

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ПО РОВНОЙ ДОРОГЕ ДВУХОСНОЙ ПОЛНОПРИВОДНОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ С ВАРИАТОРАМИ В РАЗДАТОЧНОЙ КОРОБКЕ

Асп. АЛЬСКЕЙФ КАМАЛЬ, канд. техн. наук, доц. А.Б. ФОМИНЫХ

Составлена математическая модель движения двухосной полноприводной колесной машины с вариаторами в раздаточной коробке. Рассчитаны собственные частоты колебаний полученной динамической системы при различных значениях передаточных чисел в вариаторах.

The mathematical model of movement of four-wheel drive vehicle with variators in a distributing box is made. Own frequencies of fluctuations of the received dynamic system are calculated at various values of transfer numbers in variators.

Теоретически доказано и опыт эксплуатации это подтвердил, что наличие межосевого дифференциала в раздаточной коробке обеспечивает уменьшение износа шин и расхода топлива полноприводной колесной машины (ПКМ) по сравнению с заблокированным приводом. Однако для увеличения силы тяги таких ПКМ в сложных дорожных условиях обычно предусматривается принудительная блокировка этого дифференциала, либо введение в него дополнительных элементов трения, что сопровождается уменьшением коэффициента полезного действия трансмиссии и соответствующим увеличением расхода топлива.

Чтобы не вводить дополнительные элементы трения, не ухудшать экономические показатели ПКМ и обеспечить уверенное движение ПКМ в различных условиях эксплуатации, предлагается использовать в раздаточной коробке дифференциальный механизм с переменным передаточным числом. На рис. 1 показано как это достигается с помощью установки двух вариаторов после выходных валов дифференциала раздаточной коробки в трансмиссии двухосной ПКМ. В качестве вариаторов могут быть использованы в частности вариаторы фирмы PIV (ФРГ), устанавливаемые вместо коробки передач на некоторые модели автомобилей Volkswagen, Mercedes-Benz, Volvo и GMC. Передаточные числа вариаторов $U_v = r_{вд} / r_{вщ}$, равные отношению радиусов расположения металлического ремня на ведомом и ведущем валах могут меняться синхронно (в случаях разгона и торможения двигателем), или асинхронно, если условия по сцеплению у колес передней и задней осей неодинаковы.

Предложенная конструкция позволяет обеспечивать дифференциальную связь между выходными валами раздаточной коробки и дает возможность распределять моменты на этих валах в соответствии с тяговыми возможностями связанных с ними ведущих колес, что обеспечивает уверенное движение машины по дорогам с нестабильными характеристиками.

При увеличении частоты вращения переднего моста по сравнению с частотой вращения заднего моста, сигнал рассогласования этих частот дает команду исполнительным механизмам на сближение конических дисков на ведущем валу вариатора заднего моста и на раздвигание таковых на ведомом валу. Для ускорения реагирования желательно в вариаторе переднего моста обеспечить противоположный процесс. При этом происходит увеличение момента на валу заднего моста по сравнению с моментом, передаваемым на вал переднего моста. Рис. 2. иллюстрирует этот процесс.

