Машины и Установки: проектирование, разработка и эксплуатация

Сетевое издание МГТУ им. Н.Э. Баумана

http://aplantsjournal.ru

Ссылка на статью

// Машины и Установки: проектирование, разработка и эксплуатация. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2017. № 01. С. 12–24.

DOI: **10.24108/aplts.0117.0000056**

Представлена в редакцию: 08.01.2017

Исправлена: 22.01.2017

УДК 629.3

Формирование расчетных динамических систем трансмиссий колесных машин

Фоминых А.Б.[1], **Жеглов Л.Ф.**[1,*]

[*] sheglov.l.f@mail.ru

[1] МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

На основе энергетических принципов получены выражения для определения эквивалентных инерционных, упругих и демпфирующих параметров расчетных динамических систем колесных машин при изменении структуры и уменьшении числа масс системы. Представленная методика дает возможность исследовать движение этих систем при произвольном, в том числе, полигармоническом возмущении на систему, используя не приведенные коэффициенты линейного трения, а расчетные или полученные по экспериментальным данным параметры трения в элементах динамической системы, независящие от частоты и амплитуды колебаний.

Ключевые слова: колесная машина, крутящий момент, динамическая система, инерционные параметры, упругие параметры, демпфирующие параметры, коэффициенты трения, кинетическая энергия, потенциальная энергия, диссипативная функция, работа крутящих моментов, парциальные частоты колебаний

Введение

Для расчета нагруженности деталей трансмиссии колесных машин необходимо сформировать соответствующие расчетные динамические системы, определить инерционные, упругие и демпфирующие параметры этих систем.

Начальной точкой этого процесса является формирование исходной динамической системы [1]. В дальнейшем с целью сокращения времени на вычисления стремятся уменьшить число масс этой системы, а иногда и упростить её структуру. 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), что возможно при равенстве энергетических характеристик соответствующих систем, т.е. их кинетических и потенциальных энергий, диссипативных функций, работ внешних сил.

Обычно при формировании исходных и расчетных динамических систем все виды трения стремятся привести к линейно-вязкому [2]. Однако это не позволяет исследовать движение этих систем при произвольном, в частности, полигармоническом воздействии (например, со стороны двигателя внутреннего сгорания), так как в этом случае приведённые коэффициенты линейного трения будут зависеть от частоты и амплитуды колебаний.

Целью данной работы является определение эквивалентных параметров расчетных динамических систем колесных машин, в том числе диссипативных параметров для общего случая трения [3].

Определение эквивалентных параметров

Как было отмечено ранее, в большинстве случаев стремятся упростить полученную исходную динамическую систему. Один из путей такого упрощения – сокращение числа ответвлений динамической системы, вплоть до перехода к системе без ответвлений. Такие упрощения дают минимальные погрешности при наличии симметрии, как в самой динамической системе, так и в условиях ее нагружения.

Рассмотрим решение данной задачи на примере перехода от крутильной системы A к системе B (рис. 1). Здесь J_1, J_2, J_3, J_4, φ_1, φ_2, φ_3, φ_4 – моменты инерции и углы отклонения масс исходной системы; J_I, J_{II}, J_{III}, φ_I, φ_{II}, φ_{III} – моменты инерции и углы отклонения масс эквивалентной системы; $c_{1,2}$, $c_{2,3}$, $c_{3,4}$, $c_{1,4}$, $c_{I,II}$, $c_{II,III}$ и $b_{1,2}$, $b_{2,3}$, $b_{3,4}$, $b_{1,4}$, $b_{I,II}$, $b_{II,III}$ – коэффициенты жесткости и трения соответствующих участков; b_2, b_4, b_{II} – коэффициенты трения на массах; M_1, M_2, M_4, M_I, M_{II} – внешние крутящие моменты.

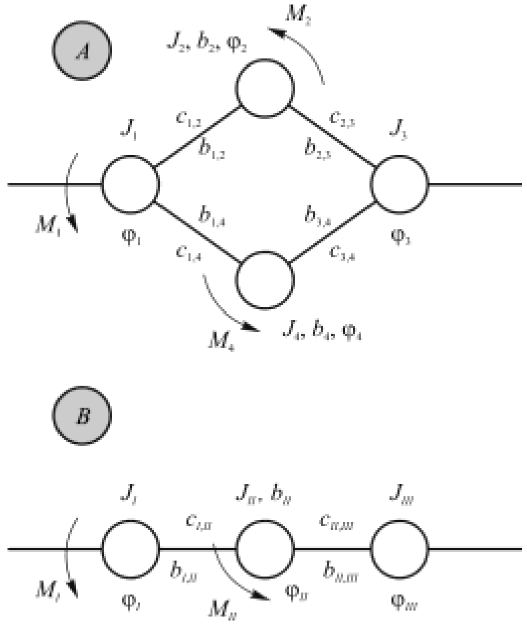

Рис. 1. Исходная и эквивалентная динамические системы

Выражения для кинетических T и потенциальных П энергий, диссипативных функций Ф и работ W внешних крутящих моментов исходной A и эквивалентной B систем запишем в виде [1]

$$T_A = \frac{1}{2}\left(J_1\dot{\varphi}_1^2 + J_2\dot{\varphi}_2^2 + J_3\dot{\varphi}_3^2 + J_4\dot{\varphi}_4^2\right);$$

