

Необходимость сосредоточения основного демпфирования в ветви привода лесохозяйственной машины, где передается до 90 % мощности двигателя трактора, обуславливает установку автономного демпфирующего устройства в трансмиссии лесохозяйственной машины уже на стадии проектирования. Это устройство исключает необходимость установки дополнительного демпфера крутильных колебаний в трансмиссии трактора. Расчетные параметры привода, вводимые на стадии проектирования или модернизации конструкций лесохозяйственных МТА, могут быть получены из зависимостей (8) применительно к МТА с пассивным, и из (13) — к МТА с активным рабочими органами.

ЛИТЕРАТУРА

[1]. Варава В. И. Синтез расчетных моделей амортизации лесотранспортных машин // Повышение технического уровня и качества машин для лесозаготовок и лесного хозяйства: Межвуз. сб. науч. тр.—Л.: ЛТА, 1985.—С. 14—18. [2]. Вибрация в технике. Т. 6. / Под ред. К. Ф. Фролова.—М.: Машиностроение, 1981.—452 с.

Поступила 3 мая 1988 г.

УДК 621.825 : 630* : 65.011.54

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТА ДВУХПОТОЧНОЙ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ МУФТЫ ПОВЫШЕННОЙ ТОЧНОСТИ СРАБАТЫВАНИЯ ЛЕСОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

В. Р. КАРАМЫШЕВ

Воронежский лесотехнический институт

Лесохозяйственные машины, имеющие разветвленный привод, целесообразней защищать от перегрузок двухпоточными предохранительными муфтами. Стоимость защиты в этом случае значительно снижается, так как вместо двух предохранительных муфт используется одна [1, 6].

Однако при всех достоинствах двухпоточных предохранительных муфт [1, 6] они, как и обычные однопоточные конусные [5, 7], обладают невысокой точностью ограничения нагрузки. Этот недостаток устранен в новой двухпоточной конусной предохранительной муфте [2], разработанной в Воронежском лесотехническом институте.

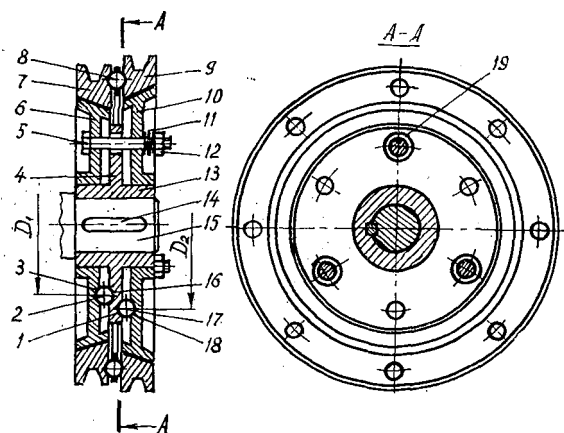


Рис. 1. Принципиальная конструктивная схема муфты

Муфта (рис. 1) состоит из ведущей полумуфты, выполненной в виде диска 4 со ступицей 13, неподвижно установленной на ведущем валу 15 при помощи шпонки 14, и охватываемых элементов 6 и 10, установленных свободно с возможностью осевого перемещения на ступице 13 с обеих сторон диска 4. Диск 4 и охватываемые элементы 6 и 10 соединены между собой шариками 2 и 17, установленными на разных диаметрах D_1 и D_2 и помещенными в конические углубления 16 и 3, 1 и 18, выполненные на торцевых поверхностях диска 4 и охватываемых элементов 6 и 10. Охватываемые элементы 6 и 10 контактируют по конусным поверхностям трения, имеющим разные средние радиусы трения, с охватывающими их ведомыми полумуфтами (шківями) 7 и 9, углы наклона которых обращены друг к другу. Контактующей паре 6 и 7 с меньшим средним радиусом трения соответствует и меньший диаметр D_1 установки шариков 2, а контактирующей паре 10 и 9 с большим средним радиусом трения — больший диаметр D_2 установки шариков 17. Охватывающие ведомые полумуфты 7 и 9 разделены телами качения 8, размещенными в сепараторе и установленными в дорожках качения ведомых полумуфт 7 и 9. Пружины сжатия 11, смонтированные на регулировочных болтах 5, создают давление на конусных поверхностях трения. Усилие пружин регулируется гайками 12. Для прохода регулировочных болтов 5 в диске 4 выполнены сквозные отверстия 19.

