

УДК 629.113(114)

И.Н. Кукушкин¹, А.А. Манухин²

¹Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет,
690087, г. Владивосток, ул. Луговая, 52б

²Рязанское высшее воздушно-десантное училище
390031, г. Рязань, ул. Каляева, 20

АНАЛИЗ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ КОЛЕСНОГО И ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЕЙ

На основе анализа связей колесного и гусеничного движителей приводятся их модели, характеризующие совместную работу при движении машины с комбинированным движителем.

Ключевые слова: колесный движитель, гусеничный движитель, комбинированный движитель.

I.N. Kukushkin, A.A. Manukhin

THE ANALYSIS OF WHEEL AND TRACK DRIVERS COMBINED OPERATION

The present article deals with the models of wheel and track drivers on the basis of their analysis. These models characterize the joint operation at vehicle motion with combined drivers.

Key words: wheel driver; track driver; combined driver.

Особенности совместной работы колесного движителя (КД) и гусеничного движителя (ГД) рассматривались в работах [1], [2], [3] и др. Основными выводами этих работ являются целесообразность применения комбинированного движителя на машинах при решении задач по исключению циркуляции мощности, формируемой под влиянием кинематического несоответствия при работе движителей с различной тангенциальной эластичностью. Однако несовершенство конструкции движителей и трансмиссий машин с комбинированным движителем (МКД) из-за отсутствия устройств по рациональному распределению мощности, обеспечивающему изменение величины КР в зависимости от условий сопротивления движению, в то время не позволило в полной мере использовать преимущества комбинированного движителя.

Модель качения эластичного колеса по восприятию продольных нагрузок известна [4]:

$$\dot{x} + \dot{x}_n - K_{сж} \cdot r_0 \cdot \dot{\phi}_k = 0, \quad (1)$$

где \dot{x} – скорость движения колеса, м/с; \dot{x}_n – скорость продольного проскальзывания находящихся в соприкосновении с опорной поверхностью элементов шины, м/с; $K_{сж}$ – коэффициент сжатия набегающих волокон, учитывающий относительное сжатие от вертикальных и продольных нагрузок и проскальзывание пятна контакта по опорной поверхности; r_0 – свободный радиус колеса, м; $\dot{\phi}_k$ – угловая скорость колеса, с⁻¹.

На основании этой формы записи математической модели, проведя аналогию, можно составить математическую модель гусеничного движителя.

Первой составляющей в уравнении является скорость движения. Для гусеничного движителя скорость движения можно записать по аналогии с колесом:

$$\dot{x}_{вк} = r_{вк} \cdot \dot{\phi}_{вк}, \quad (2)$$

где $\dot{x}_{\text{вк}}$ – скорость ведущего колеса, равная относительной скорости гусеничного обвода, м/с; $r_{\text{вк}}$ – приведенный радиус ведущего колеса, м.

$$r_{\text{вк}} = \frac{lz}{2\pi}, \quad (3)$$

где l – шаг звена гусеничной цепи, м; z – число звеньев, перематываемых ведущим колесом за один оборот; $\dot{\phi}_{\text{вк}}$ – угловая скорость ведущего колеса, с^{-1} .

В рассматриваемом случае на скорость движения движителей влияют их характеристики и характер взаимодействия с опорной поверхностью. В колесном движителе эти факторы учитываются коэффициентом $\kappa_{\text{сж}}$. В гусеничном движителе при движении характеристики гусеничного обвода по сравнению с колесным практически не изменяются, а характер взаимодействия с опорной поверхностью будет учитываться коэффициентом скольжения $s_{\text{сж}}$. При этом под коэффициентом $s_{\text{сж}}$ понимается отношение переносной скорости v_n гусеничного движителя относительно опорной поверхности к относительной скорости v_0 гусеничного движителя относительно корпуса МКД:

$$s_{\text{сж}} = \frac{v_n}{v_0}. \quad (4)$$

В качестве второй составляющей для гусеничного движителя можно принять смещение опорной ветви гусеницы $x_{\text{пе}}$ (рис. 1), возникающее в результате взаимодействия опорных катков с траками при движении по твердому основанию, в случае качения жесткого катка. Под действием нормальной силы $C_{\text{кп}}$ вначале трак i резко поворачивается по часовой стрелке, опираясь на кромку C_i , (рис. 1). Трак $i+1$ прижат к грунту меньшей силой, чем трак i , и выдавливается вперед. Уменьшение угла ϕ_i между опорной поверхностью и траком i происходит равномерно в связи с равномерностью движения катка. Затем начинает плавно поворачиваться следующий трак $i+1$ против часовой стрелки. Трак $i+1$ оказывается прижатым к грунту большей силой, чем трак i , поэтому последний подтягивается вперед. В результате происходит юз гусеницы.