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

$$\Pi_A = \frac{1}{2}\left(c_{1,2}(\varphi_1-\varphi_2)^2 + c_{2,3}(\varphi_2-\varphi_3)^2 + c_{1,4}(\varphi_1-\varphi_4)^2 + c_{3,4}(\varphi_3-\varphi_4)^2\right);$$

$$\Pi_B = \frac{1}{2}\left(c_{I,II}(\varphi_I-\varphi_{II})^2 + c_{II,III}(\varphi_{II}-\varphi_{III})^2\right);$$

$$\Phi_A = \frac{b_{1,2}}{n+1}|\varphi_1-\varphi_2|^k|\dot{\varphi}_1-\dot{\varphi}_2|^{n+1} + \frac{b_{2,3}}{n+1}|\varphi_2-\varphi_3|^k|\dot{\varphi}_2-\dot{\varphi}_3|^{n+1} + \frac{b_{1,4}}{n+1}|\varphi_1-\varphi_4|^k|\dot{\varphi}_1-\dot{\varphi}_4|^{n+1} +$$
$$+\frac{b_{3,4}}{n+1}|\varphi_3-\varphi_4|^k|\dot{\varphi}_3-\dot{\varphi}_4|^{n+1} + \frac{b_2}{n+1}|\varphi_2|^k|\dot{\varphi}_2|^{n+1} + \frac{b_4}{n+1}|\varphi_4|^k|\dot{\varphi}_4|^{n+1};$$

$$\Phi_B = \frac{b_{I,II}}{n+1}|\varphi_I-\varphi_{II}|^k|\dot{\varphi}_I-\dot{\varphi}_{II}|^{n+1} + \frac{b_{II,III}}{n+1}|\varphi_{II}-\varphi_{III}|^k|\dot{\varphi}_{II}-\dot{\varphi}_{III}|^{n+1} + \frac{b_{II}}{n+1}|\varphi_{II}|^k|\dot{\varphi}_{II}|^{n+1};$$

$$W_A = M_1\varphi_1 + M_2\varphi_2 + M_4\varphi_4;$$

$$W_B = M_I\varphi_I + M_{II}\varphi_{II}.$$

Для эквивалентности динамических систем *A* и *B* необходимо потребовать, чтобы

$$T_A = T_B,\ \Pi_A = \Pi_B,\ \Phi_A = \Phi_B,\ W_A = W_B.$$

Так как условием перехода от системы *A* к системе *B* является близость величин соответствующих параметров двух ответвлений друг другу, т.е. $J_2 \approx J_4$; $c_{1,2} \approx c_{1,4}$; $c_{2,3} \approx c_{3,4}$; $b_2 \approx b_4$; $b_{1,2} \approx b_{1,4}$; $b_{2,3} \approx b_{3,4}$, а также близость воздействующих на них внешних возмущающих факторов $M_2 \approx M_4$, то это должно привести к тому, что утлы отклонений J_2 и J_4 и их скорости $\varphi_2 \approx \varphi_4$ и $\dot{\varphi}_2 \approx \dot{\varphi}_4$.

Если перейти в последних приближенных равенствах к точным и поставить естественные для эквивалентного перехода от системы *A* к системе *B* условия $\varphi_I = \varphi_1$; $\dot{\varphi}_I = \dot{\varphi}_1$; $\varphi_{II} = \varphi_2 = \varphi_4$; $\dot{\varphi}_{II} = \dot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}_4$; $\varphi_{III} = \varphi_3$; $\dot{\varphi}_{III} = \dot{\varphi}_3$, то получим

при $T_A = T_B$: $J_I = J_1$; $J_{II} = J_2 + J_4$; $J_{III} = J_3$;

при $\Pi_A = \Pi_B$: $c_{I,II} = c_{1,2} + c_{1,4}$; $c_{II,III} = c_{2,3} + c_{3,4}$;

при $\Phi_A = \Phi_B$: $b_{I,II} = b_{1,2} + b_{1,4}$; $b_{II,III} = b_{2,3} + b_{3,4}$; $b_{II} = b_2 + b_4$;

при $W_A = W_B$: $M_I = M_1$; $M_{II} = M_2 + M_4$.

С учетом сказанного для случая, если колесная машина движется по дороге, профиль которой одинаков для колес обоих бортов, т.е. совпадает для них как по характеру процесса, так и по фазе, и при этом аналогичные параметры систем подрессоривания, шин и параметры трансмиссии для левого и правого бортов равны друг другу, то от исходной динамической системы трансмиссии четырехосной полноприводной колесной машины(рис. 2) после «сложения бортов» можно перейти к динамической системе с меньшим числом масс (рис. 3).

