

- метров системы подрессоривания быстроходной гусеничной машины// Тракторы и сельхозмашины. – 2015. - №3. - С. 12-18.
11. Силаев А.А. Спектральная теория подрессоривания транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1972. – 192 с.
 12. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
 13. Шалыгин А.С., Палагин Ю.И. Прикладные методы статистического моделирования. – Л.: Машиностроение, 1986. – 320 с.
 14. Чернецкий В.И. Анализ точности нелинейных систем управления. – М.: Машиностроение, 1968. – 248 с.].
 15. Котиев Г.О. Прогнозирование эксплуатационных свойств систем подрессоривания военных гусеничных машин: Дис...доктора техн. наук. – М., 2000. – 265 с.
 16. Статистические исследования режимов нагрузки торсионных валов и гидроамортизаторов изделия 432: Технический отчет по теме №662121 / Предприятие п/я 558. – Л., 1966. – 34 с.
 17. Шенк Х.К. Теория инженерного эксперимента. – М.: Мир, 1972. – 382 с.

Особенности силового взаимодействия в кулачково-роликовой муфте с гидроактивацией

Строков А.М.

Университет машиностроения
+7(926)8861190, asguitar@gmail.com

Аннотация. В статье описаны принципы взаимодействия элементов и зависимость передаваемого момента от управляющего воздействия в кулачково-роликовых муфтах с гидроактивацией и их особенности по сравнению с КРМ с индивидуальным подпружиниванием элементов. Представленные зависимости являются необходимыми для проектировочных расчетов или построения математической модели такого механизма.

Ключевые слова: кулачково-роликовая муфта, кулачково-роликовая муфта с гидроактивацией, расчёт, зависимость момента от управляющего воздействия.

В кулачково-роликовых муфтах, конструкции которых предложены в патентах [1] и [2], исключается непосредственный фрикционный контакт, а вместо него передача крутящего момента осуществляется за счет взаимодействия кулачков и роликов. Если один из этих элементов набегаёт на другой, и поверхность кулачка скошена под определённым углом α к направлению взаимного перемещения, усилие взаимодействия может быть разложено на две составляющих – параллельную перемещению и перпендикулярную к нему. Увеличивая прижатие одного элемента к другому, можно тем самым увеличивать усилие, передаваемое между ними в тангенциальном направлении.

Преимущество кулачково-роликовой муфты (далее – КРМ), по сравнению с фрикционной, связано с тем, что в ней связь между усилием сжатия и передаваемым тангенциальным усилием определяется (при одинаковых габаритах) не коэффициентом трения, а характером силового взаимодействия. Если считать, что максимальное значение коэффициента трения не больше 0,3, то в КРМ эта связь формируется в основном через связь с тангенсом угла скоса кулачка, который может составлять 1 (при угле в 45 градусов) или даже больше. При этом всё взаимодействие будет происходить не на среднем радиусе дисков, а на большем. И такая муфта не нуждается в большом запасе по номинальному моменту, так как возможная перегрузка в ней не приводит к выходу из строя.

При проектировании КРМ необходимо определить возможности муфты по передаче максимального крутящего момента при полном включении в зависимости от принятых конструктивных параметров, а также определить зависимость передаваемого момента от управ-

ляющего воздействия для моделирования процесса включения.

Количество кулачков и роликов – соответственно pm и pn при условии, что m и n – числа, не имеющие общих делителей, а p – количество периодов (количество элементов, находящихся в одинаковом взаимодействии). При этом желательно принимать количество периодов равным либо 2, либо 4 для более равномерного приложения усилий прижатия и устранения возможных перекосов. На рисунке 1 показано расположение элементов муфты, при количестве периодов $p=4$, кулачков – $pm=12$, роликов – $pn=8$.

Принцип взаимодействия ролика и кулачка остается таким же, как и при индивидуальном подпружинивании – состоит из двух характерных участков (рисунок 2): первый участок (а) представляет из себя подъем ролика по образующей кулачка, при этом наблюдается линейность процесса, то есть зависимость между тангенциальной и осевой силами выражается через тангенс угла скоса кулачка. Второй участок (б) – обкатывание вершины кулачка роликом до момента совмещения осей. Граничное условие – точка перехода, координаты которой определяются по формулам (1) и (2).

Кулачково-роликовая муфта, взаимодействия в которой описаны в статье [3], имеет индивидуальное подпружинивание каждого кулачка. Но это не единственный вариант конструкции КРМ. Силу, создаваемую упругой деформацией пружин, при сближении полумуфт, можно заменить силой, создаваемой давлением жидкости на плунжер-кулачок. Таким образом, исключается осевое перемещение полумуфт, так как ход плунжера обеспечивает состояния как включенной муфты (кулачки взаимодействуют с роликами), так и выключенной (кулачки не касаются роликов при относительном вращении).

