

В. В. Равино, доцент, БНТУ;
П. М. Галямов, аспирант, ОИМ НАН Беларуси

РАЗРАБОТКА ОГРАНИЧИВАЮЩЕГО КРИТЕРИЯ УПРОЩЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ СХЕМ ТРАНСМИССИЙ ЛЕСНЫХ МАШИН ПРИ АПЕРИОДИЧЕСКОМ ВНЕШНЕМ ВОЗМУЩАЮЩЕМ ВОЗДЕЙСТВИИ

An analysis of known methods simplification multi-mass dynamical schemes and limiting criteria has been carried out and its advantages and disadvantages were revealed. It is established that partial frequency method in combination with using of limiting criterion calculation at each step simplification is the most suitable to avoid an oversimplification of exploring dynamical scheme. A limiting criterion for simplification multi-part dynamical schemes mobile machine transmissions at non-periodic outer indignation impact was obtained. It is shown that partial subsystems which include in common frequency spectrum natural frequencies which more than 3,5–4 times surpass that natural frequency included by partial subsystem which contains resilient element oh which it is required to determine maximal dynamic moment corresponding with given purpose of dynamic calculation could be excluded from dynamic scheme at non-periodic outer indignation impact. A justify of this criterion was confirmed on the ML-131 forwarder transmission.

Введение. При проектировании трансмиссий лесных машин важнейшую роль играет адекватная оценка их нагрузочного режима, от точности которой существенно зависит ресурс их элементов. Для исследования динамических составляющих нагрузочного режима трансмиссий используют модели, состоящие из инерционных масс, соединенных упругими звеньями [1]. При разработке модели трансмиссии неизбежно столкновение с двумя противоречащими друг другу требованиями, первое из которых состоит в простоте модели, а второе – в адекватности полученных с ее помощью результатов [2, с. 15]. Схематизация трансмиссий лесных машин приводит к динамическим схемам со значительным количеством степеней свободы, что не только усложняет расчет, но и может существенно исказить результаты. Решением является упрощение исходной динамической схемы, т. е. уменьшение числа ее степеней свободы. При этом актуальной становится задача разработки ограничивающего критерия, выполнение которого означало бы то, что расчет по упрощенной динамической практически не проигрывал бы в точности расчету по исходной динамической схеме.

Основная часть. *Существующие способы и ограничивающие критерии для упрощения динамических схем.* Метод слияния состоит в объединении мелких масс с близко расположенными крупными [3, с. 13–14]. Он позволяет за один этап упрощения исключить из динамической схемы сразу несколько степеней свободы. Однако характер динамических процессов определяется величинами не только моментов инерции масс, но и податливостей упругих звеньев, которые при данном методе упрощения во внимание не принимаются, что может привести к существенному искажению динамических характеристик. Критерием адекватности исходной и упрощенной схем служит близость их собственных частот, но это не позволяет не-

посредственно оценить погрешность, вносимую упрощением в определение величины максимальных динамических моментов. Поэтому метод слияния в настоящее время используется только в простейших случаях.

Метод декомпозиции [4] состоит в выявлении в исследуемой динамической системе так называемых слабых связей – связей, по которым составляющие ее подсистемы практически не обмениваются энергией друг с другом в колебательном процессе, и последующем разделении исходной динамической системы на эти подсистемы. Недостатком этого метода является необходимость составления и последующей математической обработки сложных блочных матриц.

Метод парциальных частот [5] позволяет путем исключения подсистемы с наивысшей парциальной частотой уменьшить на единицу число степеней свободы исходной динамической системы. В соответствии с методом парциальных частот цепная динамическая система с любым количеством масс может быть сведена к двухмассовой. Однако такая степень упрощения может привести к потере адекватности модели. Поэтому при упрощении важно определить этап, после которого дальнейший процесс упрощения динамической схемы следует прекратить. Следовательно, необходим критерий, вычисляя который на каждом шаге упрощения динамической схемы можно оценивать целесообразность ее дальнейшего упрощения. Е. И. Ривин [5] формулирует следующий критерий: **из динамической системы при ее упрощении методом парциальных частот можно исключать подсистемы с парциальными частотами, в 3,5–4 раза превосходящими верхнюю границу частотного диапазона, в котором следует провести исследование рассматриваемой динамической системы, так как решения дифференциальных уравнений, описывающих динамику консервативной сис-**

темы, упрощенной методом парциальных частот, отличаются от решений дифференциальных уравнений исходной консервативной системы наличием множителя вида

$$A = 1 - \frac{\omega^2}{\omega_{\text{ип}}^2}, \quad (1)$$

где ω – частота внешнего возмущающего момента, действующего на систему, $\omega_{\text{ип}}$ – парциальная частота подсистемы, исключаемой при упрощении.