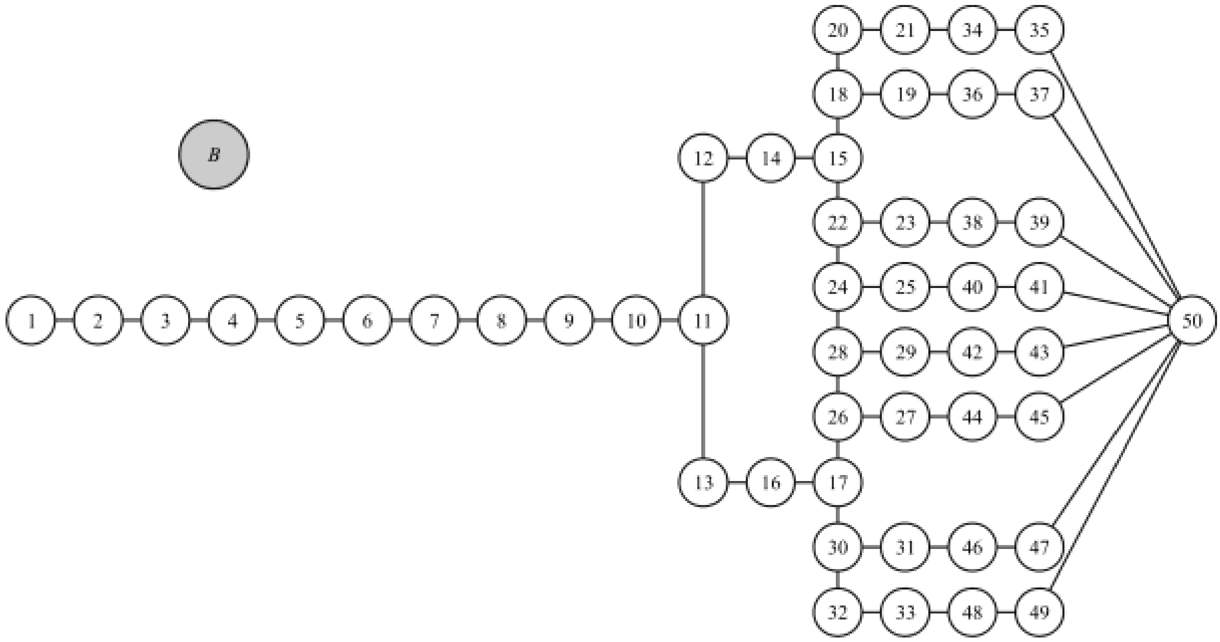

Рис. 2. Исходная динамическая система трансмиссии

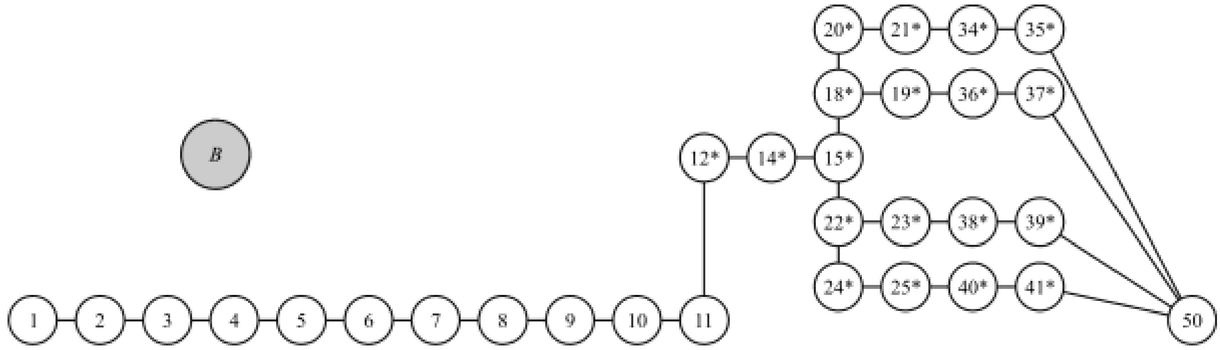

Рис. 3. Эквивалентная динамическая система трансмиссии после «сложения бортов»

При этом элементы, отмеченные звездочками, и характеристики их упругих и диссипативных связей с соседними элементами, будут отличаться от аналогичных на рис. 2:

$$J_{12*} = J_{12} + J_{13};\ J_{14*} = J_{14} + J_{16};\ J_{15*} = J_{15} + J_{17};\ J_{18*} = J_{18} + J_{26};$$

$$c_{11,12*} = c_{11,12} + c_{11,13};\ c_{12*,14*} = c_{12,14} + c_{13,16};\ c_{14*,15*} = c_{14,15} + c_{16,17};$$

$$b_{11,12*} = b_{11,12} + b_{11,13};\ b_{12*} = b_{12} + b_{13};\ b_{12*,14*} = b_{12,14} + b_{13,16}.$$