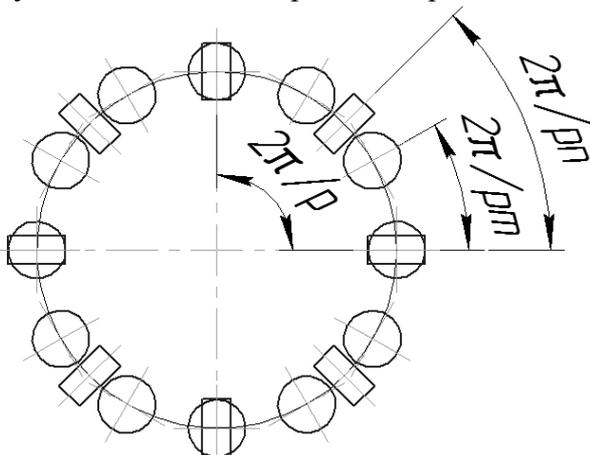


Рисунок 1. Расположение элементов муфты

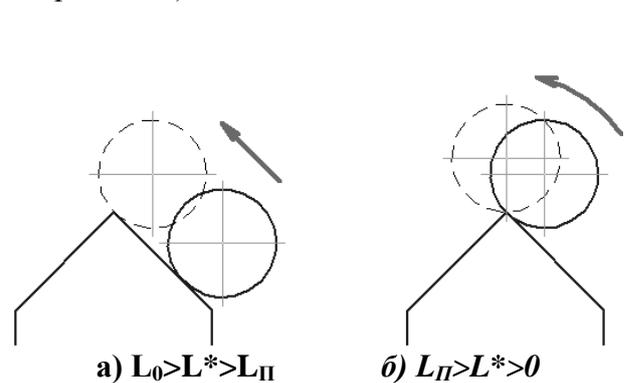


Рисунок 2. Процесс взаимодействия кулачка и ролика

Далее будет использоваться следующая система обозначений.

Горизонтальные координаты:

L —длина дуги (расстояние между осями ролика и кулачка);

$L_{п}$ – горизонтальная координата переходной точки, в которой изменяется характер взаимодействия ролика и кулачка с подъема по скосу на обкатывание вершины;

L_0 — длина дуги полезного взаимодействия.

Вертикальные координаты:

h – ход плунжера (вертикальная координата), исчисляемый от момента, когда оси элементов совмещены, то есть ролик находится на вершине кулачка;

$h_{п}$ – вертикальная координата переходной точки, в которой изменяется характер взаимодействия ролика и кулачка с подъема по скосу на обкатывание вершины;

h_0 — полный ход ролика.

Величины $L_{п}$ и $h_{п}$, L_0 и h_0 – являются постоянными и определяются только исходя из конструктивных параметров, а величины L^* и h^* – являются переменными.

Взаимосвязь между этими величинами находится из геометрических соображений по расчетным схемам, изображенным на рисунке 3.

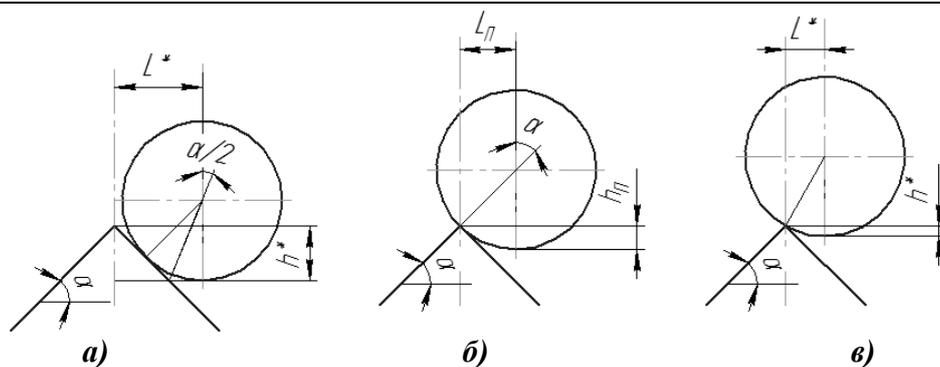


Рисунок 3. Расчетные схемы для определения зависимостей между вертикальными и горизонтальными координатами при: а – подъеме ролика по скосу кулачка; б – переходном процессе; в – обкатывании вершины кулачка роликом

