

Формирование исходных динамических систем колесных машин

12, декабрь 2016

Фоминых А. Б.^{1,*}, Жеглов Л. Ф.¹

УДК: 629.3

¹Россия, МГТУ им. Н.Э. Баумана*fab@bmstu.ru**Введение**

Для прогнозирования ресурса работы агрегатов колесных машин необходимо сформировать соответствующие динамические системы, определить инерционные, упругие и демпфирующие параметры этих систем.

При формировании динамической системы и ее математической модели, в первую очередь, необходимо выбрать число степеней свободы этой системы, т.е. число независимых переменных, характеризующих положение системы в каждый момент времени. Число степеней свободы определяет размерность математической модели, т.е. число дифференциальных уравнений, описывающих движение динамической системы.

Любая реальная механическая система состоит из бесконечного числа материальных точек. Так как связи между этими точками не являются абсолютно жесткими, то число степеней свободы такой системы бесконечно велико.

Точное решение задач, о колебаниях подобных систем удастся получить в замкнутой аналитической форме лишь в относительно простых случаях, к ним, например, относятся задачи о свободных и вынужденных колебаниях упругих стержней постоянного сечения при равномерном распределении массы по длине стержня. Такой стержень может служить моделью вала или оси в системах трансмиссии или поддрессирования колесной машины. Для решения таких задач применяют аппарат теории дифференциальных уравнений в частных производных.

В большинстве важных для практики случаев стремятся упростить расчетную модель, т.е. ограничить число степени свободы. Это связано как с возможностями имеющейся вычислительной техники, так и с ограничениями по времени и затратам на расчет. Основное требование, которое необходимо выполнить при этом, – эквивалентность расчетной динамической системы исходной (в смысле близости характеристик колебательных процессов в этих системах, т.е. частот и форм колебаний обеих систем, их амплитудно-частотных характеристик).

Обычно это возможно, при равенстве энергетических характеристик соответствующих систем, т.е. их кинетических и потенциальных энергий, диссипативных функций, работ внешних сил.

Во всех случаях первоначально необходимо сформировать исходную динамическую систему. Если оставаться в рамках систем с конечным числом степеней свободы, то основным принцип при формировании исходной системы можно сформулировать так: относительно менее массивные части системы считают безынерционными абсолютно жесткими или обладающими лишь упругостью, а относительно более массивные части принимают за абсолютно твердые тела или материальные точки.

Обычно при формировании исходных динамических систем все виды трения стремятся привести к линейно-вязкому [1-5], однако это не позволяет исследовать движение этих систем при произвольном, в частности, полигармоническом воздействии на систему (например, со стороны двигателя внутреннего сгорания), так как в этом случае приведённые коэффициенты линейного трения будут в общем случае зависеть от частоты и амплитуды колебаний.

Целью данной работы является определение параметров исходных динамических систем колесных машин, в том числе диссипативных параметров для общего случая трения [6].

При этом обычно возникает задача определения эквивалентных параметров в связи с тем, что тот или иной участок может состоять из нескольких упругих безынерционных звеньев, соединенных между собой последовательно или параллельно. Аналогичная задача возникает при объединении нескольких сосредоточенных масс в одну.

Чтобы решать такие задачи будем исходить из равенств соответствующих энергетических характеристик, т.е. кинетических и потенциальных энергий и диссипативных функций для исходной и эквивалентной систем.

Определение эквивалентных параметров

Способы определения эквивалентных упругих и диссипативных параметров динамических систем при последовательном соединении упругих звеньев рассмотрим на примере крутильной системы (рис. 1),

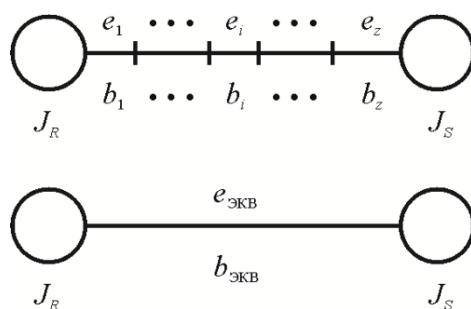


Рис. 1. Исходная и эквивалентная динамические системы

где e_i – коэффициенты крутильных податливостей участков в исходной системе; b_i – коэффициенты трения соответствующих участков; z – число участков, J_R , J_S – моменты инерции масс; $e_{\text{экв}}$, $b_{\text{экв}}$ – коэффициенты податливости и трения эквивалентной системы.

Если к массам с моментами инерции J_R и J_S приложить равные и противоположно направленные крутящие моменты M и обозначить φ_R и φ_S – углы поворота этих масс отно-

сительно первоначального ненагруженного состояния упругого участка, то выражение для потенциальных энергий исходной и эквивалентной систем можно, записать в виде

$$\Pi_{\text{исх}} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^z c_i q_i^2 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^z \frac{1}{e_i} q_i^2 ; \quad (1)$$

$$\Pi_{\text{ЭКВ}} = \frac{1}{2} c_{\text{ЭКВ}} q^2 = \frac{1}{2} \frac{1}{e_{\text{ЭКВ}}} q^2 , \quad (2)$$

где $q = \varphi_R - \varphi_S$; c_i , $c_{\text{ЭКВ}}$ – коэффициенты крутильных жесткостей соответствующих упругих участков; q_i – угол закрутки i -го упругого участка.