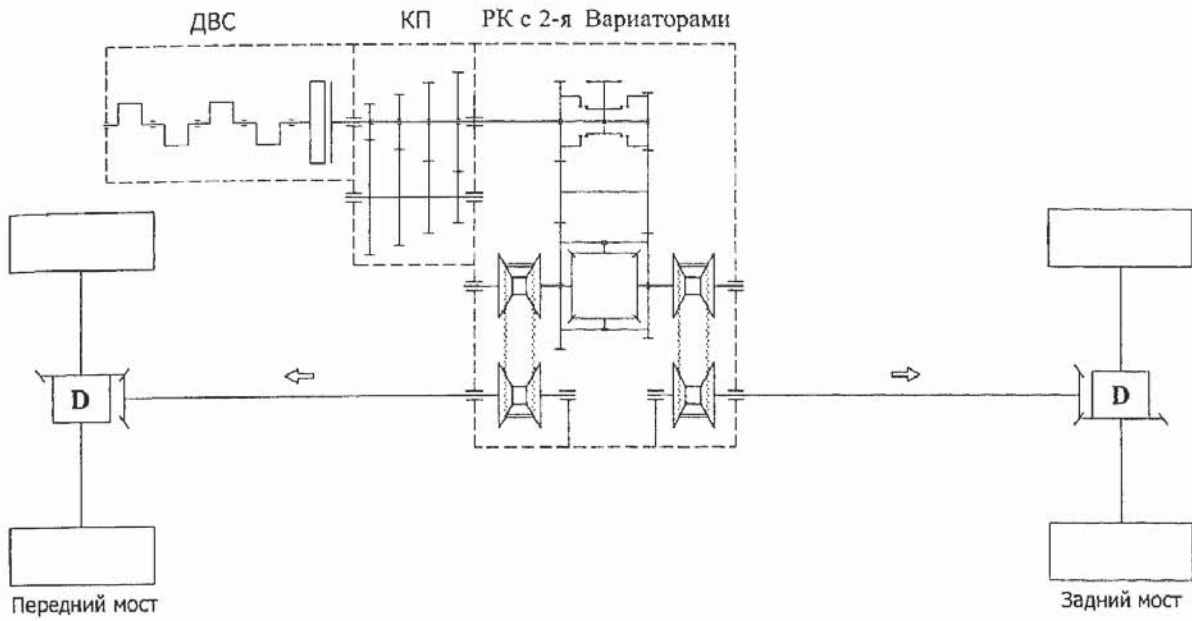


Рис.1. Кинематическая схема трансмиссии двухосной полноприводной колесной машины, оборудованной межосевым дифференциальным механизмом с переменным передаточным числом

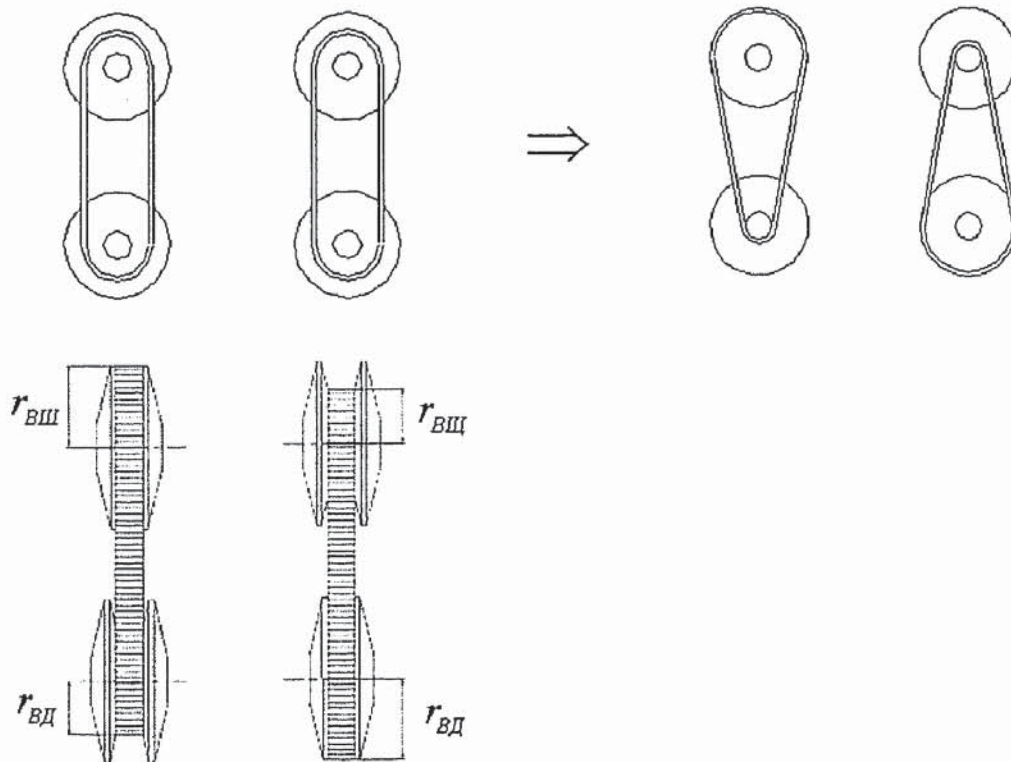


Рис. 2. Схема возможного варианта изменения диаметров шкивов при пробуксовывании переднего моста

Для исследования динамики двухосной полноприводной колесной машины с вариаторами в раздаточной коробке была составлена динамическая модель, представленная на

рис. 3. При этом движение колесной машины считалось плоским вдоль оси X без отрыва колес от полотна дороги. Колебания корпуса машины в вертикальном и продольно-угловом направлениях не учитывались, однако для расчета предельных моментов по сцеплению колес с дорогой принималось во внимание перераспределение вертикальных нагрузок на колеса передней и задней осей в процессе разгона. Демпфирование в трансмиссии принималось линейным, однако при расчете собственных частот колебаний оно не учитывалось. Числовые значения параметров динамической системы приняты равными соответствующим значениям для автомобиля ВАЗ-2121, но считалось, что в коробке передач включена прямая передача.

