис. 4. Коэффициент жесткости c принят равным 40 Н/мм, $P=3$, а $f_1=0,1$ [4].

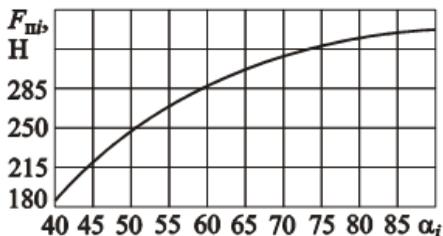


Рис. 7. График изменения силы нормального давления в зависимости от угла давления

График функции представлен на рис. 7. График показывает следующее:

- сила нормального давления между шариками увеличивается по мере осевого перемещения подвижной полумуфты в процессе срабатывания ППШМ, и принимает максимальное значение в конце хода полумуфты;

- при выбранных исходных данных величина силы нормального давления становится больше допустимой ($[F_n] \approx 216$ Н [1]) уже при значении угла давления $\alpha_i = 45^\circ$.

Таким образом, имея меньшее, чем допустимое, значение при начальном угле давления, сила F_{ni} в процессе срабатывания муфты значительно превышает его. Очевидно, что в подобных случаях будет повышенный износ шариков и преждевременный выход их из строя.

Указанное обстоятельство накладывает определенные ограничения на выбор параметров ППШМ в процессе их расчета и конструирования. Основываясь на соотношении (20) и учитывая характер изменения величины силы нормального давления F_{ni} , определяющей долговечность шариков, примем в качестве формулы для анализа и выбора параметров ППШМ выражение, представляющее правую границу интервала в выражении (20).

На основании изложенного запишем:

$$\frac{F_{\text{п}} + ch}{p} \leq [F_n] \quad (21)$$

Формула (21) позволяет определить оптимальную величину одного из параметров, входящих в ее левую часть.

Далее будем считать, что основные параметры для расчета

и конструирования ППШМ известны: величина номинального вращающего момента муфты, радиальные и осевые размеры ППШМ (D, d). Задавись диаметром шариков ($d_{ш}$), можно по формуле (3) определить величину $F_{п}$. Радиальный размер (D) и принятый диаметр шариков позволяют определить их количество по условиям конструктивнокомпоновочной схемы муфты.

Выбор величины взаимного перекрытия шариков h обусловлен, впервых, требованием отсутствия перегрузки, вызываемой муфтой в процессе срабатывания, ввторых, минимизацией силы натяжения замыкающей пружины (группы замыкающих пружин) при повторных включениях муфты в процессе срабатывания.

Условие отсутствия перегрузки при срабатывании муфты может быть установлено на основе соотношения (11). Поскольку неизвестными остаются параметры c и h , входящие в соотношение (11) (параметр h входит в формулу (2) для вычисления параметра $\sin \alpha_o$, в свою очередь входящего в соотношение (11)), обратимся к формуле (21), из которой находим:

$$c = \frac{[F_n]P - F_{п}}{h} \quad (22)$$

Воспользовавшись заменой, согласно соотношению (22), в выражении (11), методом вариации величины h можно найти его верхнее граничное значение, удовлетворяющее условию отсутствия перегрузки, вносимой муфтой в кинематическую цепь привода в процессе срабатывания. В данном случае при выборе величины h следует учитывать влияние ее на исходную величину угла давления α_o (см. формулу (2)) и последнего – на величину номинального вращающего момента муфты (см. формулу (3)).

Поскольку уменьшение величины h приводит к увеличению угла α_o и, соответственно, к уменьшению вращающего момента $T_{н}$, следует принять указанное значение

h , так как в противном случае, т. е. при уменьшении h , необходимо для сохранения заданной величины вращающего момента T_H увеличить силу натяжения замыкающей пружины (группы замыкающих пружин), что не всегда возможно в связи с тем, что это приводит к увеличению силы нормального давления между шариками.

На основе найденной величины h можно по формуле (22) определить величину коэффициента осевой жесткости C и по этой величине – геометрические параметры замыкающей пружины (группы замыкающих пружин).

График, изображенный на рис. 7, показывает, что в ППШМ со схемой контакта типа «шарик – шарик» перепад величин сил

нормального давления F_{ni} , соответствующих начальному и конечному взаимным положениям шариков в процессе срабатывания муфты, довольно значительный. Вследствие этого в существующих конструкциях ППШМ указанного типа имеется резерв нагрузочной способности муфт, который может быть использован в том случае, когда реализуется закономерность

изменения силы нормального давления F_{ni} , в соответствии с которой в процессе срабатывания муфты эта сила сохраняется постоянной или уменьшается по любому закону.