По определению коэффициента крутильной податливости

$$q = M \cdot e_{\text{ЭКВ}} ; \quad (3)$$

$$q_i = M \cdot e_i , \quad (4)$$

Приравнивая правые части равенств (1) и (2) друг к другу, получим с учетом выражений (3) и (4) эквивалентный коэффициент податливости при объединении последовательно соединенных упругих участков

$$e_{\text{ЭКВ}} = \sum_{i=1}^z e_i .$$

Для подсчета диссипативных функций будем считать, что сила трения R на каждом участке исходной динамической системы характеризуется одними и теми же параметрами k и n

$$R = -b \cdot |q|^k \cdot |\dot{q}|^n \cdot \text{sign } \dot{q} , \quad (5)$$

где b , k , n – некоторые постоянные неотрицательные величины; q – обобщенная координата.

Частные случаи трения общего вида (5):

- 1) линейно-вязкое (линейное) трение при $k = 0$, $n = 1$ ($R = -b \cdot \dot{q}$) и нелинейно-вязкое трение при $k = 0$ ($R = -b \cdot |\dot{q}|^n \cdot \text{sign } \dot{q}$), являющиеся моделями трения в гидравлических элементах колесных машин;
- 2) трение, пропорциональное перемещению при $k = 1$, $n = 0$ ($R = -b \cdot |q| \cdot \text{sign } \dot{q}$), являющееся моделью так называемого «конструкционного» демпфирования в деталях колесных машин (рессорах, шлицах, зубчатых соединениях, шпонках, стыках и др.);
- 3) «сухое» трение при $k = n = 0$ ($R = -b \cdot \text{sign } \dot{q}$), являющееся моделью трения в специальных демпферах, например, в упругофрикционных демпферах сцепления и других элементах;
- 4) «гистерезисное» трение при $n = 0$ ($R = -b \cdot |q|^k \cdot \text{sign } \dot{q}$), являющееся моделью трения в материале деталей колесной машины.

Основным преимуществом использования этой формулы для оценки рассеяния энергии в любом элементе динамической системы колесной машины является постоянство ве-

личин b, k, n , что дает возможность проводить расчеты при произвольных (например, полигармонических) возмущающих воздействиях на систему.

С учетом результатов, полученных в работе [6], для диссипативных функций $\Phi_{\text{исх}}$ исходной и $\Phi_{\text{ЭКВ}}$ эквивалентной систем можно записать следующие выражения:

$$\Phi_{\text{исх}} = \sum_{i=1}^z \frac{b_i}{n+1} |q_i|^k |\dot{q}_i|^{n+1}; \quad (6)$$

$$\Phi_{\text{ЭКВ}} = \frac{b_{\text{ЭКВ}}}{n+1} |q|^k |\dot{q}|^{n+1}. \quad (7)$$

Из совместного рассмотрения равенств (3) и (4) получим

$$q_i = M \cdot e_i = \frac{q}{e_{\text{ЭКВ}}} e_i = q \cdot a_i, \quad (8)$$

где

$$a_i = \frac{e_i}{e_{\text{ЭКВ}}}.$$

С учетом (8) выражение (6) примет вид

$$\Phi_{\text{исх}} = \frac{|q|^k |\dot{q}|^{n+1}}{n+1} \sum_{i=1}^z b_i a_i^{k+n+1}.$$

Приравнивая правые части последнего равенства и уравнения (7), получаем эквивалентный коэффициент трения в случае объединения последовательно соединенных упругих участков

$$b_{\text{ЭКВ}} = \sum_{i=1}^z b_i a_i^{k+n+1} = \sum_{i=1}^z b_i \left(\frac{e_i}{e_{\text{ЭКВ}}} \right)^{k+n+1}. \quad (9)$$

При переходе от системы с параллельным соединением упругих звеньев (рис.2) к эквивалентной системе (см. рис 1 внизу), принимаем во внимание, что выражения потенциальных энергий и диссипативных функций исходной и эквивалентных систем останутся прежними, описываемыми формулами (1), (2), (6) и (7). Причем в данном случае имеет место тождество

$$q_i \equiv q, \quad i = 1, 2, \dots, z = \overline{1, z}. \quad (10)$$

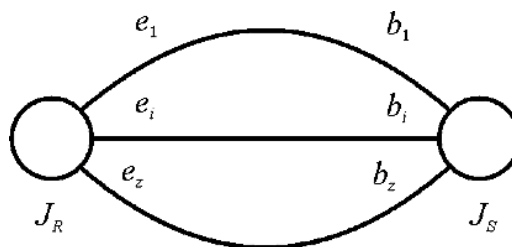


Рис. 2. Динамическая система с параллельным соединением упругих элементов

Равенства $\Pi_{\text{исх}} = \Pi_{\text{ЭКВ}}$ и $\Phi_{\text{исх}} = \Phi_{\text{ЭКВ}}$ дают искомые выражения для эквивалентных коэффициентов жесткости и трения при параллельном соединении упругих участков:

$$c_{\text{ЭКВ}} = \sum_{i=1}^z c_i ; \quad (11)$$

$$b_{\text{ЭКВ}} = \sum_{i=1}^z b_i ; \quad (12)$$

Определение эквивалентных инерционных и диссипативных параметров при объединении нескольких масс в одну рассмотрим на примере крутильной системы, (рис. 3), где $J_{\text{ЭКВ}}$, J_i – моменты инерции масс эквивалентной и исходной систем; $b_{\text{ЭКВ}}$, b_i – соответствующие им коэффициенты трений, e_R , e_S – коэффициенты податливости упругих участков; z – число масс в исходной системе.