Координата переходной точки (рисунок 3,б):

$$L_n = r \times \sin \alpha; \quad (1)$$

$$h_n = r - r \times \cos \alpha. \quad (2)$$

При подъеме по скосу (рисунок 3,а):

$$L^* = h^* \times \operatorname{ctg} \alpha + r \times \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}; \quad (3)$$

$$h^* = \left(L^* - r \times \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right) \times \operatorname{tg} \alpha.$$

При обкатывании вершины (рисунок 3,в):

$$L^* = r \times \sin \left(\arccos \frac{r - h^*}{r} \right);$$

$$h^* = r - r \times \cos \left(\arcsin \frac{L^*}{r} \right).$$

Однако, особенностью схемы с гидравлической активации будет отсутствие этапа первоначального включения – когда взаимодействие происходит по вершине кулачка, так как жидкость на этапе включения муфты, преодолев усилие возвратных пружин и сопротивление трения плунжера о внутреннюю поверхность гильзы, сразу выдавит кулачок на максимальную величину, и только после этого, увеличивая давление жидкости, начнется полезное взаимодействие – передача крутящего момента.

Очевидно, что момент, передаваемый муфтой с заданными параметрами, будет зависеть только от усилия, создаваемого давлением жидкости на плунжер. Принимается допущение: усилие возвратных пружин плунжеров в расчете не учитывается, так как оно несоизмеримо с усилиями от давления жидкости.

Рассматривая взаимодействие единичного кулачка и ролика видно, что на этапе подъема ролика по образующей кулачка конструктивным параметром, определяющим величину тангенциального усилия будет только угол скоса:

$$F_t = (F_k \times \operatorname{tg} \alpha)(1 + \mu), \quad (4)$$

где: F_k – сила, создаваемая давлением жидкости на плунжер; μ – коэффициент трения пары плунжер-гильза.

На этапе обкатывания роликом вершины кулачка тангенциальное усилие будет зависеть от конструктивного параметра – радиуса ролика. Так как угол приложения силы при таком взаимодействии будет меняться в процессе, то тангенциальное усилие будет также меняться в зависимости от расстояния между осями элементов по развертке:

$$F_t = F_k \times \operatorname{tg} \left(\arcsin \frac{L^*}{r} \right) (1 + \mu). \quad (5)$$

Точка на развертке, в которой тангенциальное усилие будет максимальным, соответствует точке смены характера взаимодействия с подъема по скосу на обкатывание вершины кулачка роликом, с координатами, находимыми по (1) и (2):

$$L_{max} = L_n = r \times \sin \alpha.$$

Максимальное тангенциальное усилие на первой паре взаимодействующих элементов очевидно будет зависеть от конструктивного параметра – угла скоса кулачка α аналогично (4):

$$F_{\max} = F_t = (F_k \times \operatorname{tg} \alpha)(1 + \mu). \quad (6)$$

Для следующих взаимодействующих пар изменится точка контакта – расстояние между осями взаимодействующих элементов L – которое получит приращение на величину Δ , зависящую от количества роликов и кулачков, для каждой последующей пары (рисунок 4):

$$\Delta = \frac{2\pi R}{pt} - \frac{2\pi R}{pn} = \frac{2\pi R}{p} \left(\frac{1}{t} - \frac{1}{n} \right).$$

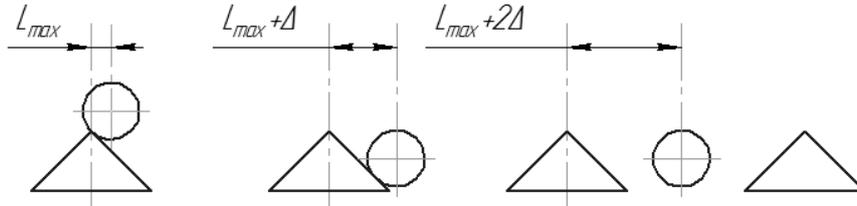


Рисунок 4. Часть развертки периода, показывающая изменение длины дуги взаимодействия

Если $L + \Delta > L_{\Pi}$, то контакт также происходит по скосу кулачка, и тангенциальное усилие определяется по формуле (6).

Необходимым условием является:

$$L + \Delta < h_0 \times \operatorname{ctg} \alpha + r \times \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}.$$

Если это условие не выполняется, то взаимодействие ролика и кулачка не происходит.

Но возможна и другая картина развертки, например, показанная на рисунке 5. Приращение на каждой последующей взаимодействующей паре элементов выражается несколько другой зависимостью, но аргументами, по-прежнему, будут являться количество кулачков и роликов. Таким образом, имея развертку – не составит труда определить приращение длины дуги взаимодействия.

