

УДК 629.1.028

А. Б. Ф о м и н ы х, А. И. К о м и с с а р о в

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ ПОЛНОПРИВОДНОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ ПРИ ПРЕОДОЛЕНИИ ЕДИНИЧНЫХ НЕРОВНОСТЕЙ

Разработана математическая модель движения полноприводной колесной машины через неровности, размеры которых соизмеримы с диаметром колеса или превышают его, и определены нагрузки, возникающие в трансмиссии.

Полноприводные колесные машины значительную часть времени эксплуатируются в условиях грунтовых дорог и бездорожья. Для того чтобы избежать поломок деталей трансмиссии необходимо при проектировании учитывать максимальные нагрузки, которые могут возникнуть при преодолении различных препятствий, в том числе и таких типовых единичных неровностей, как насыпи, эскарпы, траншеи.

В настоящей работе предлагается методика аналитического определения максимальных нагрузок в трансмиссии полноприводной колесной машины, возникающих при движении через насыпь и треугольные неровности, размеры которых соизмеримы с диаметром колеса $2r_0$ (высота неровности равна $2r_0 \dots 4r_0$, угол наклона граней — $15^\circ \dots 25^\circ$).

В качестве объекта исследования взята четырехосная полноприводная колесная машина с механическим бортовым приводом колес, дизельным двигателем со всережимным регулятором и независимой подвеской всех колес.

Пространственная модель для расчета максимальных динамических нагрузок в трансмиссии такой машины при движении через неровности рассматриваемого типа приведена на рис. 1.

На схеме приняты следующие обозначения.

Моменты инерции вращающихся деталей: J_1 — двигателя и коробки передач; J_2 — раздаточной коробки; J_3, \dots, J_8 — бортовых редукторов; J_9, \dots, J_{16} — колес; а также M_0 — масса подрессоренной части автомобиля; J_{0y} — момент инерции подрессоренной части автомобиля относительно поперечной оси, проходящей через центр масс; m_{k1}, \dots, m_{k8} — массы колес; b_{n1}, \dots, b_{n8} — коэффициенты линейного

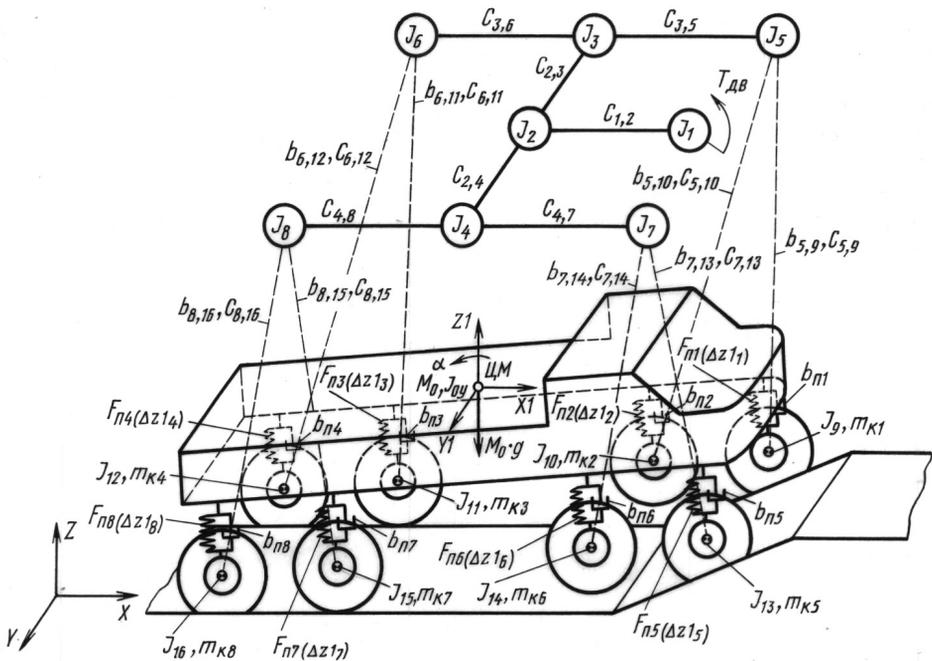


Рис. 1. Схема для расчета максимальных динамических нагрузок в трансмиссии четырехосной полноприводной машины при въезде на насыпь