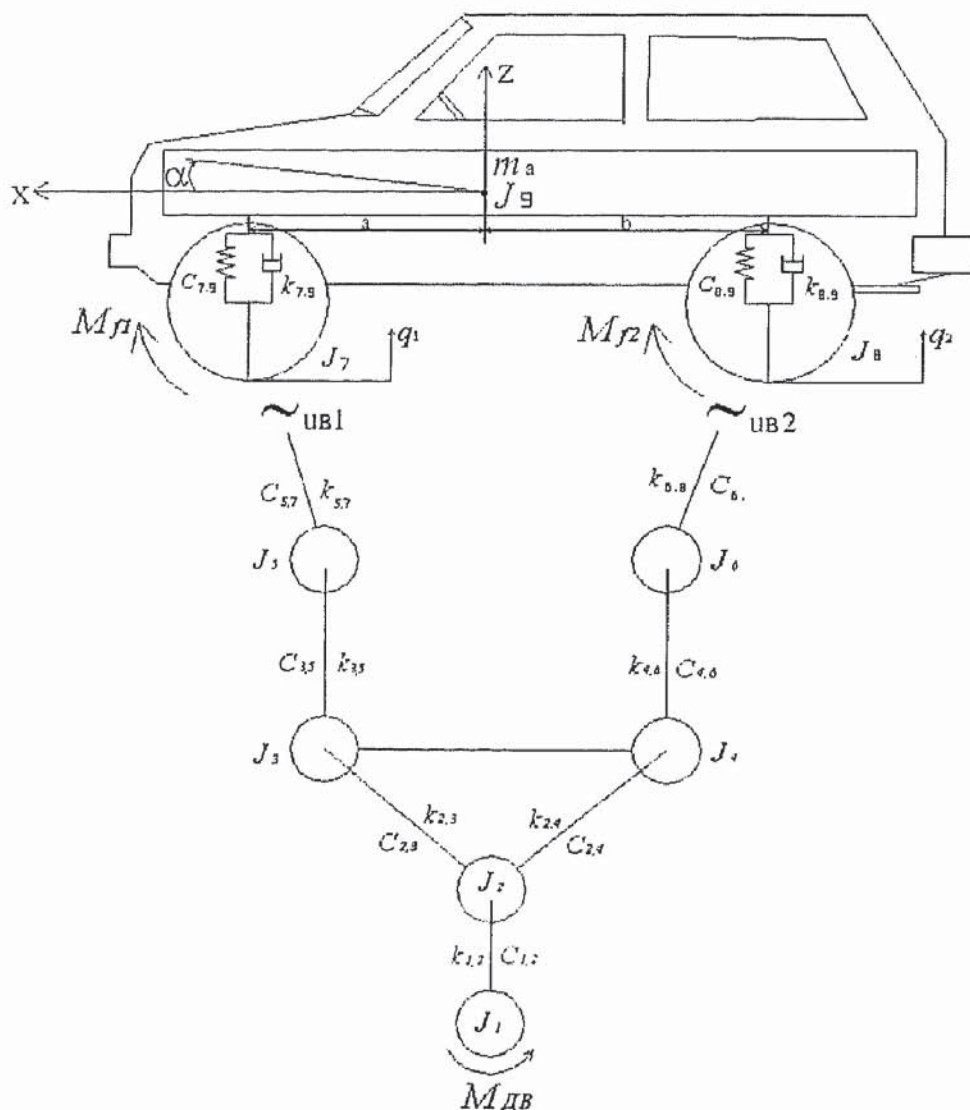


Рис.3. Динамическая модель двухосной полноприводной колесной машины, оборудованной межосевым дифференциальным механизмом с переменным передаточным числом.

Система дифференциальных уравнений без учета демпфирования и при пренебрежении малыми моментами инерции J_3 и J_4 шестерен, установленных на выходных валах дифференциала, может быть представлена в виде

$$\begin{aligned}
 I_1 \frac{d}{dt} \omega_1 &= M_{ЛВ} - C_{1,2} (\varphi_1 - u_1 \varphi_2) \\
 I_2 \frac{d}{dt} \omega_2 &= C_{1,2} (\varphi_1 - u_1 \varphi_2) u_1 - C_{3,5} (\varphi_3 - \varphi_5) - C_{4,6} (\varphi_4 - \varphi_6) \\
 I_5 \frac{d}{dt} \omega_5 &= C_{3,5} (\varphi_3 - \varphi_5) - C_{5,7} (\varphi_5 - u_{B1} \varphi_7) \\
 I_6 \frac{d}{dt} \omega_6 &= C_{4,6} (\varphi_4 - \varphi_6) - C_{6,8} (\varphi_6 - u_{B2} \varphi_8) \\
 I_7 \frac{d}{dt} \omega_7 &= C_{5,7} u_{B1} (\varphi_5 - u_{B1} \varphi_7) - C_{7,9} \left(\varphi_7 - \frac{S_a}{r_K} \right) \\
 I_8 \frac{d}{dt} \omega_8 &= C_{6,8} u_{B2} (\varphi_6 - u_{B2} \varphi_8) - C_{8,9} \left(\varphi_8 - \frac{S_a}{r_K} \right) \\
 m_a \frac{d}{dt} v_a &= \frac{C_{7,9}}{r_K} \left(\varphi_7 - \frac{S_a}{r_K} \right) + \frac{C_{8,9}}{r_K} \left(\varphi_8 - \frac{S_a}{r_K} \right) - F_{сопр},
 \end{aligned}$$

где в дополнении к рис. 3 обозначено: φ , ω — углы отклонения и угловые скорости масс с моментами инерции I , r_K — радиус качения колеса, v_a и S_a — скорость и путь автомобиля.