Приведенный критерий имеет ограниченную область применения – он применим только при исследовании динамических циклических нагрузок, характеризующихся легко поддающимся оценке частотным диапазоном возмущающих факторов. При расчете динамических импульсных нагрузок, обусловленных переходными процессами в трансмиссиях лесных машин, понятие «частотный диапазон» отсутствует как таковое, поскольку в этом случае внешнее возмущающее воздействие не является периодическим. Поэтому необходима разработка ограничивающего критерия для упрощения динамических схем при аperiodических внешних возмущающих воздействиях, к которым неприменимо понятие «частотный диапазон».

Вывод ограничивающего критерия упрощения динамических схем при аperiodическом внешнем возмущающем воздействии. Пусть трансмиссия исследуемой машины представлена приведенной на рис. 1 консервативной динамической схемой с двумя упругими звеньями.

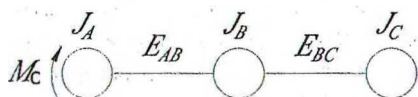


Рис. 1. Исходная динамическая схема трансмиссии:

J_A – маховые массы ведомого диска сцепления и вращающихся масс коробки передач; J_B – маховые массы ведущих колес; J_C – маховые массы маховика, эквивалентного поступательно движущейся массе машины; E_{AB} – крутильная податливость полуосей; E_{BC} – крутильная податливость шин; M_C – момент трения муфты сцепления.

При упрощении рассматриваемой динамической схемы методом парциальных частот она преобразуется в однозвенную динамическую схему. Принципиальный момент заключается в том, что на упрощенной схеме два упругих звена с податливостями E_{AB} и E_{BC} , в каждом из которых может быть свое значение максимального динамического момента, заменяются одним упругим звеном с податливостью $E_{AB} + E_{BC}$, в котором [5] может быть только одно значение максимального динамического момента. Следовательно, чем ближе друг к другу будут значения максимальных динамических моментов в

упругих звеньях E_{AB} и E_{BC} исходной динамической схемы, тем более адекватной будет их замена одним упругим звеном при ее упрощении.

Для выявления максимальных значений динамических моментов в первом и втором упругих звеньях исходной динамической схемы примем, что закон нарастания момента трения сцепления M_C представляет собой ступенчатую функцию. Она преобразуема по Лапласу, а в общей теории линейных систем с сосредоточенными параметрами доказывается, что если две находящиеся первоначально в свободном состоянии линейные системы с сосредоточенными параметрами имеют одну и ту же реакцию на некоторую функцию, преобразуемую по Лапласу, то реакции этих систем на любую другую функцию, допускающую преобразование Лапласа, также будут одинаковыми [6, с. 210]. При этом в системе, показанной на рис. 1, возникнет переходный процесс, описываемый уравнениями, приведенными в [7, с. 134]. Т. к. для рассматриваемой динамической схемы высшая собственная частота всегда больше наибольшей из ее парциальных частот, а низшая собственная частота всегда меньше наименьшей из ее парциальных частот [8, с. 24], то максимальные значения динамических моментов в упругих звеньях составят соответственно:

$$M_{AB}^{\text{max}} = \frac{2M_C(J_B + J_C)}{J_A + J_B + J_C}; \quad (2)$$

$$M_{BC}^{\text{max}} = \frac{2M_C J_C \omega_1^2}{(J_A + J_B + J_C)(\omega_1^2 - \omega_2^2)}, \quad (3)$$

где M_{AB}^{max} и M_{BC}^{max} – максимальные крутящие моменты, нагружающие упругие звенья E_{AB} и E_{BC} соответственно; ω_1 и ω_2 – высшая и низшая собственные частоты приведенной на динамической системы.

Т. к. у реальных транспортных машин приведенный момент инерции ведущих колес составляет менее 3% приведенного момента инерции маховика, эквивалентного поступательно движущейся массе машины [9, с. 172] (для лесной машины МЛ-131 – не более 1,6%), можно записать:

$$\frac{M_{AB}^{\text{max}}}{M_{BC}^{\text{max}}} = 1 - \frac{\omega_2^2}{\omega_1^2}. \quad (4)$$

Выражение (4) подобно полученному Е. И. Ривиным выражению (1), так как при упрощении исходной динамической системы из нее исключают парциальную подсистему, вносящую в общий частотный спектр высшую собственную частоту ω_1 . Оно позволяет сформулировать следующий ограничивающий критерий: **при упрощении многозвенных динамических схем, служащих для определения динамических нагрузок в трансмиссиях машин**

при аperiodическом внешнем возмущающем воздействии, следует исключать парциальные подсистемы, вносящие в общий частотный спектр исследуемой динамической схемы собственные частоты, более чем в 3,5–4 раза превосходящие собственную частоту, вносимую парциальной подсистемой, содержащей упругое звено, на котором требуется определить максимальный динамический момент в соответствии с заданной целью динамического расчета. Применительно к динамической схеме, показанной на рис. 1, выполнение этого критерия означает, что максимальные динамические моменты на ее упругих звеньях будут почти одинаковы (различие не более 6–8%), что дает основание для их замены одним упругим звеном в соответствии с методом парциальных частот.