демпфирования соответствующих элементов подвески; $F_{п1}(\Delta z1_1), \dots, \dots F_{п8}(\Delta z1_8)$, — приведенные к колесу характеристики соответствующих упругих элементов подвески; $C_{1,2}, \dots, C_{8,16}$ — коэффициенты крутильной жесткости соответствующих участков трансмиссии; $b_{5,9}, \dots, b_{8,16}$ — коэффициенты линейного демпфирования соответствующих участков трансмиссии; $T_{дв}$ — момент двигателя. В работе приняты следующие допущения: 1) корпус машины — абсолютно жесткий; 2) корпуса агрегатов трансмиссии (кроме колес) жестко закреплены в корпусе машины; 3) колеса могут совершать поступательные перемещения в вертикальном направлении $Z1$ относительно подрессоренной массы; 4) в трансмиссии учитывается только демпфирование в шинах; 5) сопротивлением воздуха можно пренебречь; 6) опорная поверхность — абсолютно жесткая.

Динамическая система трансмиссии основана на исходной кинематической схеме трансмиссии, в которой распределенные массы заменены сосредоточенными, т. е. соединенными упругими связями, и число масс уменьшено методом парциальных частот. Параметры динамической системы приведены к валу колеса. Крутильная жесткость шины включена в крутильную жесткость участков “бортовой редуктор – колесо”. Трение в шинах приведено к линейно-вязкому трению, что и учитывается на участках “бортовой редуктор – колесо”.

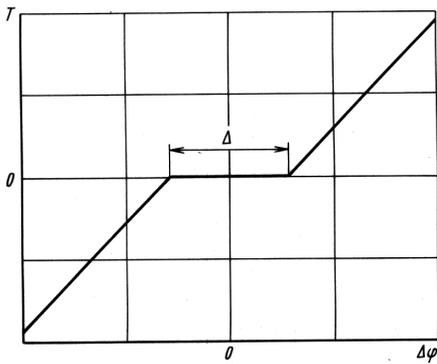


Рис. 2. Зависимость упругого момента на участке “бортовой редуктор–колесо” от разности углов закрутки представляющих их масс

Момент вычисляется по зависимости, приведенной на рис. 2. Величина зазора Δ определяется экспериментально.

Момент двигателя задают при помощи табличных зависимостей, полученных для определенных положений рейки подачи топлива из схематизированной характеристики дизеля, приведенной на рис. 3. Гармонические составляющие крутящего момента двигателя для ускорения и упрощения расчета во внимание не принимают.

Подрессоренная масса в принятой расчетной схеме имеет три степени свободы: вертикальное Z и продольное X перемещения центра масс и продольно-угловое α перемещение подрессоренной массы относительно поперечной оси, проходящей через центр масс.

Упругие элементы подвески моделируются при помощи полученной экспериментально табличной зависимости силы упругости $F_{\pi i}$ от деформации подвески $\Delta z 1_i$ (рис. 4).

Опорная поверхность — это набор плоских участков, для каждого из которых, находящегося в контакте с шиной, отдельно определяются нормальная и касательная реакции, а также момент, действующий на колесо со стороны опорной поверхности. Равнодействующие сил и моментов вычисляются для каждого плоского участка.