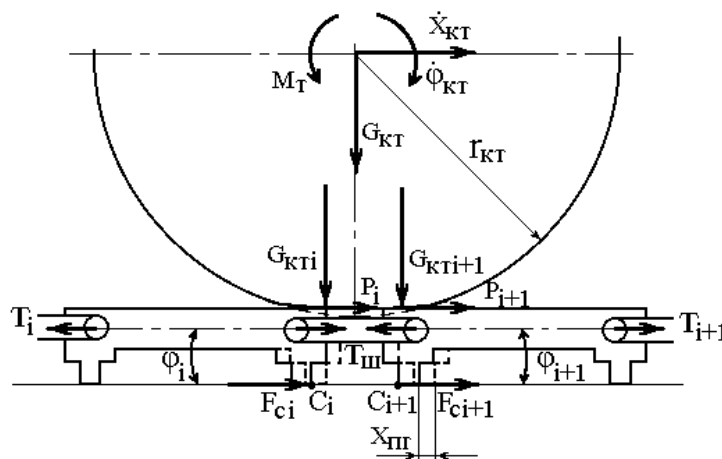


Рис. 1. Плоская модель взаимодействия смежных траков при качении одиночного катка
 Fig. 1. Flat model of adjacent tracks interaction at single roller rocking

После того как линия действия нормальной силы $G_{км}$ перейдет через кромку C_{i+1} , опираясь на которую поворачивается трак $i+1$, последний займет устойчивое положение. Кромка C_{i+1} скользит обратно – происходит буксование. Уменьшение величины угла ϕ_{i+1} между опорной поверхностью и траком $i+1$ резкое. Таким образом, возникает смещение опорной ветви гусеницы. На смежные звенья действуют возникающие из-за приложенной по длине контактного пятна вертикальные результирующие силы $G_{кмi}$ и $G_{кмi+1}$ (см. рис. 1).

Если протяженность пятна контакта значительно превышает величину зазора между траками, происходит иной механизм взаимодействия. В тот момент, когда начинается плавный поворот трака $i+1$ против часовой стрелки, трак i еще находится в устойчивом положении, он прижат к грунту силой $G_i > G_{i+1}$. После этого трак $i+1$ разворачивается по часовой стрелке, при этом кромка грунтозацепа C_{i+1} скользит по основанию, преодолевая силу F_{mi+1} . Далее трак $i+1$ резко опускается, и кромка C_{i+1} скользит в противоположном направлении. Затем трак i резко поворачивается по часовой стрелке. В это время трак $i+1$ находится в устойчивом положении и нагружен силой $G_{i+1} > G_i$. В результате происходит буксование кромки C_i . Затем угол ϕ_i плавно уменьшается – происходит юз кромки. Таким образом, из-за наличия эластичной шины на катке, суммарного перемещения $x_{пе}$, ни положительного, ни отрицательного, под действием изменяющихся вертикальных нагрузок не наблюдается.

Из вышеизложенных рассуждений следует, что величина смещения опорной ветви $x_{пе}$ зависит от углов поворота траков, которые, в свою очередь, находятся в зависимости от величины зазора между смежными траками, геометрических параметров траков, протяженности пятна контакта шины катка.

Протяженность пятна контакта, в частности длина большей оси эллипса (рис. 2), на основании экспериментальных данных может приниматься для машин различных типов равной 80-100 мм, либо для более точных результатов вычисляется при любой нагрузке на каток по формуле

$$f_w^* = 0,9\delta[(9H_w^2 P_{cm}^2 \kappa_n^2 \kappa_p) / (32r_{км} b_w^2 E_w^2 m^2)]^{1/3}, \quad (5)$$

где f_w^* – максимальная деформация шины в центре пятна контакта, м; δ – коэффициент, учитывающий влияние деформируемого основания:

$$\delta = \frac{1}{[1 + (H_\delta E_w) / H_w E_\delta]^{1/3}},$$

где H_δ – толщина беговой дорожки обрешиненного трака, м; H_w – высота массива шины, м; E_w – модуль сжатия шины, МПа,

$$E_w = [2 + 0,35 b_w / H_w] E_{pw},$$

где E_{pw} – модуль сжатия резины шины, МПа; E_δ – модуль сжатия беговой дорожки, МПа; P_{cm} – статическая нагрузка на каток, Н:

$$P_{cm} = \kappa_1 [g(0,5m_M - L_{оп} \rho_2) + T_0] / n_{ок},$$

где κ_1 – эмпирический коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по борту МКД; $L_{оп}$ – длина опорной поверхности, м; ρ_e – погонная масса гусеницы, кг/м; T_0 – усилие предварительного натяжения, Н; $n_{ок}$ – число опорных катков по одному борту МКД; κ_n – коэффициент перегрузки шин катка; κ_p – поправочный коэффициент, учитывающий изменение формы массива шины при изменении поперечного радиуса:

$$\kappa_p = [E_{рш} b_{ш} H_{ш} m / P_{см}]^{1/3},$$

$r_{км}$ – внешний радиус катка (шины), м; $b_{ш}$ – ширина шины, м; m – число шин в катке.