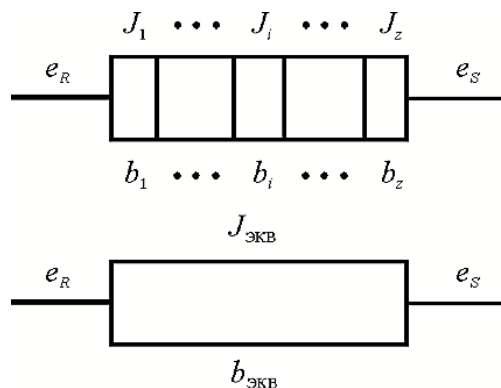


Рис. 3. Объединение масс

Выражения для кинетических энергий исходной и эквивалентной систем можно записать в виде

$$T_{\text{ИСХ}} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^z J_i \dot{q}_i^2 ;$$

$$T_{\text{ЭКВ}} = \frac{1}{2} J_{\text{ЭКВ}} \dot{q}^2 ,$$

если считать q и q_i углами отклонения масс с моментами инерции $J_{\text{ЭКВ}}$ и J_i соответственно. Выражения же для диссипативных функций снова примут вид (6) и (7).

Так как массы с J_i составляют единое целое, то имеет место тождество (10).

При $T_{\text{ИСХ}} = T_{\text{ЭКВ}}$ и $\Phi_{\text{ИСХ}} = \Phi_{\text{ЭКВ}}$ получим выражения $J_{\text{ЭКВ}} = \sum_{i=1}^z J_i$ для эквивалентного момента инерции и (12) для эквивалентного коэффициента трения в случае объединения нескольких масс в одну.

Если трение на объединяемых участках или массах характеризуется различными показателями k и n , а также если на каком-либо одном или нескольких упругих участках или массах имеет место сразу несколько видов трения, характеризуемых различными показателями k и n , то формулы (9) и (12) следует применять отдельно для каждого вида трения.

После определения всех необходимых параметров исходные динамические системы приобретают определенные количественные характеристики и в той или иной степени законченный вид. На рис. 4 приведена в качестве примера динамическая система четырехосной полноприводной колесной машины, используемая при расчете вертикальных и про-

дольных колебаний этой машины на подвеске, а на рис. 5 – динамическая система трансмиссии этой машины, полученная на основе ее кинематической схемы (рис. 6).

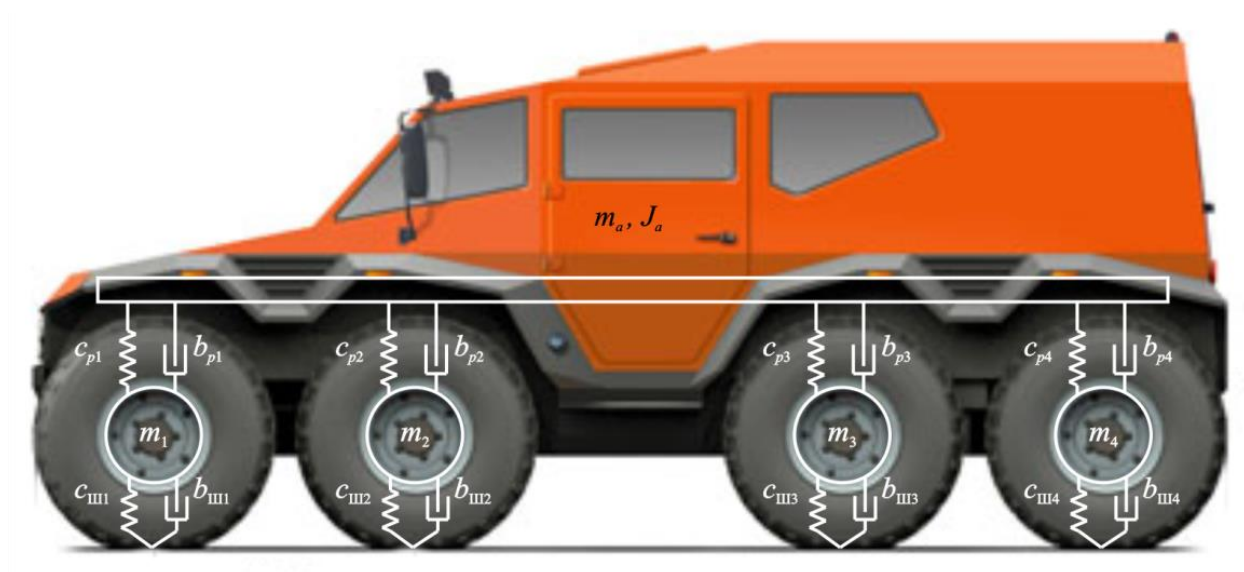


Рис. 4. Динамическая система колесной машины

На рис. 4 обозначено:

m_a – поддрессоренная масса колесной машины;

J_a – момент инерции поддрессоренной массы относительно поперечной оси, проходящей через ее центр тяжести;

m_i – неподдрессоренные массы колесной машины;

c_{pi} , b_{pi} – коэффициенты жесткости и соответствующие им коэффициенты трения системы поддрессирования;

$c_{шi}$, $b_{шi}$ – коэффициенты жесткости и трения шин в вертикальном направлении

$i = 1, 2, 3, 4$.

Обычно в состав неподдрессоренных масс включают половину массы элементов системы поддрессирования, другую половину включают в состав поддрессоренной массы.