Рис. 3. Скоростная характеристика дизеля со всережимным регулятором:

I — внешняя характеристика; III — регуляторные ветви; IV — тормозная ветвь

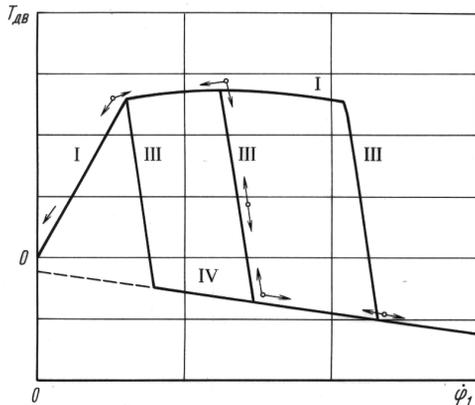


Схема взаимодействия шины с поверхностью, представленной двумя плоскими участками, показана на рис. 5.

Нормальная реакция на i -м плоском участке определяется по формуле

$$N_i = P_z(\Delta V_i),$$

где $P_z(\Delta V_i)$ — упругая характеристика шины, полученная при обжатии на плоскости и перестроенная в координатах “нагрузка на шину P_z — условный объем деформации шины ΔV_i на i -м плоском участке” (рис. 6). Нормальная реакция проходит через центр масс объема ΔV_i перпендикулярно к i -му плоскому участку.

Касательная реакция определяется по формуле

$$F_{ti} = N_i \varphi_{x_i}(S_{x_i}),$$

где $\varphi_{x_i}(S_{x_i})$ — зависимость коэффициента продольного сцепления от продольного проскальзывания на i -м плоском участке; S_{x_i} — продольное проскальзывание шины на i -м плоском участке, которое определяется по следующей формуле:

$$S_{x_i} = \frac{\omega_K r_{K0} - V_{0t_i}}{\omega_K r_{K0}},$$

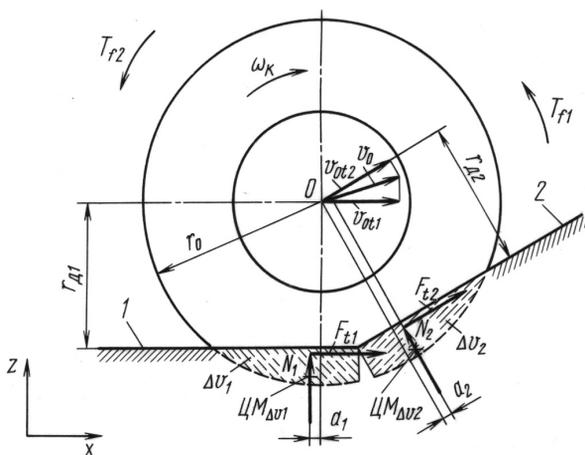


Рис. 5. Схема для определения сил и моментов, действующих на колесо со стороны опорной поверхности