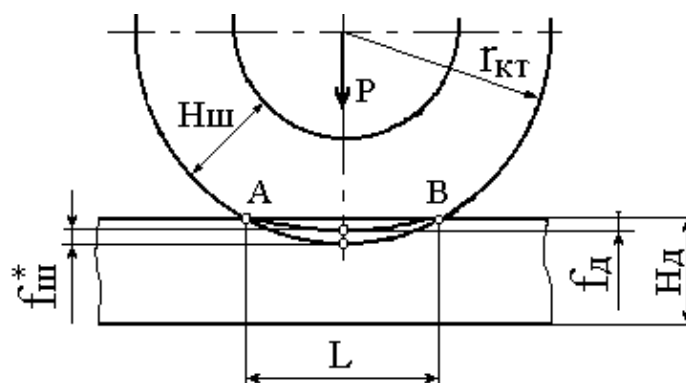


Рис. 2. Схема упругой шины катка
Fig. 2. Scheme of the roller elastic tire

В результате приведенных зависимостей по аналогии с моделью эластичного колеса математическая модель гусеничного движителя примет вид

$$\dot{x}_{ек} + \dot{x}_{пе} - s_{ск} \cdot r_{ек} \cdot \dot{\phi}_{ек} = 0. \quad (6)$$

Форма записи модели гусеничного движителя, максимально приближенная к форме модели эластичного колеса, позволяет наглядно рассматривать совместную работу разнотипных движителей при движении МКД. Если рассматривать работу движителей в кинематической связи с машиной, то для предотвращения возникновения циркуляции мощности между движителями в уравнения (1) и (6) необходимо ввести величину кинематического рассогласования [5].

Основным фактором, под влиянием которого формируется кинематическое рассогласование в замкнутом контуре трансмиссии МКД, является разность радиусов качения ведущих колес и гусениц, определяющая разность линейной скорости ведущих осей колесного и гусеничного движителей. Опыт показывает, что радиус качения колеса с эластичной шиной зависит от величины и направления нормальных, боковых и тангенциальных сил, действующих на колесо, давления воздуха в шине и условий движения. Радиус же жесткого в тангенциальном направлении движителя, катящегося по твердой опорной поверхности, остается практически неизменным и не зависит от величины тангенциальной силы.

Таким образом, если в трансмиссии нет специального кинематического рассогласования, то при движении МКД эластичный движитель тангенциальной силой тяги не нагружается. Всю тангенциальную силу, необходимую для преодоления сил сопротивления движению всей машины, воспринимает жесткий движитель.

В дальнейшем, по мере нарастания силы сопротивления движению, тангенциальная нагрузка на жесткий движитель будет возрастать до тех пор, пока этот движитель не перейдет в режим буксования. В этом случае избыток тангенциальной силы будет восприниматься эластичным движителем.

Допустим, что $\delta_{эд}$ – коэффициент скольжения эластичного движителя и линейная скорость его при движении без проскальзывания равна $V_{0эд}$; $\delta_{жд}$ – коэффициент скольжения жесткого движителя и линейная скорость его при движении без проскальзывания равна $V_{0жд}$, то

$$V_{эд} = V_{0эд}(1 - \delta_{эд}), \quad V_{жд} = V_{0жд}(1 - \delta_{жд}). \quad (7)$$

Так как оба движителя находятся в кинематической связи с корпусом машины, то их скорости равны. Из этих рассуждений следует:

$$\begin{aligned} V_{эд}(1 - \delta_{эд}) &= V_{жд}(1 - \delta_{жд}), \\ \frac{V_{0эд}}{V_{0жд}} &= \frac{1 - \delta_{эд}}{1 - \delta_{жд}} = i_p, \end{aligned} \quad (8)$$

где i_p – кинематическое рассогласование.

С учетом величины кинематического рассогласования i_p уравнения связей колесного (1) и гусеничного (6) движителей примут следующий вид:

$$i_p \cdot \dot{x} + \dot{x}_n - K_{сж} \cdot r_0 \cdot \dot{\phi}_к = 0, \quad (9)$$

$$i_p \cdot \dot{x}_{вк} + \dot{x}_{пг} - s_{ск} \cdot r_{вк} \cdot \dot{\phi}_{вк} = 0. \quad (10)$$

Данная форма моделей колесного и гусеничного движителей обеспечивает воспроизведение режимов работы трансмиссии под действием кинематического рассогласования, определяемого движением МКД.

Список литературы

1. Купцов В.М. Исследование совместной работы движителей с различной тангенциальной эластичностью: дис. ... канд. техн. наук. – М., 1967. – 292 с.
2. Юрушкин Г.А. К вопросу о совместной работе гусеничного и колесного движителей в активных поездах [Текст] / Г.А. Юрушкин // Тр. НИИ-21. – Л. – 1958. – № 2. – С. 28-32.
3. Чудаков Е.А. Циркуляция мощности в системе бездифференциальной тележки с эластичными колесами [Текст] / Е.А. Чудаков. – М.: Изд-во АН СССР, 1947. – 58 с.
4. Хачатуров А.А. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель [Текст] / А.А. Хачатуров. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.
5. Медведев Е.В. Введение кинематического рассогласования в привод машин с комбинированным типом движителя [Текст] / Е.В. Медведев, А.А. Бердников // Науч. вестник. – Челябинск. – 2003. – Вып. 16. – С. 13-16.

Сведения об авторах: Кукушкин Игорь Николаевич, доцент;
Манухин Александр Алексеевич, доцент, e-mail: v.semynin@yandex.ru.