

А.Т.Скойбеда, д-р техн. наук,
А.А.Шавель, канд.техн.наук (БПИ)

АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ АВТОМАТИЧЕСКИ ВКЛЮЧАЕМЫХ МЕЖОСЕВЫХ ПРИВодОВ КОЛЕСНЫХ МАШИН

Чтобы автоматически отключался передний ведущий мост, в приводе колес тракторов "Беларусь" вводят кинематическое несоответствие $K_{\text{НП}}$, которое для существующих конструкций муфт свободного хода (МСХ) устанавливают в пределах 5–8%. Наличие такого $K_{\text{НП}}$ вызывает недоиспользование тяговых возможностей переднего моста. Уменьшение $K_{\text{НП}}$ в приводе колес позволяет повысить тяговый КПД трактора, улучшить его управляемость. Однако снижать $K_{\text{НП}}$ при существующих конструкциях МСХ нецелесообразно во избежание их частого включения и выключения при движении по неровной дороге, что сопровождается резким нарастанием нагрузки в приводе колес переднего моста.

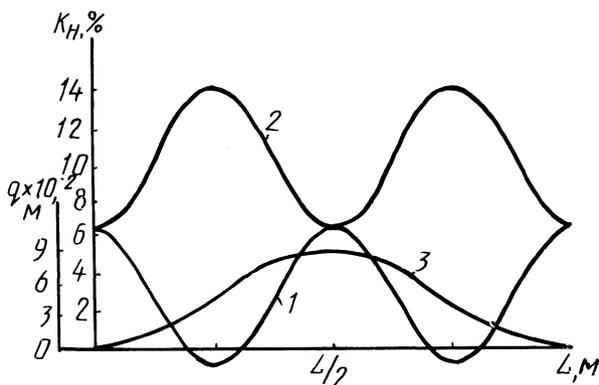


Рис. 1. Изменение K_{H} в приводе колес трактора при переезде единичной неровности:
1 — на неровности задние колеса; 2 — на неровности передние колеса; 3 — график единичной неровности, описываемой уравнением.

Рассмотрим, как изменяются основные кинематические параметры в приводе колес трактора при переезде единичной неровности (рис. 1), описываемой уравнением

$$q = q_0 \left(1 - \cos \frac{2\pi}{L} S \right). \quad (1)$$

Для определения текущих значений кинематического несоответствия (K_H) предложена зависимость

$$K_H = 1 - \frac{\omega_2}{\omega_1}, \quad (2)$$

где $\omega_{1,2}$ - угловая скорость соответственно ведомого и ведущего элементов при разомкнутом межосевом приводе.

На основании зависимости (2) получены выражения для определения K_H при переезде трактором единичной неровности, описываемой выражением (1).

При наезде на неровность задних колес

$$K_H = 1 - \frac{i_2 r_1}{i_1 r_2} \sqrt{1 + \left(\frac{2\pi}{L} q_0\right)^2 \sin^2\left(\frac{2\pi}{L} S\right)}. \quad (3)$$

При движении по неровности передних колес

$$K_H = \sqrt{1 + \left(\frac{2\pi}{L} q_0\right)^2 \sin^2\left(\frac{2\pi}{L} S\right)} - \frac{i_2 r_1}{i_1 r_2}. \quad (4)$$

В общем случае, когда оба колеса движутся по неровной дороге,

$$K_H = 1 - \frac{i_2 r_1}{i_1 r_2} \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{2\pi}{L} q_0\right)^2 \sin^2\left[\frac{2\pi}{L} (S + S_0)\right]}{1 + \left(\frac{2\pi}{L} q_0\right)^2 \sin^2\left[\frac{2\pi}{L} (S + L_T + S_0)\right]}}. \quad (5)$$

Если за аргумент принять время, то

$$K_H = 1 - \frac{i_2 r_1}{i_1 r_2} \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{2\pi}{L} q_0\right)^2 \sin^2\left(\frac{2\pi}{t_0} t + \varphi_0\right)}{1 + \left(\frac{2\pi}{L} q_0\right)^2 \sin^2\left(\varphi + \frac{2\pi}{t_0} t + \varphi_0\right)}}. \quad (6)$$

При движении трактора по дороге, профиль которой изменяется по случайному закону,

$$K_H = 1 - \frac{i_2 r_1}{i_1 r_2} \sqrt{\frac{v^2 + [q^1(t)]^2}{v^2 + [q^1(t + \Delta t)]^2}}. \quad (7)$$

При движении на повороте

$$K_H^\alpha = 1 + (K_H - 1) \cos \alpha, \quad (8)$$

где L - длина неровности; $2q_0$ - высота неровности; S - текущее значение пройденного в горизонтальном направлении пути; q - текущее значение высоты неровности; $i_{1,2}$ - передаточные числа от колес трактора до раздаточного устройства; $r_{1,2}$ - радиусы качения колес трактора; v - скорость движения трактора; L_T - база трактора; $t_0 = \frac{L}{v}$ - время переезда одной неровности; $\varphi_0 = \frac{2\pi}{L} S_0$ - начальная фаза движения; $\Delta t = \frac{L_T}{v}$, $\varphi = \frac{2\pi}{L} L_T$ - сдвиг по фазе между возмущениями под передним и задним ко-

лесами трактора; q^1 – производная от профиля неровности по времени; α – угол поворота управляемых колес трактора.