В настоящее время созданы технические решения, направленные на устранение отмеченного недостатка существующих ППШМ [5–8]. В работах [5, 6] задача решена посредством установки в конструкцию ППШМ подвижной в осевом направлении опоры для группы замыкающих пружин и дополнительных шариков, управляющих перемещением подвижной опоры при срабатывании муфты [5]. В работе [6] указанная задача решается посредством неодинаковой геометрии контакта шариков, соединяющих полумуфты, с гнездами.

В конструкции [7] эффективность уменьшения силы натяжения замыкающей пружины в процессе осевого перемещения подвижной полумуфты при срабатывании ППШМ обеспечивается, как и в конструкции, приведенной в работе [5], подвижностью в осевом направлении задней опоры пружины за счет специального шарикового механизма. При осевом перемещении подвижной полумуфты ход опоры меньше, чем ход полумуфты, что обеспечивает меньший прирост силы натяжения замыкающей пружины и увеличение силы нормального давления

между шариками. Это позволяет увеличить исходную силу натяжения замыкающей пружины и номинальный вращающий момент.

В конструкции, приведенной в работе [8], нашла развитие принципиальная схема задней опоры замыкающей пружины. Получаемый эффект заключается в том, что не обеспечивается не только уменьшение силы натяжения замыкающей пружины в процессе перемещения подвижной полумуфты, по сравнению с исходным натяжением, но и, благодаря центробежному механизму, – автоматическое включение ППШМ после окончания перегрузки и остановки привода машины.

Указанное решение позволяет настраивать ППШМ таким образом, чтобы при передаче номинального вращающего момента

сила F_n между шариками была близка по величине к допустимой силе. Это обеспечивает более высокую нагрузочную способность ППШМ за счет увеличения силы натяжения замыкающей пружины (группы замыкающих пружин).

4. Выводы

1. Анализ схемы изменения взаимного расположения шариков ППШМ в процессе ее срабатывания показал, что существует предельная величина расстояния, на которое выступает из гнезда шарик, когда происходит уменьшение передаваемого вращающего момента при выходе полумуфт из зацепления одна с другой. Увеличение указанного расстояния приводит к тому, что вращающий момент имеет максимум, не соответствующий исходному углу давления шариков, т. е. возникает перегрузка, вносимая ППШМ в привод машины при срабатывании.

2. Приведенная в технической литературе зависимость для определения угла давления шариков в ППШМ с контактом типа «шарик–шарик» не соответствует картине изменения его величины в процессе срабатывания муфты. Для корректной оценки характера и величины изменения угла давления найдена зависимость, учитывающая текущее осевое перемещение подвижной полумуфты и постоянство величины максимального осевого перемещения подвижной полумуфты.

3. На возникновение перегрузки, вносимой ППШМ при срабатывании, влияет коэффициент осевой жесткости замыкающей пружины (суммарный коэффициент осевой жесткости группы замыкающих пружин). С увеличением

коэффициента осевой жесткости возрастает вероятность появления максимума вращающего момента муфты, большего, чем номинальный вращающий момент.

4. Сила нормального давления между шариками увеличивается в процессе осевого перемещения подвижной полумуфты при срабатывании ППШМ, достигая максимального значения в конце ее хода. При определенных выбранных параметрах муфты сила нормального давления превышает допустимое значение уже в начальный период осевого перемещения подвижной полумуфты.

5. Для повышения долговечности шариков следует определять приемлемую величину коэффициента осевой жесткости замыкающей пружины (суммарного коэффициента осевой жесткости группы замыкающих пружин) по найденной зависимости, задавшись остальными параметрами муфты, в том числе оптимальной величиной расстояния, на которое выступает шарик из гнезда полумуфты.

6. Для повышения нагрузочной способности и долговечности ППШМ следует применять в их конструкциях механизмы, уменьшающие силу натяжения замыкающей пружины (суммарную силу натяжения группы замыкающих пружин) в процессе осевого перемещения подвижной полумуфты при срабатывании.

5. Порядок выполнения работы

Уточненный расчет ППШМ включает следующие действия.

3.1. Используя данные варианта задачи (приложение 1) и формулу (3), построить график зависимости $T_H(\alpha_0)$. Интервал изменения параметра α_0 указан в варианте задачи.

3.2. Проанализировать характер кривой $T_H(\alpha_0)$ и сформулировать вывод о влиянии параметра α_0 на величину вращающего момента T_H .