Если для указанной четырехосной колесной машины пренебречь отличиями в параметрах трансмиссии для передней и задней тележек и считать одинаковыми внешние силовые воздействия на обе тележки, то после «сложения тележек» вместо динамической системы, изображенной на рис. 3, получим динамическую систему, изображенную на рис. 4, где

$$J_{18^{\Delta}} = J_{18*} + J_{22*};\ J_{20^{\Delta}} = J_{20*} + J_{24*};\ J_{19^{\Delta}} = J_{19*} + J_{23*};$$

$$c_{15*,18^{\Delta}} = c_{15*,18*} + c_{15*,22*};\ c_{18^{\Delta},20^{\Delta}} = c_{18*,20*} + c_{22*,24*};$$

$$b_{15*,18^{\Delta}} = b_{15*,18*} + b_{15*,22*};\ b_{18^{\Delta}} = b_{18*} + b_{22*};\ b_{18^{\Delta},20^{\Delta}} = b_{18*,20*} + b_{22*,24*}.$$

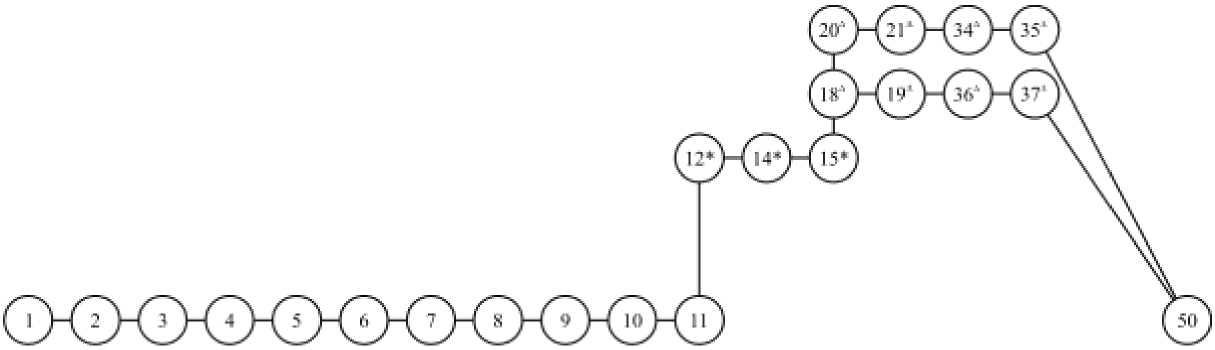

Рис. 4. Эквивалентная динамическая система трансмиссии после «сложения тележек»

Этот процесс упрощения в некоторых случаях может быть продолжен до полного устранения параллельных ответвлений и перехода к «рядной» динамической системе. Особенно очевиден такой результат для динамической системы трансмиссии машины с колесной формулой 4x2, когда из-за наличия только одного ведущего моста после «сложения бортов» сразу получаем «рядную» систему. Следует отметить, что сокращение числа ответвлений в динамических системах колесных машин недопустимо в случае, если параметры этих ответвлений существенно различаются между собой, или если внешние воздействия на эти ответвления неодинаковы (например, колесная машина движется по несимметричному профилю дороги, что приводит к неодинаковым воздействиям на колеса левого и правого бортов).

Определение эквивалентных параметров динамических систем колесных машин при упрощениях без изменения структуры этих систем. Метод «парциальных частот»

Обычно сокращение числа ответвлений в исходной динамической системе колесной машины (даже если это в принципе является возможным) не приводит к необходимому сокращению числа масс системы. Особенно это касается динамических систем трансмиссии, где в исходных системах присутствует достаточно много масс с малыми моментами инерции, соединенных к тому же упругими связями с большими коэффициентами жесткости.

Наличие таких масс обусловливает возникновение в системе колебаний с высокими частотами и приводит к увеличению времени при расчетах этих колебаний. Это может быть оправдано лишь в редких случаях при необходимости изучения широкого спектра колебаний в данной динамической системе, когда это связано со звуковой вибрацией.

Для определения влияния колебаний на прочность тех или иных деталей колесной машины обычно бывает достаточным ограничиться рассмотрением колебаний с низкими частотами, что с допустимой точностью может быть достигнуто при рассмотрении динамической системы с малым числом масс. Все это приводит к необходимости уменьшать число масс в расчетных динамических системах колесных машин.

Наиболее распространенным методом, позволяющим уменьшить число масс в динамической системе без изменения ее структуры, является метод «парциальных частот» [4].

Суть его заключается в замене в рассматриваемой динамической системе отдельных парциальных подсистем типа *A* на подсистемы типа *B* или наоборот, как показано на рис. 5, где в качестве примера взята крутильная система. Каждая такая замена приводит к уменьшению числа масс общей динамической системы на единицу.