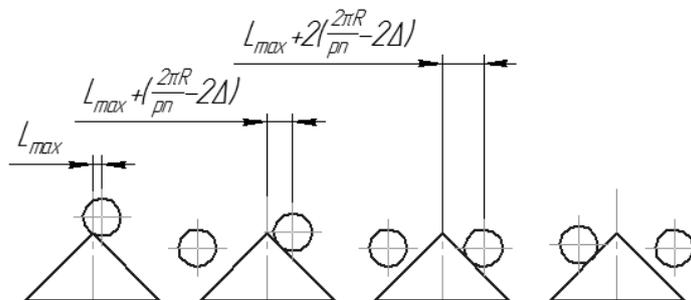


Рисунок 5. Часть развертки периода, показывающая изменение длины дуги взаимодействия

В таком случае, длина дуги взаимодействия на каждой последующей паре будет получать приращение Δ_1 , которое находится из простейших геометрических соотношений:

$$\Delta_1 = \frac{2\pi R}{pn} - 2\Delta.$$

При этом логика дальнейших действий остается неизменной.

Сумма всех составляющих, участвующих в образовании тангенциального усилия, умноженная на количество периодов p и дает максимальное тангенциальное усилие, передаваемое муфтой:

$$F_{t\Sigma} = p \times \sum F_{ti}.$$

Умножая найденную суммарную величину $F_{t\Sigma}$ на радиус R , на котором расположены элементы – находим момент передаваемый муфтой:

$$M = F_{t\Sigma} \times R.$$

Предложенные формулы удобны для построения программ для автоматизированного

расчета и подбора характеристик кулачково-роликовых муфт. Также расчет можно производить в Microsoft Office Excel или аналогах.

Логика при использовании Excel закладывается следующая: сначала все ролики периода взаимодействуют с одним кулачком, а затем, путем смещения получившихся результатов на величину расстояния между кулачками, добавляются взаимодействия всех роликов с остальными кулачками периода.

1. Создается столбик значений угла β от нуля до $2\pi/p$, причем каждая строка дает приращение $\pi/(p*m*n*10)$, то есть процесс взаимодействия рассматривается в обратном порядке.
2. Следующий столбик представляет значение дуги L , полученное умножением значения угла β из предыдущего столбика на радиус взаимодействия элементов в муфте R .
3. Вводится формула зависимости тангенциального усилия от расстояния между осями взаимодействующих элементов в процессе обкатывания (5) и продлевается до значения L , соответствующего L_{II} (1) – смене характера взаимодействия с обкатывания вершины кулачком на контакт по скосу кулачка. Далее вводится формула тангенциального усилия в процессе подъема ролика по скосу кулачка (4) и продлевается до тех пор, пока длина дуги L во втором столбике не приравняется значению $-L_0$ (по формуле (3)). Далее, получившийся столбик копируется и вставляется с периодом по величине значений угла β , равным $2\pi/(p*m)$, но не превышая величины $2\pi/p$.
4. Следующий столбик копирует весь предыдущий столбик, только имеет смещение по углу β , равное $2\pi/(p*n)$. Если при этом образуются «хвосты» – ячейки, содержащие ненулевые значения, находящиеся ниже строки, содержащей значение $\beta = 2\pi/p$, то их необходимо перенести в начало данного столбца.
5. Для следующих столбцов действуют такие же принципы – каждый последующий столбик имеет смещение относительно предыдущего на величину по углу β , равное $2\pi/n$, а «хвосты» переносятся в начало столбца. Общее количество столбцов равно n/p .
6. Далее необходимо произвести построчное суммирование. Умножая сумму на количество периодов p и на радиус взаимодействия элементов R – находится суммарный момент.
7. Чтобы найти передаваемый муфтой момент, необходимо найти среднее арифметическое из последнего столбца суммарного момента.

Расчет по предложенному алгоритму для кулачково-роликовой муфты, имеющей следующие параметры: $R=70\text{мм}$, $r=4\text{мм}$, $m=6$, $n=11$, $p=2$, $\alpha=45^\circ$, $F_k=3000\text{Н}$, $\mu=0,15$ показал, что такая муфта передает при максимальном управляющем воздействии момент, равный 635 Н*м . На рисунке 6 показан график изменения передаваемого момента за четверть периода в зависимости от угла поворота полумуфт относительно друг друга. По нему видно, что у КРМ с гидроактивацией дисперсия значений больше, и график имеет большую асимметрию относительно среднего значения передаваемого момента, в сравнении с КРМ с индивидуальным подпружиниванием.