Оценка адекватности предложенного критерия. С целью оценки адекватности предложенного критерия нами проводилось теоретическое исследование максимальных динамических нагрузок в трансмиссии лесной машины МЛ-131 при интенсивном включении сцепления на каждой передаче верхнего диапазона. На начальном этапе трансмиссия данной машины представлялась в виде приведенной на рис. 2 четырехмассовой динамической схемы с тремя упругими звеньями.

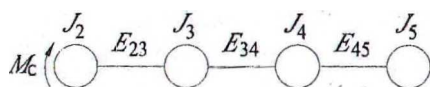


Рис. 2. Исходная четырехмассовая динамическая схема трансмиссии машины МЛ-131: J_2 – маховая масса ведомого диска сцепления; J_3 – маховые массы вращающихся деталей коробки передач; J_4 – маховые массы ведущих колес; J_5 – маховые массы маховика, эквивалентного поступательно движущейся массе машины; E_{23} – крутильная податливость первичного вала коробки передач; E_{34} – крутильная податливость полуосей; E_{45} – крутильная податливость шин; M_C – момент трения муфты сцепления

В табл. 1 даны численные значения упруго-инерционных параметров элементов данной динамической схемы при различных значениях передаточного числа коробки передач $u_{кп}$.

На динамической схеме отсутствует маховая масса J_1 , соответствующая вращающимся деталям двигателя внутреннего сгорания, т. к. момент инерции вращающихся масс двигателя внутреннего сгорания с маховиком более чем в 27 раз превышает момент инерции ведомого диска сцепления ($J_1 = 1,85 \text{ кгм}^2$, $J_2 = 0,068 \text{ кгм}^2$). При этом за 0,02 с, в течение которых происходит резкое включение сцепления, угловая скорость двигателя не успевает ощутимо снизиться. Это дает основание при моделировании полагать, что при резком включении сцепления к массе J_2 прикладывается момент трения муфты сцепления M_C , нарастающий по определенному закону. Экспериментально установлено [9, с. 97], что этот закон близок к экспоненциальному $M_C = M_C^{\max}(1 - e^{-kt})$, где M_C^{\max} – максимальный момент трения муфты сцепления, k – коэффициент, учитывающий темп включения сцепления.

Порядок оценки адекватности предложенного критерия следующий. Вначале с использованием исходной схемы трансмиссии (рис. 2) определялись коэффициенты динамичности на всех ее упругих звеньях. В ходе анализа было установлено, что наивысшую собственную частоту вносит подсистема, содержащая первичный вал коробки передач. Эта подсистема исключалась при упрощении схемы до трехмассовой методом парциальных частот. С этой целью рассчитывались коэффициенты динамичности и собственные частоты, после чего динамическая схема упрощалась до двухмассовой, и снова проводился расчет коэффициентов. В соответствии с предложенным критерием вычислялись отношения собственных частот, вносимых звеньями, которые планировалось исключить при упрощении (первичным валом коробки передач $k_d^{\text{ПВ}}$ и полуосями при первом и втором упрощениях соответственно) к собственным частотам, вносимым звеньями, на которых требовалось определить коэффициент динамичности (полуосях $k_d^{\text{ПО}}$ или шинах $k_d^{\text{Ш}}$). Результаты расчета сведены в табл. 2, в которой также приведена относительная погрешность коэффициента динамичности, найденного по исходной и упрощенной динамическим схемам.

Приведенные в табл. 2 результаты подтверждают адекватность предложенного критерия и позволяют сделать следующие выводы.

Таблица 1
Значения упруго-инерционных параметров элементов трансмиссии лесной машины МЛ-131 (в приведении к первичному валу коробки передач)