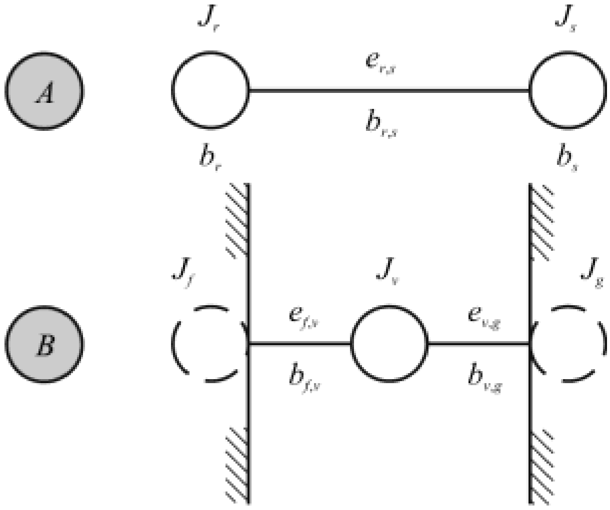

Рис. 5. Парциальные системы двух типов

В данном случае в добавлении к соблюдаемым в принципе энергетическим соотношениям применяется правило равенства частот свободных колебаний парциальных систем обоих типов. Чтобы это обеспечить необходимо при переходе от системы типа *A* к системе типа *B* использовать равенства

$$J_\upsilon = J_r + J_s;\quad e_{f,\upsilon} = e_{r,s}\frac{J_s}{J_r + J_s};\quad e_{\upsilon,g} = e_{r,s}\frac{J_r}{J_r + J_s}, \tag{1}$$

а при переходе от системы типа *B* к системе типа *A*:

$$e_{r,s} = e_{f,\upsilon} + e_{\upsilon,g};\quad J_r = J_\upsilon\frac{e_{\upsilon,g}}{e_{f,\upsilon} + e_{\upsilon,g}};\quad J_s = J_\upsilon\frac{e_{f,\upsilon}}{e_{f,\upsilon} + e_{\upsilon,g}}. \tag{2}$$

где J_r, J_s, J_υ – моменты инерции масс;

$e_{f,\upsilon}$, $e_{\upsilon,g}$, $e_{r,s}$ – коэффициенты податливостей.

Чтобы найти выражение для собственной частоты колебаний системы типа *A*, запишем дифференциальные уравнения свободных колебаний этой системы:

$$\begin{cases} J_r\ddot{\varphi}_r + c_{r,s}(\varphi_r - \varphi_s) = 0; \\ J_s\ddot{\varphi}_s - c_{r,s}(\varphi_r - \varphi_s) = 0, \end{cases}$$

или

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_r + \dfrac{c_{r,s}}{J_r}(\varphi_r - \varphi_s) = 0; \\ \ddot{\varphi}_s - \dfrac{c_{r,s}}{J_s}(\varphi_r - \varphi_s) = 0. \end{cases}$$

Вводя новую переменную $\varphi = \varphi_r - \varphi_s$ и вычитая из первого уравнения второе, получаем

$$\ddot{\phi} + \left(\frac{c_{r,s}}{J_r} + \frac{c_{r,s}}{J_s}\right)\phi = 0.$$

В результате собственная частота колебаний системы типа A

$$\omega_A = \sqrt{\frac{c_{r,s}(J_r + J_s)}{J_r J_s}} = \sqrt{\frac{J_r + J_s}{e_{r,s} J_r J_s}}.$$

Для системы типа *B* уравнение свободных колебаний имеет вид

$$J_\upsilon \ddot{\phi}_\upsilon + (c_{f,\upsilon} + c_{\upsilon,g})\phi_\upsilon = 0,$$

а собственная частота колебаний

$$\omega_B = \sqrt{\frac{c_{f,\upsilon} + c_{\upsilon,g}}{J_\upsilon}} = \sqrt{\frac{e_{f,\upsilon} + e_{\upsilon,g}}{J_\upsilon e_{f,\upsilon} e_{\upsilon,g}}}.$$

Непосредственной подстановкой выражений (1) в последнее равенство можно убедиться, что частота свободных колебаний ω_B эквивалентной системы типа *B* будет равна частоте свободных колебаний ω_A исходной системы типа *A*.

Аналогичным образом, подставляя выражения (2) в равенство для ω_A, можно убедиться, что при переходе от системы типа *B* к системе типа *A* с использованием выражений (2) обеспечивается равенство частот свободных колебаний этих двух систем.

При упрощении динамических систем методом «парциальных частот» исходную систему (изображенную, например, на рис. 2, 3 или 4) разбивают на подсистемы типа *A* и типа *B* (рис.6).