Цифрами на рис. 5 обозначены порядковые номера моментов инерции динамической системы трансмиссии. Символы $u_{кп}$, $u_{рк}$, $u_{брк}$, $u_{бр}$, $u_{кр}$, стоящие рядом с зубчатым зацеплением, означают, что данное зацепление имеет передаточное число соответственно коробки передач, раздаточной коробки, бортовой раздаточной коробки, бортового редуктора и колесного редуктора соответственно. Элементы демпфирования на этом рисунке не показаны. Величину момента инерции приведенной к валу колеса массы колесной машины можно определить, используя равенства кинетических энергий массы колесной машины в поступательном движении $T_{\Pi} = 0,5m_a V^2$ и приведенной массы во вращательном движении

$T_B = 0,5J_{50}\dot{\phi}_K^2$: $J_{50} = m_a \frac{V^2}{\dot{\phi}_K^2}$, где $\dot{\phi}_K$ – угловая скорость колеса. Так как скорость колесной

машины $V = r_K \dot{\phi}_K$, где r_K – радиус качения колеса, то окончательно получим $J_{50} = m_a r_K^2$.

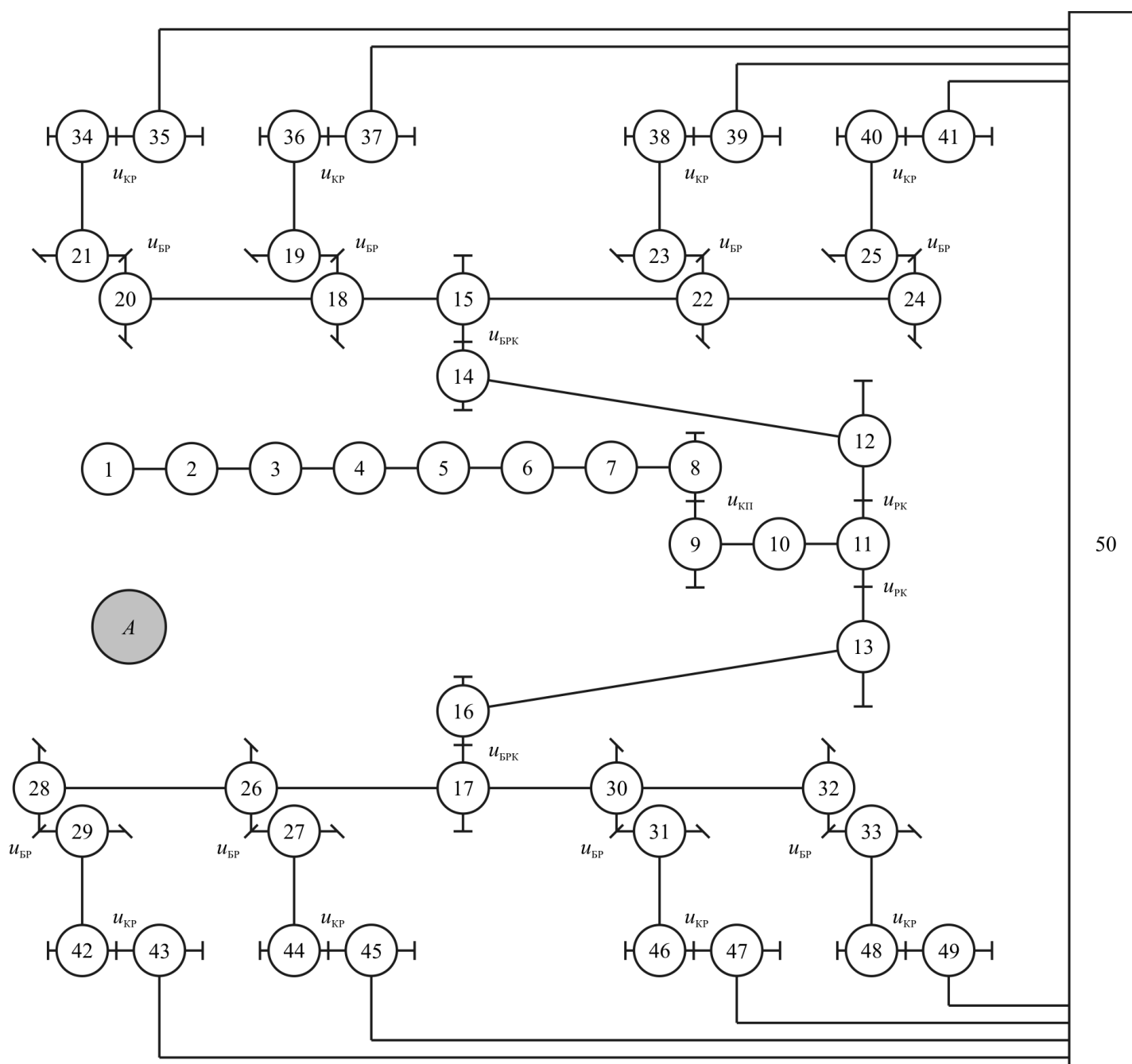


Рис. 5. Динамическая система трансмиссии полноприводной колесной машины

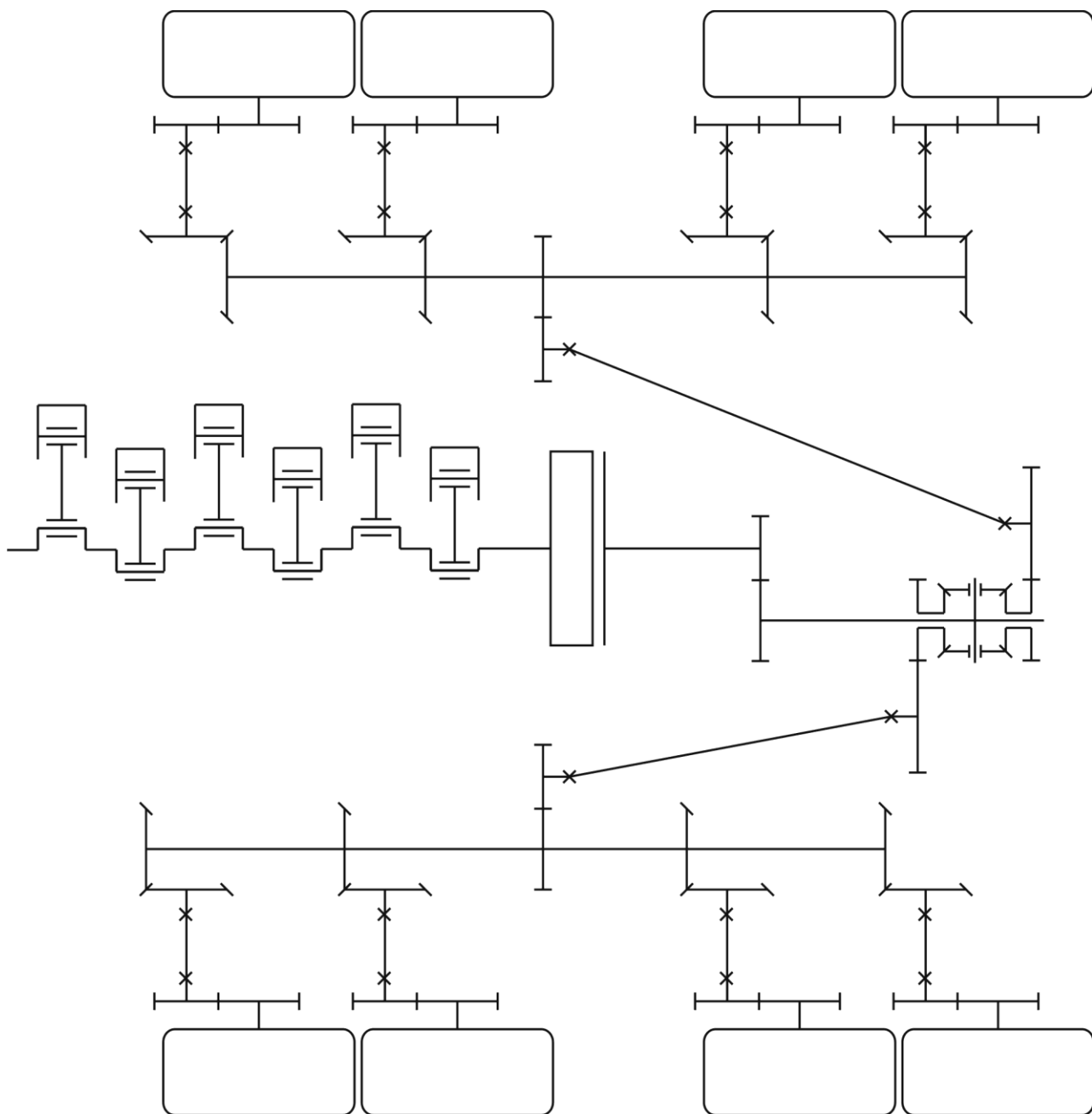


Рис. 6. Кинематическая схема трансмиссии полноприводной колесной машины

Во многих случаях бывает полезным (особенно при исследованиях чисто трансмиссионных, так называемых крутильных систем) привести динамические системы трансмиссии к одному валу: либо к валу двигателя, либо к валу ведущего колеса.