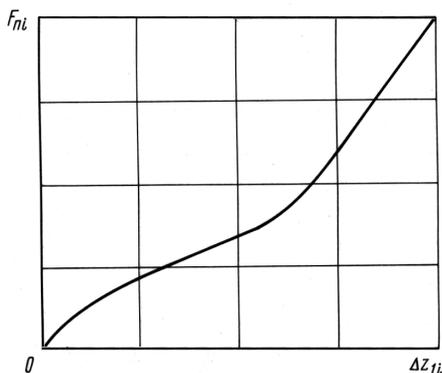


Рис. 4. Характеристика упругого элемента подвески, приведенная к коле-су

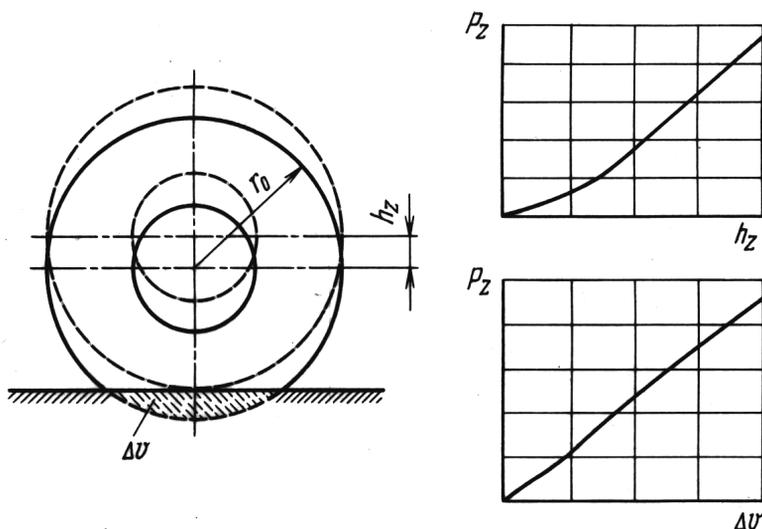


Рис. 6. Перестроение упругой характеристики шины в координаты “нагрузка на колесо–условный объем деформации шины”

где V_{0t_i} — проекция линейной скорости V_0 центра колеса на i -й плоский участок; ω_k — угловая скорость колеса; $r_{к0}$ — радиус качения в свободном режиме.

В качестве зависимости $\varphi_x(S_x)$ для каждого плоского участка контакта предлагается использовать экспериментальную зависимость, полученную для шины на ровной дороге с соответствующим покрытием. Пример такой зависимости приведен на рис. 7.

Касательная реакция на i -м плоском участке приложена в точке пересечения этого плоского участка с вектором нормальной реакции и направлена перпендикулярно вектору нормальной реакции в сторону, противоположную вектору скорости V_{0t_i} .

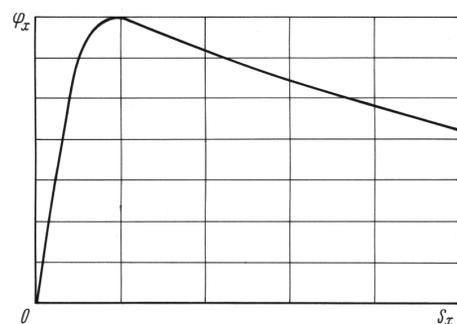


Рис. 7. Зависимость коэффициента продольного сцепления φ_x от продольного проскальзывания S_x

Момент, действующий на колесо со стороны i -го плоского участка, можно найти как

$$T_{кi} = F_{t_i} r_{дi} + T_{f_i} + N_i a_i,$$

где $r_{дi}$ — расстояние от центра колеса до i -го плоского участка; T_{f_i} — момент сопротивления качению на i -м плоском участке; a_i — снос i -й нормальной реакции относительно центра колеса при неполном контакте с плоским участком, что происходит за счет того,

что центр масс объема деформации и центр колеса не лежат на одной линии.

Момент сопротивления качению на i -м плоском участке

$$T_{f_i} = N_i(f_i + \sin \alpha_i)r_{к0},$$

где f_i — коэффициент сопротивления качению на i -м плоском участке; α_i — угол наклона i -го плоского участка относительно горизонтали.

В качестве коэффициента сопротивления качению для каждого плоского участка контакта предлагается использовать коэффициент, полученный для шины экспериментально на ровной дороге с соответствующим покрытием.

Равнодействующая сила реакции опорной поверхности

$$\vec{R} = \sum_{i=1}^n (\vec{N}_i + \vec{F}_{t_i}),$$

где n — число плоских участков в контакте с шиной.