Крутящий момент от ведущего вала 15 через диск 4, шарiki 2 и 17 и охватываемые элементы 6 и 10 передается за счет сил трения на ведомые охватывающие полумуфты 7 и 9, а затем на рабочие объекты. При этом в месте контакта шариков 2 и 17 с коническими углублениями 3 и 18 охватываемых элементов 6 и 10 возникают разжимающие осевые усилия, которые разгружают поверхности трения от усилия нажимных пружин, обеспечивая автоматическое регулирование передаваемых моментов. В силу различия средних радиусов трения конусных поверхностей охватываемого элемента 6 с полумуфтой 7 и охватываемого элемента 10 с полумуфтой 9 при одной и той же силе сжатия пружин 11 каждая фрикционная пара передает различные по величине крутящие моменты. Так как шарiki 2 и 17 установлены на разных диаметрах, то и разжимающие осевые силы зависят от передаваемых моментов каждой фрикционной пары.

При перегрузке одного из объектов, связанного, например, с охватывающей полумуфтой 9, последняя останавливается, разжимающие осевые силы в месте контакта шариков 17 с коническими углублениями 18 охватываемого элемента 10 возрастают, а сила трения на конических поверхностях для данной пары снижается, момент настройки ее уменьшается, в результате происходит срыв контактирующих поверхностей с последующей пробуксовкой элемента 10. Точность срабатывания в этом случае повышается. В то же время охватываемый элемент 6 и охватывающая полумуфта 7 замкнуты (в случае отсутствия перегрузок в данный момент для этой пары) и, опираясь на тела качения 8, продолжают совместно вращаться и передавать крутящий момент на второй объект.

Поскольку средние радиусы трения каждой фрикционной пары разные, то и моменты срабатывания их также различны.

При передаче номинального крутящего момента и при перегрузках диск 4 несколько смещается относительно охватываемых элементов 6 и 10 в ту или другую сторону (в зависимости от направления вращения). Поэтому, чтобы регулировочные болты 5 не мешали перемещению диска 4, диаметры сквозных отверстий 19 должны быть больше диаметра регулировочных болтов на суммарную величину перемещений.

В противном случае (если диск 4 касается болтов) муфта не будет обладать

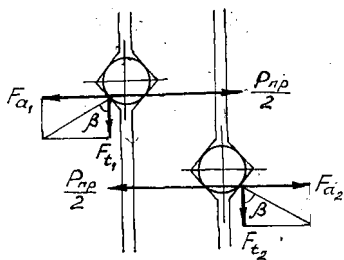


Рис. 2. Схема сил

повышенной точностью срабатывания, а превратится в обычную предохранительную.

Силы, действующие на двухпоточную предохранительную муфту повышенной точности срабатывания, в основном те же, что и у ранее рассмотренной [6], за исключением осевого усилия F_a (рис. 2), которое, уменьшая силу сжатия пружин P_{np} , способствует отключению муфты, повышая точность ее срабатывания. Поэтому формула для определения нажимного усилия обычной двухпоточной предохранительной муфты [6] в этом случае запишется в другом виде (применительно к одной паре контактирующих полумуфт)

$$P_{np} - F_a = \frac{4T_n \sin \alpha}{D_{cp}f - 2f_k d_{ш}n \sin \alpha} - \frac{m\omega_c^2 D_0 n}{4 \operatorname{tg} \delta}, \quad (1)$$

или

$$P_{np} = \frac{4T_n \sin \alpha}{D_{cp}f - 2f_k d_{ш}n \sin \alpha} - \frac{m\omega_c^2 D_0 n}{4 \operatorname{tg} \delta} + F_a, \quad (2)$$

- где T_n — передаваемый момент;
 α — угол наклона конических поверхностей трения;
 D_{cp} — средний диаметр контакта поверхности трения;
 f — коэффициент трения скольжения;
 f_k — коэффициент трения качения;
 $d_{ш}$ — диаметр опорного шарика;
 n — число опорных шариков;
 m — масса опорного шарика;
 ω_c — угловая скорость сепаратора;
 D_0 — диаметр окружности, проходящей через центры опорных шариков;
 δ — угол контакта опорного шарика с дорожками полумуфты.
 Осевая сила, согласно рис. 2:

$$F_a = F_t / \operatorname{tg} \beta, \quad (3)$$

- где F_t — окружное усилие;
 β — угол наклона углублений под разжимающие шарiki.