Рассмотрим способы определения в этом случае эквивалентных параметров на примере системы, изображенной на рис. 7 и имеющей одно зацепление – пару зубчатых колес с моментами инерции J_1 и J_2 . На рисунке изображена лишь небольшая часть полной динамической системы трансмиссии, где $J_1, J_2, J_3, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – моменты инерции и углы отклонения масс исходной системы; $J_I, J_{II}, J_{III}, \varphi_I, \varphi_{II}, \varphi_{III}$ – моменты инерции и углы отклонения масс эквивалентной системы; $c_{2,3}, c_{I,II}, c_{II,III}, b_{2,3}, b_{I,II}, b_{II,III}$ – коэффициенты жесткости и трения соответствующих участков; b_3, b_{III} – коэффициенты трения на массах; c_{3I} – коэффициент

жесткости зубчатой передачи, приведенный к валу, на котором расположена масса с моментом инерции J_1 ; M_1 , M_3 , M_I , M_{III} – внешние крутящие моменты, действующие на массы; φ_2^* – угол поворота фиктивной безынерционной массы $J_2^* = 0$, вводимой для того, чтобы учитывать упругость зубчатого зацепления.

$$\varphi_2^* = u_{1,2} \cdot \varphi_2; u_{1,2} = \frac{z_2}{z_1},$$

где z_2 и z_1 – число зубьев зубчатых колес с моментами инерции J_2 и J_1 соответственно; $u_{1,2}$ – передаточное число от вала с моментом инерции J_1 до вала с моментом инерции J_2 .