Из полученных выражений для K_H (3)–(8) следует, что кинематическое несоответствие в приводе колес зависит от параметров неровностей, от начальной фазы движения и сдвига по фазе, а также от скорости движения.

Расчет, выполненный по формулам (3) и (4) (рис. 1), показал, что при $i_1 = 11,63$, $i_2 = 18,13$, $r_1 = 0,45$ м, $r_2 = 0,75$ м; $L = 0,7$ м; $q_0 = 0,045$ м, при переезде неровности передними колесами K_H изменяется от 6,5% до 14,3%, а задними колесами от +6,5% до -0,8%. То есть при переезде неровности задними колесами K_H имеет отрицательное значение ($\omega_2 > \omega_1$). При наличии в межосевом приводе муфты свободного хода (МСХ) в этом случае может произойти ее замыкание. Угол относительно поворота ведомого и ведущего элементов МСХ, при котором произойдет ее замыкание, определяем по зависимости

$$\varphi \Big|_{t_1}^{t_2} = \omega_1 t \Big|_{t_1}^{t_2} - \frac{i_2 L}{2\pi r_2} \int_{x_1}^{x_2} \sqrt{1 + p^2 \sin^2 x} dx, \quad (9)$$

где $p = \frac{2\pi q_0}{L}$; $x = \frac{2\pi v}{L} t$; $t_1 = \frac{L}{2\pi v} x_1$; $t_2 = \frac{L}{2v}$; $x_2 = \pi$;

$$x_1 = \arcsin\left(\frac{L}{2\pi q_0 i_2 r_1} \sqrt{(i_1 r_2)^2 - (i_2 r_1)^2}\right).$$

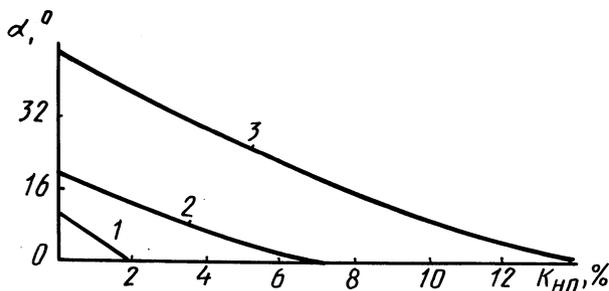


Рис. 2. Изменение угла относительного поворота ведомого и ведущего элементов межосевого привода при переезде единичной неровности:

1 – $L_2/q_1 = 31,1$; 2 – $L_1/q_2 = 15,5$; 3 – $L_1/q_2 = 10$; $L_1 = 0,7$; $L_2 = 1,4$ м; $q_1 = 0,045$ м; $q_2 = 0,07$ м.

В случае, когда значение конструктивного φ будет больше абсолютного значения угла, полученного по формуле (9), при переезде неровности замыкание МСХ не произойдет.

Исследования показали (рис. 2), что для исключения случайных замыканий МСХ необходимо увеличить угол относительного проворота ведомого и ведущего элементов до замыкания муфты. В то же время предотвратить заклинивание муфты можно и путем увеличения $K_{\text{нп}}$, что нежелательно, поскольку это приведет к недоиспользованию тяговых возможностей дополнительного моста.

Выводы. При переезде единичных неровностей угловые перемещения ведомого и ведущего элементов МСХ в разомкнутом ее состоянии достигают больших значений. Предохранить привод от случайных включений с помощью механических систем (роликовые, храповые и другие МСХ) при сохранении эффективности переднего моста не представляется возможным.

В связи с этим необходимо разработать принципиально новые конструкции приводов, позволяющих регулировать время их включения и выключения.

УДК 629.113:621.735.2

И.Г.Добровольский, канд.техн.наук,
А.В.Степаненко, д-р техн.наук (БПИ),
В.Ш.Петренко (МПКТИ)

ВЛИЯНИЕ НЕКОТОРЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА ВЕДОМЫХ ДИСКОВ МУФТ СЦЕПЛЕНИЯ ТРАКТОРОВ

Практика рядовой эксплуатации тракторов показывает, что ведомые диски муфт сцепления, работающие в условиях трения, имеют низкий ресурс работоспособности. На устранение последствий их отказа требуются значительные трудозатраты, связанные с частичной разборкой трактора. Так, экономические потери при замене ведомых дисков СМД14-21с6 муфты сцепления трактора ДТ-75 составляют около 46 руб. с учетом простоя машинно-тракторного агрегата.

Исследованиями, проведенными ведущими организациями страны (НАТИ и ГОСНИТИ), установлено, что износостойкость ведомых дисков муфт сцепления зависит от значений их биения и коробления. Остаточная деформация дисков приводит к уменьшению их "эффективной" поверхности контакта с ведущими дисками, увеличению удельных нагрузок на накладки и, соответственно, перегреву, ускоренному истиранию и выходу из строя последних [1].

Поэтому одно из требований, предъявляемых к ведомым дис-