Суммарный момент, действующий со стороны опорной поверхности на колесо:

$$\vec{T}_к = \sum_{i=1}^n \vec{T}_{к_i}.$$

На основании приведенных допущений составлена следующая математическая модель расчета динамических нагрузок в трансмиссии колесной машины:

$$M_a \ddot{x} = \sum_{i=1}^8 R_{x_i};$$

$$M_0 \ddot{z} = M_0 g - \sum_{i=1}^8 [(F_{п}(\Delta z 1_i) + b_{п_i} z 1_i) \cos \alpha];$$

$$J_{0y} \ddot{\alpha} = \sum_{i=1}^8 \left[(F_{п}(\Delta z 1_i) + b_{п_i} z 1_i) x 1_i - m_{к_i} [(x 1_i)^2 + (z 1_i)^2] \ddot{\alpha} \cos \left(\arctg \left(\frac{z 1_i}{x 1_i} \right) + \alpha \right) \right];$$

$$m_{к_i} \ddot{z} 1_i = m_{к_i} g \cos \alpha + F_{п}(\Delta z 1_i) + b_{п_i} z 1_i - R_{z_i} \cos \alpha, \quad i = 1 \dots 8;$$

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + C_{1,2}(\varphi_1 - \varphi_2) = T_{дв}(\dot{\varphi}_1);$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 - C_{1,2}(\varphi_1 - \varphi_2) + C_{2,3}(\varphi_2 - \varphi_3) + C_{2,4}(\varphi_2 - \varphi_4) = 0;$$

$$J_3 \ddot{\varphi}_3 - C_{2,3}(\varphi_2 - \varphi_3) + C_{3,5}(\varphi_3 - \varphi_5) + C_{3,6}(\varphi_3 - \varphi_6) = 0;$$

$$\begin{aligned}
J_4\ddot{\varphi}_4 - C_{2,4}(\varphi_2 - \varphi_4) + C_{4,7}(\varphi_4 - \varphi_7) + C_{4,8}(\varphi_4 - \varphi_8) &= 0; \\
J_5\ddot{\varphi}_5 - C_{3,5}(\varphi_3 - \varphi_5) + T_{5,9}(\Delta\varphi_{5,9}) + b_{5,9}(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_9) + \\
+ T_{5,10}(\Delta\varphi_{5,10}) + b_{5,10}(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_{10}) &= 0; \\
J_6\ddot{\varphi}_6 - C_{3,6}(\varphi_3 - \varphi_6) + T_{6,11}(\Delta\varphi_{6,11}) + b_{6,11}(\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_{11}) + \\
+ T_{6,12}(\Delta\varphi_{6,12}) + b_{6,12}(\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_{12}) &= 0; \\
J_7\ddot{\varphi}_7 - C_{4,7}(\varphi_4 - \varphi_7) + T_{7,13}(\Delta\varphi_{7,13}) + b_{7,13}(\dot{\varphi}_7 - \dot{\varphi}_{13}) + \\
+ T_{7,14}(\Delta\varphi_{7,14}) + b_{7,14}(\dot{\varphi}_7 - \dot{\varphi}_{14}) &= 0; \\
J_8\ddot{\varphi}_8 - C_{4,8}(\varphi_4 - \varphi_8) + T_{8,15}(\Delta\varphi_{8,15}) + b_{8,15}(\dot{\varphi}_8 - \dot{\varphi}_{15}) + \\
+ T_{8,16}(\Delta\varphi_{8,16}) + b_{8,16}(\dot{\varphi}_8 - \dot{\varphi}_{16}) &= 0; \\
J_9\ddot{\varphi}_9 - T_{5,9}(\Delta\varphi_{5,9}) - b_{5,9}(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_9) &= T_{k_1}; \\
J_{10}\ddot{\varphi}_{10} - T_{5,10}(\Delta\varphi_{5,10}) - b_{5,10}(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_{10}) &= T_{k_2}; \\
J_{11}\ddot{\varphi}_{11} - T_{6,11}(\Delta\varphi_{6,11}) - b_{6,11}(\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_{11}) &= T_{k_3}; \\
J_{12}\ddot{\varphi}_{12} - T_{6,12}(\Delta\varphi_{6,12}) - b_{6,12}(\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_{12}) &= T_{k_4}; \\
J_{13}\ddot{\varphi}_{13} - T_{7,13}(\Delta\varphi_{7,13}) - b_{7,13}(\dot{\varphi}_7 - \dot{\varphi}_{13}) &= T_{k_5}; \\
J_{14}\ddot{\varphi}_{14} - T_{7,14}(\Delta\varphi_{7,14}) - b_{7,14}(\dot{\varphi}_7 - \dot{\varphi}_{14}) &= T_{k_6}; \\
J_{15}\ddot{\varphi}_{15} - T_{8,15}(\Delta\varphi_{8,15}) - b_{8,15}(\dot{\varphi}_8 - \dot{\varphi}_{15}) &= T_{k_7}; \\
J_{16}\ddot{\varphi}_{16} - T_{8,16}(\Delta\varphi_{8,16}) - b_{8,16}(\dot{\varphi}_8 - \dot{\varphi}_{16}) &= T_{k_8},
\end{aligned}$$