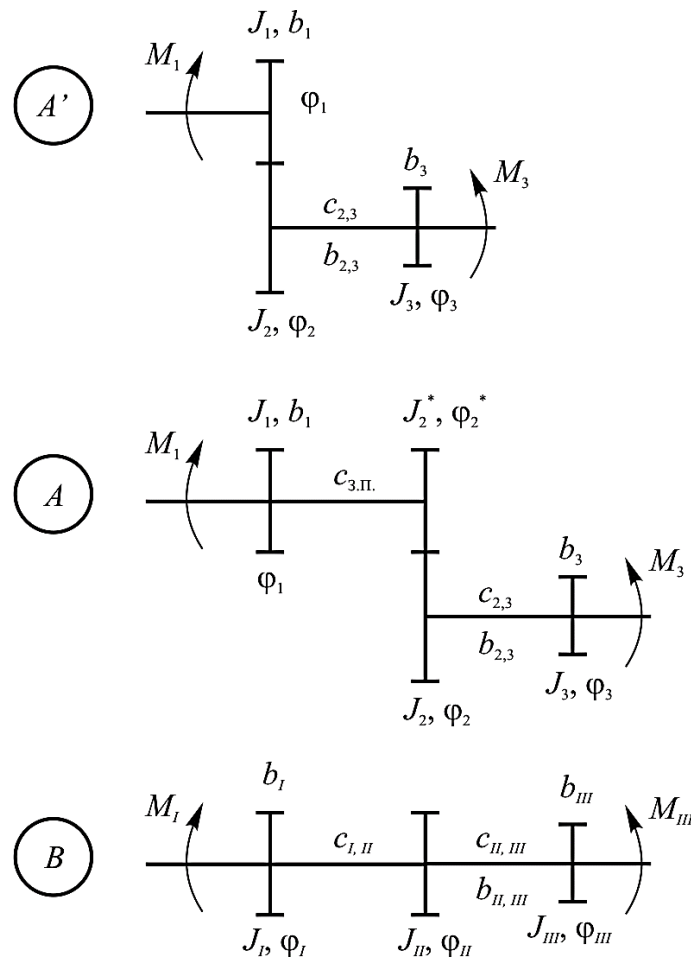


Рис. 7. Динамическая система с зубчатым зацеплением

При неучете упругости зубчатого зацепления вместо схемы A за исходную следует принять схему A' .

Запишем выражения, для кинетических и потенциальных энергий, диссипативных функций исходной A и эквивалентной B систем и для работ W внешних крутящих моментов.

$$T_A = \frac{1}{2} (J_1 \dot{\varphi}_1^2 + J_2 \dot{\varphi}_2^2 + J_3 \dot{\varphi}_3^2);$$

$$T_B = \frac{1}{2} (J_I \dot{\varphi}_I^2 + J_{II} \dot{\varphi}_{II}^2 + J_{III} \dot{\varphi}_{III}^2);$$

$$\begin{aligned}\Pi_A &= \frac{1}{2} \left(c_{3\Pi} (\phi_1 - \phi_2^*)^2 + c_{2,3} (\phi_2 - \phi_3)^2 \right); \\ \Pi_B &= \frac{1}{2} \left(c_{I,II} (\phi_I - \phi_{II})^2 + c_{II,III} (\phi_{II} - \phi_{III})^2 \right); \\ \Phi_A &= \frac{b_{2,3}}{n+1} |\phi_2 - \phi_3|^k |\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_3|^{n+1} + \frac{b_1}{n+1} |\phi_1|^k |\dot{\phi}_1|^{n+1} + \frac{b_3}{n+1} |\phi_3|^k |\dot{\phi}_3|^{n+1}; \\ \Phi_B &= \frac{b_{II,III}}{n+1} |\phi_{II} - \phi_{III}|^k |\dot{\phi}_{II} - \dot{\phi}_{III}|^{n+1} + \frac{b_I}{n+1} |\phi_I|^k |\dot{\phi}_I|^{n+1} + \frac{b_{III}}{n+1} |\phi_{III}|^k |\dot{\phi}_{III}|^{n+1}; \\ W_A &= M_1 \varphi_1 + M_3 \varphi_3; \\ W_B &= M_I \varphi_I + M_{III} \varphi_{III}.\end{aligned}$$

Для эквивалентности динамических систем A и B необходимо потребовать, чтобы $T_A = T_B$, $\Pi_A = \Pi_B$, $\Phi_A = \Phi$, $W_A = W_B$.

Приведем все параметры динамической системы, например, к валу, на котором расположена масса с моментом инерции J_1 . В этом случае естественно потребовать, чтобы массы с моментами инерции J_2 и J_3 вращались бы с той же средней угловой скоростью, что и масса с моментом инерции J_1 (были расположены как бы на этом же валу). Тогда

$$\dot{\phi}_I = \dot{\phi}_1; \dot{\phi}_{II} = \dot{\phi}_2 \cdot u_{1,2}; \dot{\phi}_{III} = \dot{\phi}_3 \cdot u_{1,2}.$$

Аналогично

$$\varphi_I = \varphi_1; \varphi_{II} = \varphi_2 \cdot u_{1,2}; \varphi_{III} = \varphi_3 \cdot u_{1,2}.$$

С учетом этих выражений получим:

$$\text{при } T_A = T_B: J_I = J_1; J_{II} = \frac{J_2}{u_{1,2}^2}; J_{III} = \frac{J_3}{u_{1,2}^2};$$

$$\text{при } \Pi_A = \Pi_B: c_{I,II} = c_{3\Pi}; c_{II,III} = \frac{c_{2,3}}{u_{1,2}^2};$$

$$\text{при } \Phi_A = \Phi_B: b_I = b_1; b_{II,III} = \frac{b_{2,3}}{u_{1,2}^{k+n+1}}; b_{III} = \frac{b_3}{u_{1,2}^{k+n+1}};$$

$$\text{при } W_A = W_B: M_I = M_1; M_{III} = \frac{M_3}{u_{1,2}}.$$

Если приводить все параметры динамической системы к валу, на котором расположены массы с моментами инерции J_2 и J_3 , то естественно потребовать, чтобы

$$\dot{\phi}_I = \frac{\dot{\phi}_1}{u_{1,2}}; \dot{\phi}_{II} = \dot{\phi}_2; \dot{\phi}_{III} = \dot{\phi}_3;$$

$$\varphi_I = \frac{\varphi_1}{u_{1,2}}; \varphi_{II} = \varphi_2; \varphi_{III} = \varphi_3.$$

С учетом этих выражений получим:

$$\text{при } T_A = T_B: J_I = J_1 \cdot u_{1,2}^2; J_{II} = J_2; J_{III} = J_3;$$

$$\text{при } \Pi_A = \Pi_B: c_{I,II} = c_{3\Pi} \cdot u_{1,2}^2; c_{II,III} = c_{2,3};$$

при $\Phi_A = \Phi_B$: $b_I = b_1 \cdot u_{1,2}^{k+n+1}$; $b_{II,III} = b_{2,3}$; $b_{III} = b_3$;

при $W_A = W_B$: $M_I = M_1 \cdot u_{1,2}$; $M_{III} = M_3$.