| Передача | $u_{кп}$ | $J_2, \text{ кгм}^2$ | $J_3, \text{ кгм}^2$ | $J_4, \text{ кгм}^2$ | $J_5, \text{ кгм}^2$ | $E_{23}, \text{ рад/Нм}$ | $E_{34}, \text{ рад/Нм}$ | $E_{45}, \text{ рад/Нм}$ |
|----------|----------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|
| IV | 8,82 | 0,068 | $1,29 \cdot 10^{-3}$ | 0,857 | 55,5 | $2,22 \cdot 10^{-5}$ | $3,31 \cdot 10^{-4}$ | $2,737 \cdot 10^{-5}$ |
| VIII | 3,80 | 0,068 | $6,93 \cdot 10^{-3}$ | 4,617 | 298,9 | $2,22 \cdot 10^{-5}$ | $7,14 \cdot 10^{-5}$ | $5,907 \cdot 10^{-6}$ |
| XII | 2,31 | 0,068 | $1,67 \cdot 10^{-2}$ | 12,49 | 808,8 | $2,22 \cdot 10^{-5}$ | $2,713 \cdot 10^{-5}$ | $2,18 \cdot 10^{-6}$ |
| XVI | 1,00 | 0,068 | 0,089 | 66,67 | 4315,97 | $2,22 \cdot 10^{-5}$ | $4,947 \cdot 10^{-6}$ | $4,09 \cdot 10^{-7}$ |

Значения коэффициентов динамичности для упругих звеньев трансмиссии лесной машины МЛ-131

| Передача | Схема | | | | | | | | | |
|----------|-----------------|------------|-----------|-----------------------------------|--------------|-----------|------------------------|----------------------------------|--------------|-----------------------|
| | четырёхмассовая | | | | трехмассовая | | | | двухмассовая | |
| | $k_d^{ПВ}$ | $k_d^{ПО}$ | $k_d^{Ш}$ | $\frac{\omega_{ПВ}}{\omega_{ПО}}$ | $k_d^{ПО}$ | $k_d^{Ш}$ | $\delta_{ПО}^{kd}, \%$ | $\frac{\omega_{ПО}}{\omega_{Ш}}$ | $k_d^{Ш}$ | $\delta_{Ш}^{kd}, \%$ |
| IV | 1,590 | 1,601 | 3,174 | 34,4 | 1,600 | 3,173 | 0,062 | 0,758 | 1,722 | 99,8 |
| VIII | 1,347 | 1,373 | 1,903 | 15,7 | 1,369 | 1,905 | 0,29 | 2,021 | 1,659 | 14,8 |
| XII | 1,260 | 1,295 | 1,731 | 11,9 | 1,283 | 1,734 | 0,94 | 2,673 | 1,641 | 5,67 |
| XVI | 1,197 | 1,267 | 1,663 | 8,89 | 1,223 | 1,667 | 3,60 | 3,411 | 1,632 | 2,14 |

Заключение. 1. Разработан ограничивающий критерий, позволяющий оценивать целесообразность упрощения многомассовых динамических схем трансмиссий мобильных машин методом парциальных частот при аперриодическом внешнем возмущающем воздействии.

2. С помощью этого критерия установлено, что определение коэффициентов динамичности для полуосей и шин лесной машины МЛ-131 возможно с использованием трехмассовой динамической схемы, т. к. как исключение из исходной четырехмассовой динамической схемы подсистемы, содержащей первичный вал коробки передач, приводит к погрешности, не превосходящей 4%. При этом предложенный критерий выполняется.

3. Упрощать трехмассовую динамическую схему машины МЛ-131 до двухмассовой не следует, так как это приводит к искажению результатов расчета для низших передач.

Литература

1. Hwang S. J. and other Modeling and simulation of a powertrain-vehicle system with automatic transmission // International Journal of Vehicle Design. – 2000. – Vol. 23, Nos. 1/2, P. 145–160.

2. Динамическая нагруженность трансмиссий колесных машин / Н. Л. Островерхов [и др.]. – Минск: Наука и техника, 1977. – 192 с.

3. Ворона, Ю. С. Влияние взаимодействия движителя с грунтом на динамические явления в силовой передаче гусеничного трактора: автореф. дис... канд. техн. наук: 05.195 / Ю. С. Ворона; Моск. автомехан. ин-т. – М., 1970. – 31 с.

4. Банах, Л. Я. Энергетические и спектральные слабые связи в механических колебательных системах / Л. Я. Банах // Известия АН СССР. Механика твердого тела. – 1988. – № 2. – С. 38–43.

5. Ривин, Е. И. Метод уменьшения степеней свободы в расчетных схемах цепных и разветвленных систем / Е. И. Ривин; // Вестник машиностроения. – 1966. – № 5. – С. 38–41.

6. Сешу, С. Анализ линейных цепей / С. Сешу, Н. Балабанян. – М.; Л.: Госэнергоиздат, 1963. – 552 с.

7. Комаров, М. С. Динамика механизмов и машин / М. С. Комаров. – М.: Машиностроение, 1969. – 296 с.

8. Шупляков, В. С. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля / В. С. Шупляков. – М.: Транспорт, 1974. – 328 с.

9. Цитович, И. С. Динамика автомобиля / И. С. Цитович, В. Б. Альгин. – Минск: Наука и техника, 1981. – 191 с.