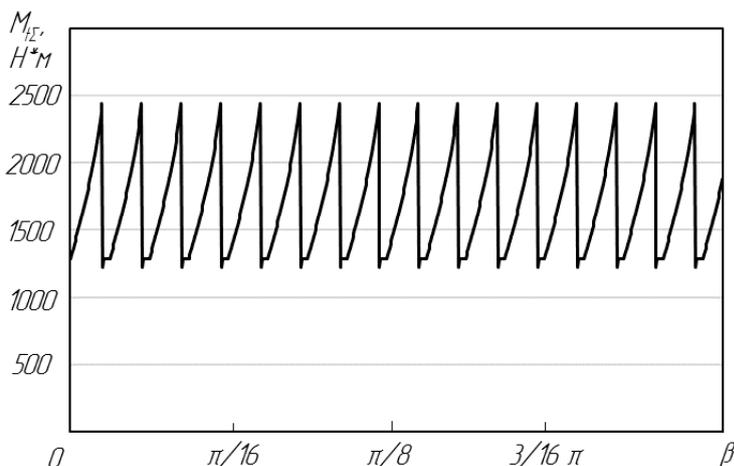


Рисунок 6. Импульсы передачи момента КРМ за четверть периода

Выводы

Зависимости, предложенные в данной статье, дают представление о процессах взаимодействия, сопровождающих работу кулачково-роликовой муфты с гидроактивацией, показывают основные ее отличия от варианта с индивидуальным подпружиниванием элементов, позволяют построить математическую модель кулачково-роликовой муфты, необходимую для моделирования процесса включения муфты, а также определить момент, передаваемый кулачково-роликовой муфтой. Также представленные зависимости являются необходимыми для проектировочного расчета таких муфт.

Литература

1. Гостроус А.В., Строков А.М., Шипилевский Г.Б. Импульсное кулачково-роликовое сцепление: свидетельство № 133886 Рос. Федерация №2013123912; заявл. 27.05.2013; опубл. 27.10.2013
2. Гостроус А.В., Строков А.М., Шипилевский Г.Б. Импульсное кулачково-роликовое сцепление: свидетельство № 133887 Рос. Федерация №2013123915; заявл. 27.05.2013; опубл. 27.10.2013
3. Строков А.М. Силовое взаимодействие в кулачково-роликовой муфте // Известия МГТУ «МАМИ». - 2015. № 1(23). Т. 1. – С. 74-79.

Методика расчета нагрузок, действующих в направляющих элементах подвески автомобиля при преодолении препятствий

Гончаров Р.Б., к.т.н. доц. Рябов Д.М.
МГТУ им. Н.Э. Баумана,
rbgoncharic@gmail.com; rbvdns@gmail.com

Аннотация. В работе рассмотрены различные способы определения сил, действующих на направляющие элементы подвески. Проведен анализ способов крепления рычагов подвески к раме, рассмотрены статически определимые и неопределимые варианты крепления. Представлены результаты расчета напряженно-деформированного состояния рычагов для различных случаев закреплений. Полученные результаты исследования расширяют представление о способах анализа направляющих элементов системы поддрессоривания.

Ключевые слова: метод конечных элементов, система поддрессоривания, рычаг подвески, напряженно-деформированное состояние.

Одна из основных задач при проектировании подвески после определения ее кинематики и расчета упругого элемента это расчет направляющих элементов на прочность. Для этого, во-первых, необходимо сформулировать режимы нагружения, во-вторых, определить нагрузки, действующие в шарнирах подвески, в-третьих, рассчитать элементы подвески на прочность, например, методом конечных элементов. Данные вопросы рассмотрены в статьях многих авторов [1–6], но в каждой из работ исследуется только часть из поставленных задач. После анализа литературных источников была сформулирована цель работы.

Цель работы – исследование влияния граничных условий на напряженно-деформированное состояние элементов подвески.

Определение нагрузочных режимов является важной и одной из основополагающих задач. Для каждого класса автомобиля нагрузочные режимы зависят от назначения транспортного средства, их определяет конструктор-разработчик в процессе проектирования. Например, для грузового автомобиля: заезд в гору, спуск с горы, косогор, заезд на препятствие; для легкового автомобиля помимо, описанных выше, переезд препятствия, боковой удар о бордюр, удар при наезде на препятствие задним ходом.

Тяговый режим при движении в гору – экстремальный режим для подвески грузового автомобиля, помимо вертикальной нагрузки в пятне контакта возникает продольная сила тяги и реактивный момент от планетарного колесного редуктора.