Учитывая, что $T_n = F_t \frac{D}{2}$, осевая сила найдется как:

$$F_a = 2T_n \operatorname{tg} \beta / D, \quad (4)$$

где D — диаметр расположения разжимающего шарика (рис. 1).

Подставив (4) в (2), после преобразований получим формулу для определения передаваемого новой муфтой крутящего момента:

$$T_n = \frac{\left(P_{np} + \frac{m\omega_c^2 D_0 n}{4 \operatorname{tg} \delta} \right) \left(\frac{D_{cp}f}{2 \sin \alpha} + f_k d_{ш}n \right)}{1 + \left(\frac{D_{cp}f}{2 \sin \alpha} + f_k d_{ш}n \right) \frac{\operatorname{tg} \beta}{D}}. \quad (5)$$

Для обычной двухпоточной предохранительной муфты T_n [6]

$$T_n = \frac{1}{2} \left(P_{np} + \frac{m\omega_c^2 D_0 n}{4 \operatorname{tg} \delta} \right) \left(\frac{D_{cp}f}{2 \sin \alpha} + f_k d_{ш}n \right). \quad (6)$$

Сравнивая формулы (5) и (6), видим, что в двухпоточной предохранительной муфте повышенной точности срабатывания передаваемый момент в меньшей степени зависит от изменения коэффициентов трения, так как в (5) они входят и в числитель, и в знаменатель.

Если пренебречь трением на опорных шариках, то выражение (5) примет вид:

$$T_{\pi} = \frac{\left(P_{\text{нр}} + \frac{m\omega_c^2 D_0 n}{4 \operatorname{tg} \delta} \right) \frac{D_{\text{ср}} f}{2 \sin \alpha}}{1 + \frac{D_{\text{ср}} \operatorname{tg} \beta}{2 \sin \alpha D}} f. \quad (7)$$

Обозначив $\frac{D_{\text{ср}} \operatorname{tg} \beta}{2 \sin \alpha D} = C$, получим:

$$T_{\pi} = \frac{\left(P_{\text{нр}} + \frac{m\omega_c^2 D_0 n}{4 \operatorname{tg} \delta} \right) \frac{D_{\text{ср}}}{2 \sin \alpha} f}{1 + Cf}. \quad (8)$$

Коэффициент C для муфт повышенной точности срабатывания [3] называют конструктивным параметром, который в нашем случае зависит от среднего диаметра контакта поверхностей трения и угла их наклона, диаметра расположения разжимающих шариков и угла наклона углублений под них.

Полученные формулы для определения усилия нажимных пружин и передаваемого момента являются главными силовыми характеристиками двухпоточной предохранительной муфты повышенной точности срабатывания. Они служат основой для расчета остальных ее параметров, которые находятся, как для обычных двухпоточных и однопоточных предохранительных муфт [7, 8] с учетом конструктивного параметра C , равного 2...4 [3].

На специальном стенде [4] были проведены сравнительные экспериментальные исследования точности ограничения нагрузки двухпоточной предохранительной муфты повышенной точности срабатывания и обычной двухпоточной предохранительной муфты при частоте вращения 250 мин⁻¹, что в основном соответствует режимам использования предохранителей многих лесохозяйственных машин (например, у фрезы ФЛУ-0,8 частота вращения вала, на котором установлены предохранительные муфты, равна 246 мин⁻¹ у фрезы ФПШ-1,3 — 250 и 300 мин⁻¹).

Исследуемые муфты имели одинаковые размеры и регулировались на один и тот же момент.

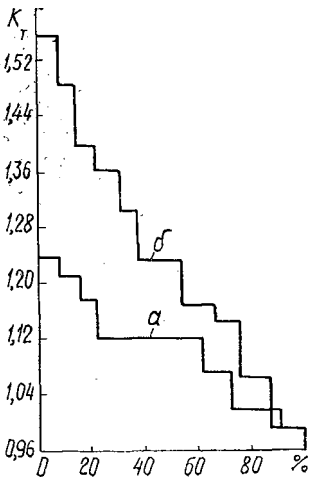


Рис. 3. Распределение коэффициента точности срабатывания: а — двухпоточная предохранительная муфта повышенной точности срабатывания; б — обычная двухпоточная предохранительная муфта

Точность ограничения нагрузки оценивали по коэффициенту точности срабатывания k_T

$$k_T = T_{\max} / T_{\min}, \quad (9)$$

где T_{\max} и T_{\min} — предельные значения моментов при срабатывании муфты.