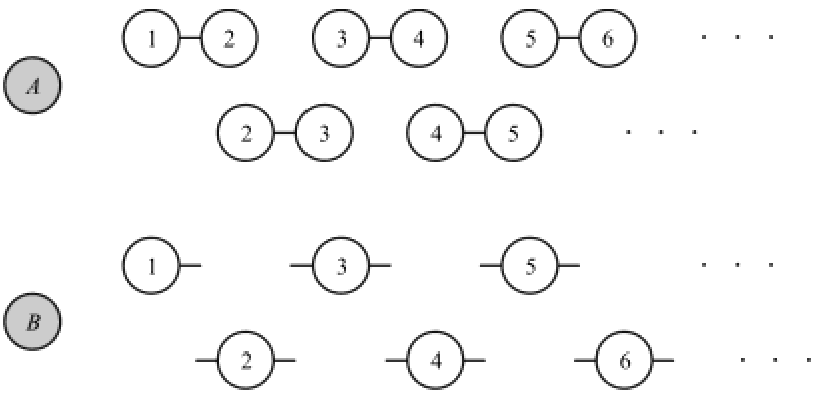

Рис. 6. Упрощение динамических систем методом «парциальных частот»

Для каждой из этих парциальных систем вычисляют частоту свободных колебаний. Парциальную систему, для которой частота свободных колебаний имеет максимальное значение, преобразуют по формулам (1), либо (2) в парциальную систему другого типа. После соединения элементов вновь полученной парциальной системы с соседними массами или упругими участками по формулам, приведенным в работе [1], процесс повторяется.

Упрощение целесообразно проводить до тех пор, пока отношение максимальной парциальной частоты динамической системы и верхней границы рассматриваемого частотного диапазона возмущающих воздействий остается больше 2…2,5 [5].

К сожалению, в данном случае при упрощениях не удается использовать принцип равенства кинетической и потенциальной энергий для исходной и упрощенной динамических систем из-за разного числа их обобщенных координат.

Это также касается диссипативных функций этих систем. Поэтому для подсчета коэффициентов трения при упрощениях динамических систем введем некоторые допущения.

Будем считать, что при наличии трения, ввиду малого влияния последнего на частоты свободных колебаний, можно пользоваться зависимостями (1) и (2).

Пусть трение в упругих соединениях и на массах характеризуется одними и теми же параметрами k и n. Определим сначала, как следует вычислять коэффициенты трения на массах. Примем следующие допущения.

Во-первых, будем считать, что рассеяние энергии на массе в равной мере обусловлено равными элементарными частями этой массы. То есть, если в пределах одной массы выделить две ее части, обладающие равными моментами инерции, то обе эти части будут рассеивать равные количества энергии и будут обладать одинаковыми коэффициентами трения.

Во-вторых, будем предполагать, что способность рассеивать энергию неразрывно связана с массой и с каждой ее частью, т.е. переходит вместе с ними при упрощении системы.

При переходе от системы типа A к системе типа B, согласно формуле (1), моменты инерции J_r и J_s суммируются, поэтому имеем для коэффициентов трения на массах, согласно [1]:

$$b_\upsilon = b_r + b_s.$$

Рассмотрим обратный переход от системы типа B к системе типа A. Если в пределах массы с J_0 выделить части, равные массам с J_r и J_s, то, исходя из первого допущения, получим

$$\frac{b_r}{b_\upsilon} = \frac{J_r}{J_\upsilon};\ \frac{b_s}{b_\upsilon} = \frac{J_s}{J_\upsilon}.$$

Далее, согласно второму допущению, коэффициенты трения b_r и b_s сохранят свои значения и при выделении из массы с J_υ частей с независимыми моментами инерции J_r и J_s. Тогда из последних равенств с учетом выражения (2) получим

$$b_r = b_\upsilon \frac{J_r}{J_\upsilon} = b_\upsilon \frac{e_{\upsilon,g}}{e_{r,s}};$$

$$b_s = b_\upsilon \frac{J_s}{J_\upsilon} = b_\upsilon \frac{e_{f,\upsilon}}{e_{r,s}}.$$

Перейдем теперь к определению коэффициентов трения $b_{r,s}$, $b_{f,\upsilon}$, $b_{\upsilon,g}$ в упругих соединениях. Будем считать, что рассеянная в упругом соединении энергия является суммой потерь энергии на каждом из элементарных участков этого соединения. Причем, если в любом упругом соединении выделить два элемента с одинаковыми податливостями, то в каждом из этих элементов будет рассеиваться одинаковое количество энергии, и они будут характеризоваться одинаковыми коэффициентами трения.

При переходе от системы типа *B* к системе типа *A* коэффициент податливости $e_{r,s}$ определяется согласно (2), как при последовательном соединении упругих участков. Тогда, согласно [1],

$$b_{r,s} = b_{f,\upsilon}\left(\frac{e_{f,\upsilon}}{e_{r,s}}\right)^{k+n+1} + b_{\upsilon,g}\left(\frac{e_{\upsilon,g}}{e_{r,s}}\right)^{k+n+1}.$$

Рассмотрим теперь переход от системы типа *A* к системе типа *B*. Не ограничивая общности выводов, предположим, что J_r и J_s – целые числа. Обозначим

$$e_i = \frac{e_{r,s}}{J_r + J_s}, \text{ тогда } e_{r,s} = e_i(J_r + J_s).$$

Заменив в выражениях (1) $e_{r,s}$ в соответствии с последней формулой, имеем

$$e_{f,\upsilon} = e_i J_s;$$

$$e_{\upsilon,g} = e_i J_r.$$

Таким образом, можно считать, что упругие соединения с податливостями $e_{r,s}$, $e_{f,\upsilon}$, $e_{\upsilon,g}$ будут состоять из последовательно соединенных участков с податливостью e_i, число которых равно $(J_r + J_s)$, J_s и J_r соответственно.