где M_a — масса всего автомобиля.

Данную модель проверяли, сравнивая результаты расчета и результаты экспериментального исследования нагруженности трансмиссии, полученные при движении машины по участку комплекса специальных дорог автомобильного полигона 21 НИИИ МО РФ “Прямые холмы” при въезде на насыпь. Схемы неровностей, используемых для проверки модели, приведены на рис. 8.

Во время проведения натурального эксперимента при движении через прямые холмы рейка подачи топлива фиксировалась в определенном положении. Средняя скорость движения при преодолении одного холма составила 2 км/ч. Въезд на насыпь осуществлялся так же, средняя скорость въезда составила 8 км/ч.

По модели были рассчитаны упругие моменты на участках “бортовой редуктор–колесо” для условий движения, имевших место при проведении каждого эксперимента. На каждом плоском участке прямого холма и на верхнем горизонтальном участке насыпи в качестве зави-

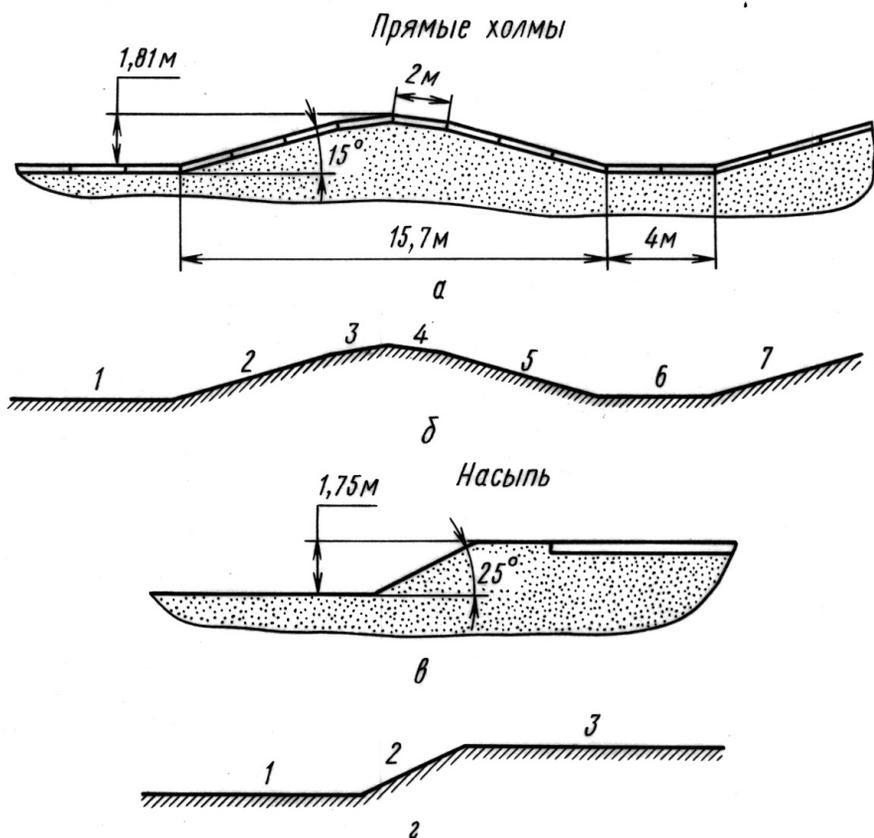


Рис. 8. Схемы неровностей, используемых для проверки модели:
 а, в — реальные; б, д — при расчете

симости коэффициента продольного сцепления от продольного проскальзывания использовали зависимость, полученную для шины типа 1200×500×508 на ровной дороге с бетонным покрытием. Для первых двух участков насыпи использовали зависимость, соответствующую сухой грунтовой дороге.