Эти выражения позволяют находить эквивалентные параметры динамических систем трансмиссии при так называемом редуцировании (приведении всех моментов инерции к одному валу).

После приведения всех параметров динамической системы, изображенной на рис. 5, к одному из валов трансмиссии, получим динамическую систему, изображенную на рис. 8.

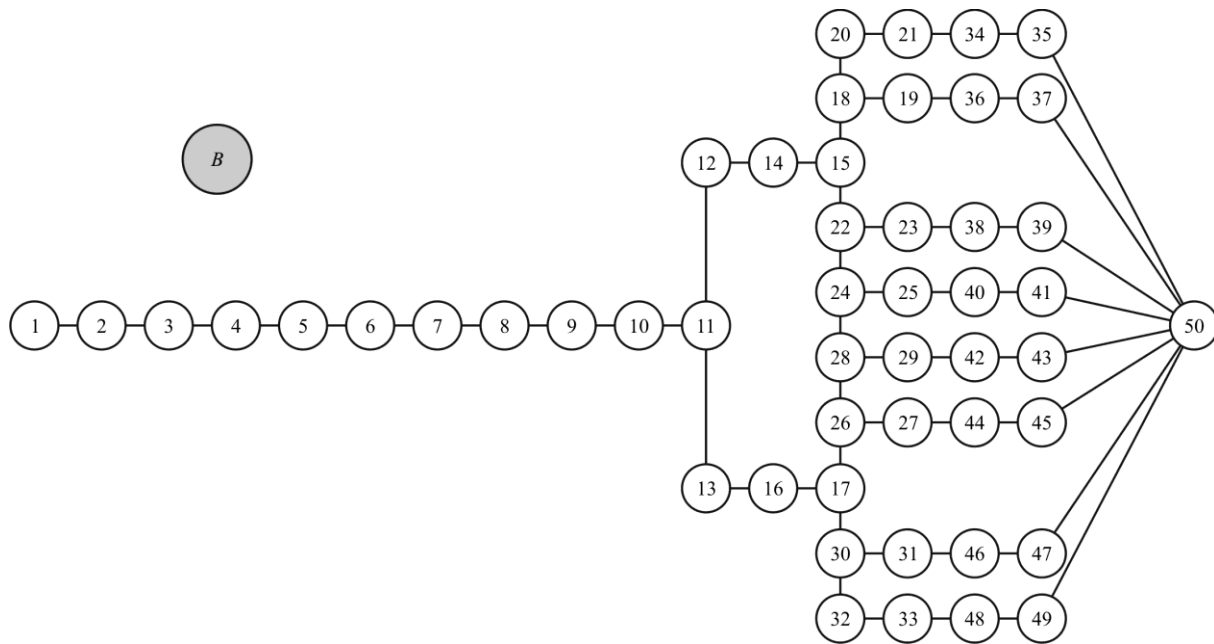


Рис. 8. Редуцированная динамическая система трансмиссии

Если в качестве вала приведения выбран вал, на котором расположены массы с моментами инерции $J_1 \dots J_8$, то согласно сказанному выше

$$J_{1(B)} = J_{1(A)}; J_{9(B)} = \frac{J_{9(A)}}{u_{\text{КП}}^2}; J_{12(B)} = \frac{J_{12(A)}}{(u_{\text{КП}} u_{\text{ПК}})^2}; J_{15(B)} = \frac{J_{15(A)}}{(u_{\text{КП}} u_{\text{ПК}} u_{\text{БРК}})^2}; J_{19(B)} = \frac{J_{19(A)}}{(u_{\text{КП}} u_{\text{ПК}} u_{\text{БРК}} u_{\text{БР}})^2};$$

$$J_{35(B)} = \frac{J_{35(A)}}{(u_{\text{КП}} u_{\text{ПК}} u_{\text{БРК}} u_{\text{БР}} u_{\text{КР}})^2}; J_{50(B)} = \frac{J_{50(A)}}{(u_{\text{КП}} u_{\text{ПК}} u_{\text{БРК}} u_{\text{БР}} u_{\text{КР}})^2}; c_{1,2(B)} = c_{1,2(A)}; c_{9,10(B)} = \frac{c_{9,10(A)}}{u_{\text{КП}}^2};$$

$$c_{12,14(B)} = \frac{c_{12,14(A)}}{(u_{\text{КП}} u_{\text{ПК}})^2}; c_{15,18(B)} = \frac{c_{15,18(A)}}{(u_{\text{КП}} u_{\text{ПК}} u_{\text{БРК}})^2}; c_{19,36(B)} = \frac{c_{19,36(A)}}{(u_{\text{КП}} u_{\text{ПК}} u_{\text{БРК}} u_{\text{БР}})^2};$$

$$c_{35,50(B)} = \frac{c_{35,50(A)}}{(u_{\text{КП}} u_{\text{ПК}} u_{\text{БРК}} u_{\text{БР}} u_{\text{КР}})^2};$$