Обозначим b_i – коэффициент трения на участке с податливостью e_i. Тогда получим [1]

$$b_{r,s} = \sum_{i=1}^{J_r+J_s} b_i\left(\frac{e_i}{e_{r,s}}\right)^{k+n+1} = (J_r + J_s) b_i \left(\frac{e_i}{e_{r,s}}\right)^{k+n+1},$$

$$b_i = \frac{b_{r,s}}{J_r + J_s}\left(\frac{e_{r,s}}{e_i}\right)^{k+n+1}.$$

Аналогично

$$b_{f,\upsilon} = \sum_{i=1}^{J_s} b_i\left(\frac{e_i}{e_{f,\upsilon}}\right)^{k+n+1} = J_s b_i\left(\frac{e_i}{e_{f,\upsilon}}\right)^{k+n+1};$$

$$b_{\upsilon,g} = \sum_{i=1}^{J_r} b_i \left(\frac{e_i}{e_{\upsilon,g}} \right)^{k+n+1} = J_r b_i \left(\frac{e_i}{e_{\upsilon,g}} \right)^{k+n+1}.$$

или с учетом последнего выражения для b_i

$$b_{f,\upsilon} = b_{r,s} \frac{J_s}{J_r + J_s} \left(\frac{e_{r,s}}{e_{f,\upsilon}} \right)^{k+n+1};$$

$$b_{\upsilon,g} = b_{r,s} \frac{J_r}{J_r + J_s} \left(\frac{e_{r,s}}{e_{\upsilon,g}} \right)^{k+n+1}.$$

Принимая во внимание равенства (1), последние два выражения приводятся к виду

$$b_{f,\upsilon} = b_{r,s} \left(\frac{e_{r,s}}{e_{f,\upsilon}} \right)^{k+n};$$

$$b_{\upsilon,g} = b_{r,s} \left(\frac{e_{r,s}}{e_{\upsilon,g}} \right)^{k+n}.$$

В случаях, если трение в различных элементах динамической системы колесной машины характеризуется не одинаковыми показателями k и n, а также если на каком-либо одном или нескольких упругих участках или массах имеет место одновременно несколько видов трения, характеризуемых различными показателями k и n, то необходимо применять соответствующие формулы для каждого вида трения.

Изложенная методика дает возможность вычислить инерционные, упругие и демпфирующие параметры для расчетной динамической системы колесной машины. Эти параметры будут иметь постоянные значения, с их помощью можно проводить расчеты при произвольном задании возмущающих сил.

Следует отметить, что исходные параметры демпфирования могут быть рассчитаны согласно [3], или определены экспериментально [6].

При использовании параметров демпфирования в динамических системах возможны два подхода: приведение всех видов трения в системе к линейно-вязкому или использование в необходимых случаях нелинейных моделей трения.

Первый подход удобен, так как позволяет при расчете колебаний ограничиваться рамками теории линейных дифференциальных уравнений. Вычисление приведенных к линейно-вязким коэффициентам трения лучше осуществлять на последнем этапе формирования расчетной динамической системы по формулам, приведенным в работе [3]. Однако получаемые при этом эквивалентные коэффициенты линейно-вязкого трения в общем случае зависят от частоты колебаний и поэтому должны пересчитываться при изменении частоты возмущающего воздействия на динамическую систему. Все это затрудняет их использование при полигармоническом возбуждении и при переходных процессах.

Второй подход является более точным, хотя и более сложным, и позволяет исследовать колебания в динамических системах при произвольном задании возмущающих сил.

Заключение

Представлена методика определения инерционных, упругих и демпфирующих параметров расчетных динамических систем колесных машин, которая дает возможность исследовать движение этих систем при произвольном, в частности, полигармоническом воздействии на систему.