На рис. 9, а, б приведены графики изменения упругих моментов на валах колес левого борта в процессе движения через прямые холмы и при въезде на насыпь.

Сравнение экспериментальных зависимостей с расчетными показало их хорошее качественное и количественное совпадение.

На основании проведенного анализа результатов предварительно можно сделать вывод о достоверности предложенной модели взаимодействия колеса с единичными неровностями. Разработанная математическая модель позволяет определить максимальные нагрузки в трансмиссии полноприводной колесной машины, возникающие при движении через насыпь и треугольные неровности, размеры которых

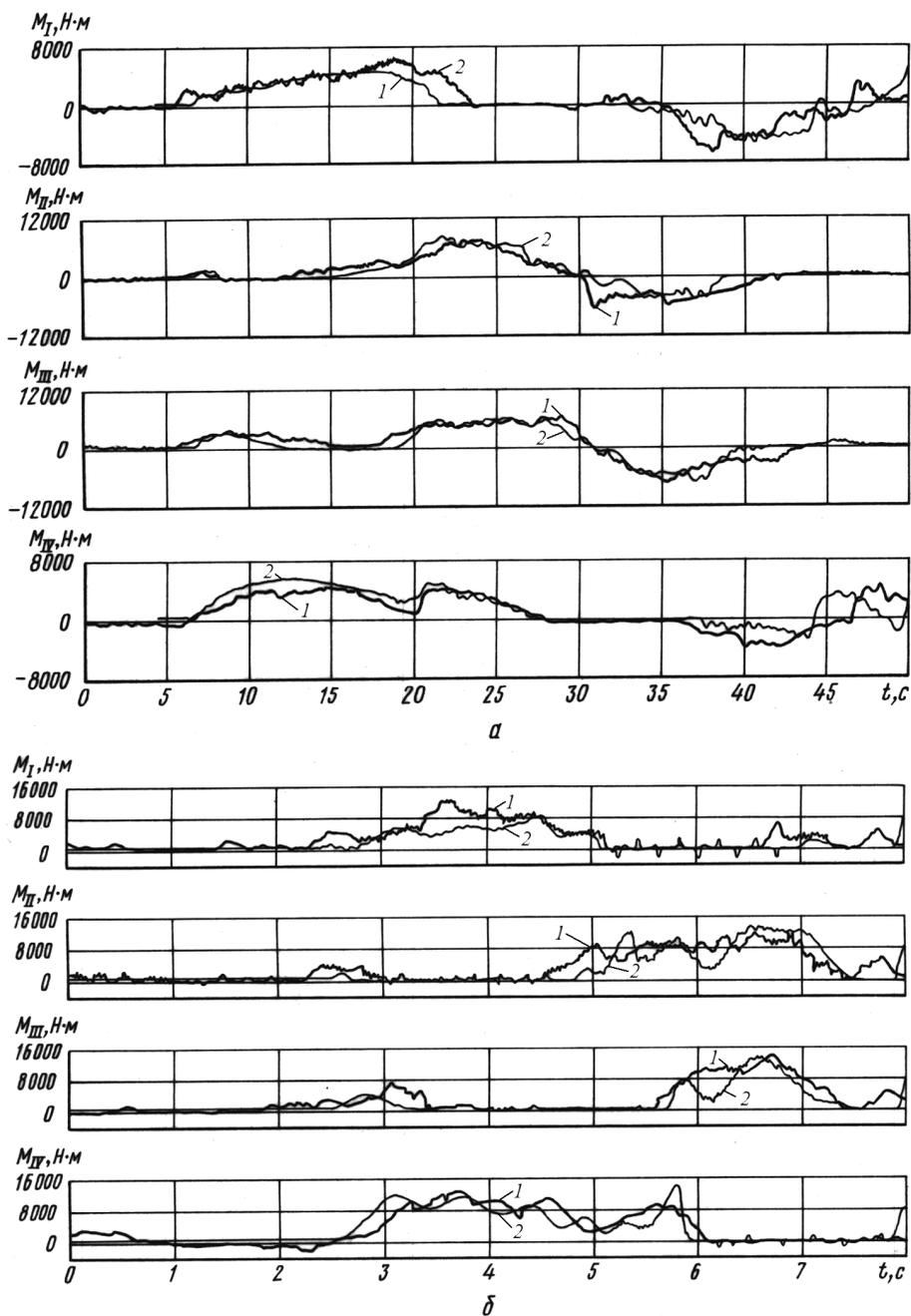
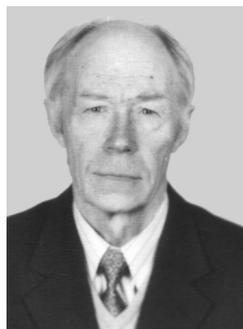