3.3. Используя данные варианта задачи (приложение 2) и формулу (11), построить график зависимости $T_i(\alpha_i)$. Интервал изменения параметра α_0 указан в варианте задачи. При вычислениях принять $h = 4$ мм. Величину $\sin \alpha_0$ вычислить по

формуле (2), затем найти α_0 . Минимальное значение угла α_i принимать с учетом найденного значения угла α_0 .

Максимальное значение угла $\alpha_i = 70^\circ$.

3.4. По построенному графику проанализировать характер изменения вращающего момента T_i в зависимости от угла α_i и сделать вывод.

3.5. Построить графики зависимости $T_i(\alpha_i)$ при других значения параметра C (взять из варианта задачи).

3.6. Проанализировать характер изменения вращающего момента T_i в зависимости от параметра C и сделать вывод.

3.7. Изложить в письменной форме результаты анализа и представить работу на защиту, включив в нее произведенные расчеты, графики и выводы по работе.

3.8. Ответить на 1–2 контрольных вопроса из приведенного ниже списка.

Контрольные вопросы

к лабораторнопрактической работе на тему
«Исследование предохранительных пружинношариковых муфт»

1. Какие Вы знаете формы контакта шариков одной полумуфты с другой полумуфтой?
2. Какие факторы влияют на стабильность вращающего момента ППШМ?
3. Почему ППШМ применяют на практике при относительно невысоких частотах вращения?
4. Как влияет величина угла α_0 на номинальное значение вращающего момента ППШМ, если величина F_{Π} постоянная?
5. Перечислите основные недостатки ППШМ.
6. Какие факторы влияют на ограничение величины h снизу и сверху?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тепинкичиев В.К. Предохранительные устройства от перегрузки станков. – 2е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1968. – 112 с.
2. Поляков В.С., Барбаш И.Д, Ряховский О.А. Справочник по муфтам. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отдние, 1974. – 352 с.
3. Дьяченко С.К., Киркач Н.Ф. Предохранительные муфты. – Киев: Гостехиздат УССР, 1962. – 122 с.
4. Кухлинг Х. Справочник по физике: Пер. с нем. – М.: Мир, 1982. – 520 с.
5. А. с. 1471000 СССР, МПК⁴ F16D11/00. Предохранительная шариковая муфта / М.П. Шишкарев (СССР). – № 4048608/2527; Заявл. 26.02.86; Оpubл. 07.04.89, Бюл. № 13. – 3 с.: ил.
6. А. с. 1550249 СССР, МПК⁵ F16D7/06. Предохранительная шариковая муфта / М.П. Шишкарев (СССР). – № 4447787/2527; Заявл. 23.06.88; Оpubл. 15.03.90, Бюл. № 10. – 4 с.: ил.
7. А. с. 1612149 СССР, МПК⁵ F16D7/06, F16D43/20. Предохранительная муфта / М.П. Шишкарев (СССР). – № 4615636/2527; Заявл. 05.12.88; Оpubл. 07.12.90, Бюл. № 45. – 4 с.: ил.
8. А. с. 1691617 СССР, МПК⁵ F16D7/06. Предохранительная муфта / М.П. Шишкарев (СССР). – № 4721785/27; Заявл. 20.07.89; Оpubл. 15.11.91, Бюл. № 42. – 3 с.: ил.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Вариант	φ , град	α_0 , град	$F_{п}$, Н	D , м	d , м	f
1	4	40...70	300	0,125	0,07	0,15
2		35...60	350	0,12	0,08	
3		42...75	400	0,16	0,09	
4		37...65	500	0,15	0,07	
5		39...76	250	0,13	0,05	
6		41...72	200	0,14	0,08	
7		40...74	300	0,15	0,06	
8		38...64	350	0,14	0,07	
9		36...62	400	0,15	0,09	
10		37...70	250	0,14	0,08	

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Вариант	φ , град	$d_{ш}$, м	$F_{п}$, Н	D , м	d , м	f	c , Н/мм
1	4	10	300	0,12	0,07	0,15	40, 50, 60
2		11	350	0,12	0,08		45, 55, 65
3		12	400	0,16	0,09		35, 45, 55
4		14	500	0,15	0,07		30, 40, 50
5		10	250	0,13	0,05		50, 60, 70
6		10	200	0,14	0,08		40, 50, 60
7		10	300	0,15	0,06		50, 60, 70
8		11	350	0,14	0,07		35, 45, 55
9		12	400	0,15	0,09		60, 70, 80
10		10	250	0,14	0,08		55, 65, 75