Список литературы

1. Фоминых А.Б., Жеглов Л.Ф. Формирование исходных динамических систем колесных машин // Инженерный вестник. 2016. № 12. С. 73-85.
2. Руктешель О.С. Определение динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля: учебно-методическое пособие. Минск: Изд-во Белорус. национал. техн. ун-та, 2010. 49 с.
3. Полунгян А.А., Фоминых А.Б. Методы учета рассеяния энергии в механических системах при полигармонических возмущающих воздействиях // Вестник машиностроения. 1990. № 6. С. 12-16.
4. Ривин Е.И. Динамика приводов станков. М.: Машиностроение, 1966. 203 с.
5. Полунгян А.А., Бурумкулов Ф.Х., Фоминых А.Б., Кондрашкин С.И. К вопросу о выборе числа степеней свободы расчетной динамической системы трансмиссии многоприводной колесной машины // Известия ВУЗов. Сер. Машиностроение. 1969. № 11. С. 165 – 170.
6. Даштиев И.З., Полунгян А.А., Афанасьев Б.А., Фоминых А.Б., Жеглов Л.Ф. Исследование демпфирования в упругих элементах на основе полимерных композиционных материалов // Вопросы оборонной техники. Сер. 15: Композиционные неметаллические материалы в машиностроении. 2002. Вып.1(127) - 2(128). С. 69-72.

Machines & Plants
Design & Exploiting
Electronic journal of the Bauman MSTU
http://aplantsjournal.ru

Machines andPlants:Design and Exploiting, 2017, no. 01, pp. 12–24.

DOI: **10.24108/aplts.0117.0000056**

Received: 08.01.2017
Revised: 22.01.2017

Forming the Calculated Dynamic Transmission Systems of Wheeled Vehicles

A.B. Fominykh[1], L.F. Zheglov[1,*]

[*] sheglov.l.f@mail.ru

[1]Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: wheel machine, torque, dynamic system, the inertial parameters elastic parameters, damping parameters, coefficients of friction, kinetic energy, potential energy, dissipative function, work torque, the partial oscillation frequency

To calculate dynamic loading of transmission parts of wheeled vehicles, it is necessary to build up the appropriate calculated dynamic systems and determine their inertial, elastic, and damping parameters.

The initial point of this process is to form an initial dynamic system. Hereafter, to cut the time of computations there is a need to reduce the number of masses of this system, and sometimes simplify its structure. The main requirement to be fulfilled in this case is that the calculated dynamical system is to be equivalent to the initial one (in terms of similarity of the vibrational process characteristics in these systems, i.e., the frequencies and modes of oscillations of both systems, their amplitude-frequency characteristics). This is possible when the energy characteristics of the corresponding systems are equal, i.e. their kinetic and potential energies, dissipative functions, and external force energies.

Usually, when forming the initial and calculated dynamic systems, all types of friction are reduced to a linearly viscous one. However, it disables us to investigate the motion of these systems if there is an arbitrary, in particular, poly-harmonic action (for example, on the side of the internal combustion engine), since in this case the linear friction coefficients given will depend on the frequency and amplitude of the oscillations.

The paper is aimed at determining the equivalent parameters of calculated dynamic systems of wheeled vehicles, including the dissipative parameters for the general case of friction.

On the basis of energy principles, the expressions are obtained to determine the equivalent inertial, elastic, and damping parameters of the calculated dynamical systems of wheeled vehicles when the structure is changed and the number of masses of the system is decreased. The presented technique enables us to investigate the motion of these systems under arbitrary, including poly-harmonic, action on the system, using the calculated or experimentally obtained friction parameters in the dynamic system components, which are independent on the frequency and the amplitude of the oscillations, rather than the reduced coefficients of linear friction.

References

1. Fominykh A. B. Zheglov L. F. Formation of the original dynamical systems of wheeled vehicles. *Inzhenernyj Zhurnal* [Engineering journal], 2016, no.12, pp. 73-85 (in Russian).
2. Rukteshel O. S. *Opredelenie dinamicheskikh nagruzok v transmisii avtomobilia* [Determination of dynamic loads in the drivetrain of a vehicle]: textbook. Minsk: BNTU Publ., 2010. 49 p. (in Russian).
3. Polungian A.A., Fominykh A.B. Accounting of energy dissipation in mechanical systems with polyharmonic perturbation effects. *Vestnik mashinostroeniia* [J. of Mechanical Engineering], 1990, no. 6, pp. 12-16 (in Russian).
4. Rivin E. I. *Dinamika privodov stankov* [Dynamics of machine tool spindles]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1966. 203 p. (in Russian).
5. Polungian A.A., Burumkulov F.Kh., Fominykh A.B., Kondrashkin S.I. The question of the choice of the number of degrees of freedom of the calculated dynamic transmission mnogoplodnaya wheeled vehicle // *Izvestiia vysshikh uchebnykh zavedenij. Ser. Mashinostroenie* [Proc. of Higher Educational Institutions. Machine Building], 1969, no. 11, pp. 165 – 170 (in Russian).
6. Dashtiev I.Z., Polungian A.A., Afanas'ev B.A., Fominykh A.B. Study of damping in the elastic elements, based on the polymer com-position of materials // *Voprosy oboronnoj tekhniki. Ser. 15:Kompozitsionnye nemetallicheskie materialy v mashinostroenii* [Questions of defense equipment. Ser. 15: Composite non-metallic materials in mechanical engineering], 2002, no. 1(127) - 2(128), pp. 69-72 (in Russian).