$$b_{1,2(B)} = b_{1,2(A)}; b_{9,10(B)} = \frac{b_{9,10(A)}}{u_{\text{КП}}^{k+n+1}}; b_{12,14(B)} = \frac{b_{12,14(A)}}{(u_{\text{КП}} u_{\text{ПК}})^{k+n+1}}; b_{15,18(B)} = \frac{b_{15,18(A)}}{(u_{\text{КП}} u_{\text{ПК}} u_{\text{БРК}})^{k+n+1}};$$

$$b_{19,36(B)} = \frac{b_{19,36(A)}}{(u_{\text{КП}} u_{\text{ПК}} u_{\text{БРК}} u_{\text{БР}})^{k+n+1}}; b_{35,50(B)} = \frac{b_{35,50(A)}}{(u_{\text{КП}} u_{\text{ПК}} u_{\text{БРК}} u_{\text{БР}} u_{\text{КР}})^{k+n+1}},$$

где подстрочные индексы (A) и (B) означают, что соответствующие параметры относятся либо к системе A (см. рис. 5), либо к системе B (см. рис. 8).

Если же в качестве вала приведения выбран вал колеса, т.е. вал, на котором расположены массы с моментами инерции $J_{35}, J_{37}, J_{39} \dots J_{50}$, (рис. 8), то получим другие значения параметров:

$$\begin{aligned} J_{1(B)} &= J_{1(A)} \cdot (u_{\text{КП}} u_{\text{РК}} u_{\text{БРК}} u_{\text{БР}} u_{\text{КР}})^2; \quad J_{9(B)} = J_{9(A)} \cdot (u_{\text{РК}} u_{\text{БРК}} u_{\text{БР}} u_{\text{КР}})^2; \quad J_{12(B)} = J_{12(A)} \cdot (u_{\text{БРК}} u_{\text{БР}} u_{\text{КР}})^2; \\ J_{15(B)} &= J_{15(A)} \cdot (u_{\text{БР}} u_{\text{КР}})^2; \quad J_{19(B)} = J_{19(A)} \cdot u_{\text{КР}}^2; \quad J_{35(B)} = J_{35(A)}; \quad J_{50(B)} = J_{50(A)}; \\ c_{1,2(B)} &= c_{1,2(A)} \cdot (u_{\text{КП}} u_{\text{РК}} u_{\text{БРК}} u_{\text{БР}} u_{\text{КР}})^2; \quad c_{9,10(B)} = c_{9,10(A)} \cdot (u_{\text{РК}} u_{\text{БРК}} u_{\text{БР}} u_{\text{КР}})^2; \\ c_{12,14(B)} &= c_{12,14(A)} \cdot (u_{\text{БРК}} u_{\text{БР}} u_{\text{КР}})^2; \quad c_{15,18(B)} = c_{15,18(A)} \cdot (u_{\text{БР}} u_{\text{КР}})^2; \quad c_{19,36(B)} = c_{19,36(A)} \cdot u_{\text{КР}}^2; \\ c_{35,50(B)} &= c_{35,50(A)}; \\ b_{1,2(B)} &= b_{1,2(A)} \cdot (u_{\text{КП}} u_{\text{РК}} u_{\text{БРК}} u_{\text{БР}} u_{\text{КР}})^{k+n+1}; \quad b_{9,10(B)} = b_{9,10(A)} \cdot (u_{\text{РК}} u_{\text{БРК}} u_{\text{БР}} u_{\text{КР}})^{k+n+1}; \\ b_{12,14(B)} &= b_{12,14(A)} \cdot (u_{\text{БРК}} u_{\text{БР}} u_{\text{КР}})^{k+n+1}; \quad b_{15,18(B)} = b_{15,18(A)} \cdot (u_{\text{БР}} u_{\text{КР}})^{k+n+1}; \quad b_{19,36(B)} = b_{19,36(A)} \cdot u_{\text{КР}}^{k+n+1}; \\ b_{35,50(B)} &= b_{35,50(A)}. \end{aligned}$$

Заключение

Представленная методика позволяет определять инерционные, упругие и демпфирующие параметры исходных динамических систем колесных машин, в том числе соответствующие параметры динамических систем трансмиссии, приведенные к одному валу, что позволяет исследовать движение этих систем при произвольном, в частности, полигармоническом воздействии на систему.

Список литературы

- [1]. Руктешель О. С. Определение динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля: учебно-методическое пособие для специальности 1-37 01 02 "Автомобилестроение" / О. С. Руктешель. Минск: БНТУ. 2010. 49 с.
- [2]. Волченко Т.С. Оптимизация параметров виброзащиты грузовых автотранспортных средств по критерию минимума динамических нагрузок: дис.... канд. техн. наук. Челябинск: ЮУГУ. 2014. 148 с.
- [3]. Кондрашкин В.М., Контанистов С.П., Семенов В.М. Принципы построения математических моделей динамики движения автомобиля //Автомобильная промышленность. 1979. № 7. С. 24-27.
- [4]. Исаченков В.С., Симанович В.А. Математическая модель колесной трелевочной машины // Труды БГТУ. Лесная и деревообрабатывающая промышленность. 2011. № 2. С. 75-81.
- [5]. Зайцев А.Р. Исследование осевой динамики механизма сухого фрикционного двойного сцепления // Труды СПГТУ. Теория механизмов и машин. Колебания в машинах. 2013. № 1. Том 11. С. 32-42.

- [6]. Полунгян А.А., Фоминых А.Б. Методы учета рассеяния энергии в механических системах при полигармонических возмущающих воздействиях // Вестник машиностроения. 1990. № 6. С. 12-16.