Рис. 9. Изменение крутящих моментов на валах колес левого борта при движении машины по прямым холмам со средней скоростью 2 км/ч (а) и при въезде машины на насыпь со средней скоростью 8 км/ч (б):

1 и 2 — экспериментальные и расчетные данные соответственно

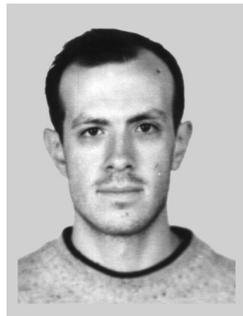
соизмеримы с диаметром колеса или превышают его, и предвидеть последствия преодоления указанных неровностей теми колесными машинами, для которых указанные режимы являются штатными.

Александр Борисович Фоминых родился в 1938 г., окончил в 1962 г. МВТУ им. Н.Э. Баумана. Канд. техн. наук, доцент кафедры “Колесные машины” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 40 научных работ в области динамики и расчета транспортных машин.



A.B. Fominykh (b. 1938) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1962. Ph. D. (Eng.), assoc. professor of “Wheeled Vehicles” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of more than 40 publications in the field of dynamics and design of vehicles.

Александр Игоревич Комиссаров родился в 1977 г., окончил в 2001 г. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Аспирант кафедры “Колесные машины” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Специализируется в области динамики колесных машин.



A.I. Komisarov (b. 1977) graduated from the Bauman Moscow State Technical University in 2001. Post-graduate of the “Wheeled Vehicles” department of the Bauman Moscow State Technical University. Specializes in the field of dynamics of wheeled vehicles.

УДК 621.43.(075) 629.113

И. В. Леонов, Д. И. Леонов,
О. В. Головин

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ ГИБРИДНЫХ МАШИН С ДВИГАТЕЛЯМИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Рассмотрены принципы построения математической модели гибридной машины в цикле “разгон–торможение”, оснащенной двигателем внутреннего сгорания и разгонными электродвигателями. Моделирование показало перспективность метода повышения экономичности гибридных машин в результате применения рекуперации энергии, запасаения ее при торможении и использования при разгоне машины. Приведены данные применения рекуперации энергии других реальных машин.

Принципы повышения экономичности машин закладываются уже на стадии проектирования, но при проектировании они не так очевидны и совсем не просты в техническом исполнении. Несмотря на различие проектируемых машин, эти принципы носят универсальный характер: 1. Если машина работает в неустановившемся режиме с частым