К этим уравнениям необходимо добавить кинематическое уравнение дифференциала

$$\varphi_2 = 0,5 (\varphi_3 - \varphi_4)$$

и условие равенства крутящих моментов на выходных валах дифференциала

$$C_{3,5} (\varphi_3 - \varphi_5) - C_{4,6} (\varphi_4 - \varphi_6) = 0,$$

из которых при условии $C_{3,5} = C_{4,6}$ можно найти выражения для углов отклонения масс с моментами инерции I_3 и I_4 :

$$\varphi_3 = 0,5 (2\varphi_2 + \varphi_5 - \varphi_6),$$

$$\varphi_4 = 0,5 (2\varphi_2 - \varphi_5 + \varphi_6).$$

Для расчета собственных частот колебаний динамическая система была приведена к крутильной с заменой массы машины m_a на $I_K = m_a r_K^2$ (рис. 4). При этом инерционные и упругие параметры полученной системы, также как и ее собственные частоты f_i , будут зависеть от передаточных чисел вариаторов, что видно из результатов, представленных в таблице. Значения собственных частот колебаний даны при минимальных (0,4), средних (1,4) и максимальных (2,4) значениях передаточных чисел вариаторов $U_{B1} = U_{B2}$.

Для расчета динамики колесной машины полученная выше математическая модель была реализована в виде программы в среде имитационного моделирования Simulink 4.0 пакета MATLAB 6.5.

Вывод. Предложенные конструкции позволяют обеспечивать дифференциальную связь между выходными валами агрегатов трансмиссии колесной машины и дают возможность распределять моменты на этих валах в соответствии с тяговыми возможностями связанных с ними ведущих колес. Разработанные математические модели дают возможность исследовать динамику двухосной полноприводной колесной машины с вариаторами в раздаточной коробке.

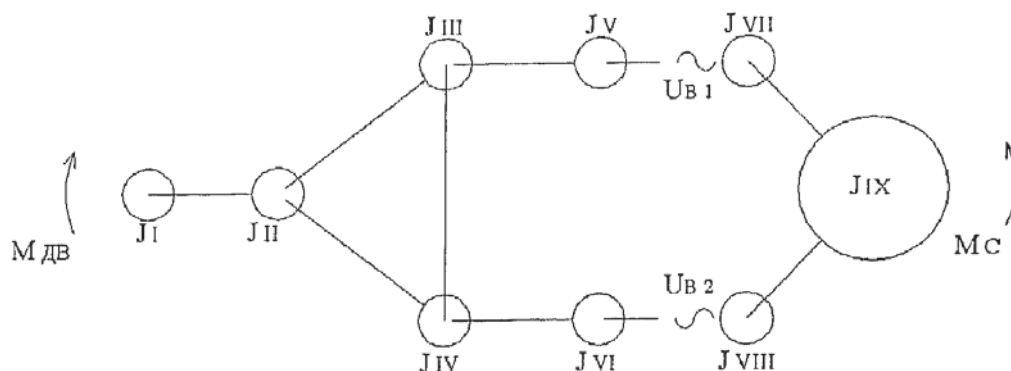


Рис. 4. Крутильная динамическая система

Расчетные значения собственных частот колебаний f_i (Гц) крутильной динамической системы

f_i	Передаточные числа вариаторов		
	UB1=UB2		
	2,4	1,4	0,4
f_1	0	0	0
f_2	1,5	1,69	3,43
f_3	19	18,6	17,91
f_4	19,1	18,6	18,41
f_5	81,2	77,86	52,1
f_6	339,2	289,85	112,97
f_7	422,4	377,12	233,75
f_8	1134,3	786,64	586,3
f_9	1134,9	791,04	608,6

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дифференциалы колесных машин / А.Ф.Андреев, В.В.Ванцевич, А.Х.Лефаров; Под общ. ред. А.Х.Лефарова. — М.: Машиностроение, 1987. — 176 с.
2. Фоминых А. Б., Камаль Альскей ф. Дифференциальный механизм с переменным передаточным числом / Известия ВУЗ'ов. Машиностроение. — 2006. — №12. — С. 37—42.