Исследования показали, что точность ограничения нагрузки новой муфты возросла на 25 % по сравнению с обычной двухпоточной предохранительной муфтой.

Для большей наглядности исследуемые муфты оценивали и по распределению коэффициента точности срабатывания в зависимости от выбранного числа выключений (в процентах) — рис. 3. Из рисунка видно, что около 40 % выключений новой муфты соответствует коэффициенту точности срабатывания 1,12, у обычной двухпоточной предохранительной муфты этого не наблюдается.

За время испытаний не происходило нарушений в работе новой муфты и других нежелательных явлений.

Таким образом, экспериментальные исследования подтвердили работоспособность двухпоточной предохранительной муфты повышенной точности срабатывания и ее преимущество перед обычной двухпоточной предохранительной муфтой.

ЛИТЕРАТУРА

- [1]. А. с. 1016586 СССР, МКИ³ F 16 D 7/02. Фрикционная предохранительная муфта / В. Р. Карамышев (СССР).— № 3293621/25-27; Заявлено 01.06.81 // Открытия. Изобретения.— 1983.— № 17.— С. 139. [2]. А. с. 1073507 СССР, МКИ³ F 16 D 7/02. Фрикционная предохранительная муфта / В. Р. Карамышев (СССР).— № 3533218/25-27; Заявлено 07.01.83 // Открытия. Изобретения.— 1984.— № 6.— С. 121. [3]. Запороженко Р. М. О характеристиках предохранительных муфт повышенной точности срабатывания // Машиностроение.— 1971.— № 1.— С. 48—52.— (Изв. высш. учеб. заведений). [4]. Карамышев В. Р. Стенд для исследования муфт // Машиностроитель.— 1981.— С. 38. [5]. Карамышев В. Р., Нартов П. С. Повышение надежности работы предохранительных муфт лесохозяйственных машин.— Воронеж: ВГУ, 1983.— 140 с. [6]. Карамышев В. Р., Нартов П. С. К расчету предохранительной муфты разветвленных систем приводов лесохозяйственных машин // Лесн. журн.— 1984.— № 1.— С. 25—27.— (Изв. высш. учеб. заведений). [7]. Поляков В. С., Барбаш И. Д., Ряховский О. А. Справочник по муфтам.— Л.: Машиностроение, 1979.— 334 с. [8]. Тепенкичев В. К. Предохранительные устройства от перегрузки станков.— М.: Машиностроение, 1968.— 112 с.

Поступила 27 августа 1985 г.

УДК 630*232.315.4

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ И ПОЛОЖЕНИЯ СЕТЧАТОЙ ПОВЕРХНОСТИ ОБЕСКРЫЛИВАТЕЛЕЙ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

Л. Т. СВИРИДОВ

Воронежский лесотехнический институт

В работах [2, 4] по исследованию технологического процесса обескрыливания лесных семян в обескрыливателях периодического действия установлено, что использование сплошной сетчатой поверхности на барабане нецелесообразно из-за неодинаковой сепарации (прохода) и повреждения частиц в различных зонах сетчатого цилиндра. Наименее эффективной зоной прохождения частиц является верхняя часть поверхности обескрыливателя. Здесь же наблюдается и повышенное повреждение семян. Для обеспечения нормальных условий технологического процесса обескрыливания и уменьшения повреждения лесных семян предложено верхнюю часть цилиндра изготавливать из материала, предотвращающего сепарацию семян в этой зоне [2, 4], угол обхвата барабана сетчатой декой принимать не более 180° [3], а сепарирующее сетчатое дно выполнять с небольшим смещением относительно горизонтальной оси по ходу вращения рабочих органов [5]. Однако не были исследованы размеры рабочей поверхности существующих обескрыливающих устройств и ее конкретное положение при обработке различных видов семян, что в значительной мере затрудняет