

- 3 – ГСУ, раздельный полный привод, движение на третьей и четвертой передачах в КП;
- 4 – ГСУ, задний привод, движение на третьей и четвертой передачах в КП;
- 5 – ГСУ, блокированный полный привод, движение на третьей и четвертой передачах в КП.

Выводы

Таким образом, как показали проведенные испытания, наличие гибридной силовой установки на транспортном средстве обеспечивает существенную экономию топлива, значительное снижение экологически вредных выбросов, уменьшение суммарного времени работы ДВС, особенно в местах вынужденной остановки при движении в режиме городского цикла, что положительно сказывается на потребительских качествах таких автомобилей в сравнении со стандартными автомобилями.

Теоретическое исследование вибрационной характеристики силового агрегата полноприводного легкового автомобиля при движении по неровной дороге

к.т.н., проф. Дементьев Ю.В., Ле Чонг Кыонг
МГТУ «МАМИ»

Предлагаются кинематическая модель трансмиссии и колебательная динамическая модель полноприводного легкового автомобиля, позволяющие исследовать вибронагруженность силового агрегата и кузова с учетом нелинейности характеристик ряда упругих элементов в трансмиссии и влияния неровности дорог, выбирать рациональные параметры подвесок агрегатов на стадии проектирования и доводки. Предложенная модель учитывает вертикальные, и крутильные колебания трансмиссии.

Механические колебания, возникающие при движении автомобиля, являются причиной различного рода вибраций, приводящих к усталостным разрушениям агрегатов и формирующих акустическое поле значительной интенсивности. Исследования колебаний в трансмиссии автомобиля связаны с появившейся крайней необходимостью оценки и расчета динамической нагруженности трансмиссии как выпускаемых, так и вновь создаваемых автомобилей.

Трансмиссию автомобиля можно представить в виде комплекса маховых масс, соединенных между собой валами, муфтами и другими упругими элементами с различной угловой жесткостью. Эти конструктивные элементы образуют сложные крутильные колебательные системы с рассредоточенными параметрами. Кроме того, сцеплением ведущих колес с дорогой поступательно движущаяся масса автомобиля также включается в крутильную колебательную систему трансмиссии через эластичные в тангенциальном направлении шины.

Исследование динамической нагруженной трансмиссии автомобиля невозможно без рассмотрения колебательной системы, которая образуется ее конструктивными элементами, поскольку переменные внешние воздействия, прикладываемые к такой системе, влияют на состояние баланса энергии в ней и вызывают сложные взаимные перемещения масс, закручивание упругих элементов, колебания нагружающих детали трансмиссии моментов.

В связи с этим стоит задача правильного и точного учета колебаний силового агрегата и выбора рациональных параметров его подвески на стадии проектирования и доводки автомобиля.

Цель работы - исследование вибрационной характеристики силового агрегата автомобиля.

В этой работе решаются следующие задачи:

- создание кинематической и динамической схем трансмиссии автомобиля, учитывающих влияние нелинейных звеньев и неровностей дороги;
- создание математического описания динамической модели колебаний силового агрегата;

- исследование вертикальных и крутильных колебаний в трансмиссии с учетом нелинейности упругих характеристик звеньев;
- исследование вертикальных и угловых колебаний силового агрегата в продольно-вертикальной плоскости с учетом поддрессоривания автомобиля.

Для расчета колебания силового агрегата вводятся следующие основные допущения:

- силовой агрегат, поддрессоренные и неподдрессоренные массы являются недеформируемыми телами;
- силы упругости, действующие в системе, пропорциональны деформации упругих элементов;
- силы сопротивления пропорциональны первой степени скорости смещения масс;
- рассматриваются только колебания кузова, трансмиссии в продольно-вертикальной плоскости.

В данной работе предлагаются кинематическая (рис. 1) и динамическая (рис.2) модели полноприводного легкового автомобиля. Система поддрессоривания и трансмиссия связаны между собой с помощью дифференциалов и бесконечно жестких валов, с учетом того, что угловое перемещение кузова автомобиля вызывает относительный поворот колес, связанных трансмиссией с двигателем.

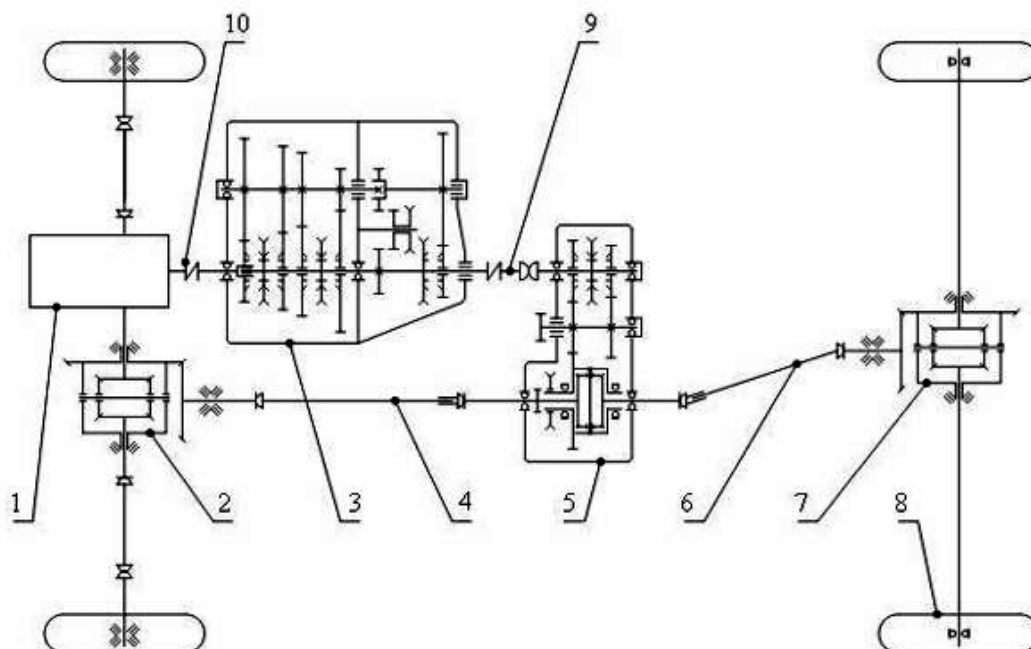


Рис. 1. Кинематическая схема трансмиссии полноприводного легкового автомобиля с колесной формулой 4 × 4.

1 – двигатель; 2 – передний мост; 3 – коробка передач; 4 – передний карданный вал; 5 – раздаточная коробка; 6 – задний карданный вал; 7 – задний мост; 8 – колесо; 9 – промежуточный вал; 10 – сцепление.

Как известно, любую колебательную систему можно разбить на несколько парциальных систем, учитывая связи между ними. В связи с этим колебательную систему, динамическая схема которой изображена на рис. 2, разобьем на две: первая – колебательная система, эквивалентная трансмиссии автомобиля (рис. 3), вторая – колебательная система (рис. 4), эквивалентная автомобилю (система поддрессоривания).

Это полезно для оценки влияния неровностей дороги на систему поддрессоривания, влияния друг на друга двух парциальных систем и, наконец, справедливости расчетной динамической схемы (ДС) № 1 и ее применения при конструировании и доводке автомобиля.

Расчетная динамическая схема (ДС) № 2, представленная на рис. 3, включает в себя следующие приведенные к коленчатому валу двигателя моменты инерции:

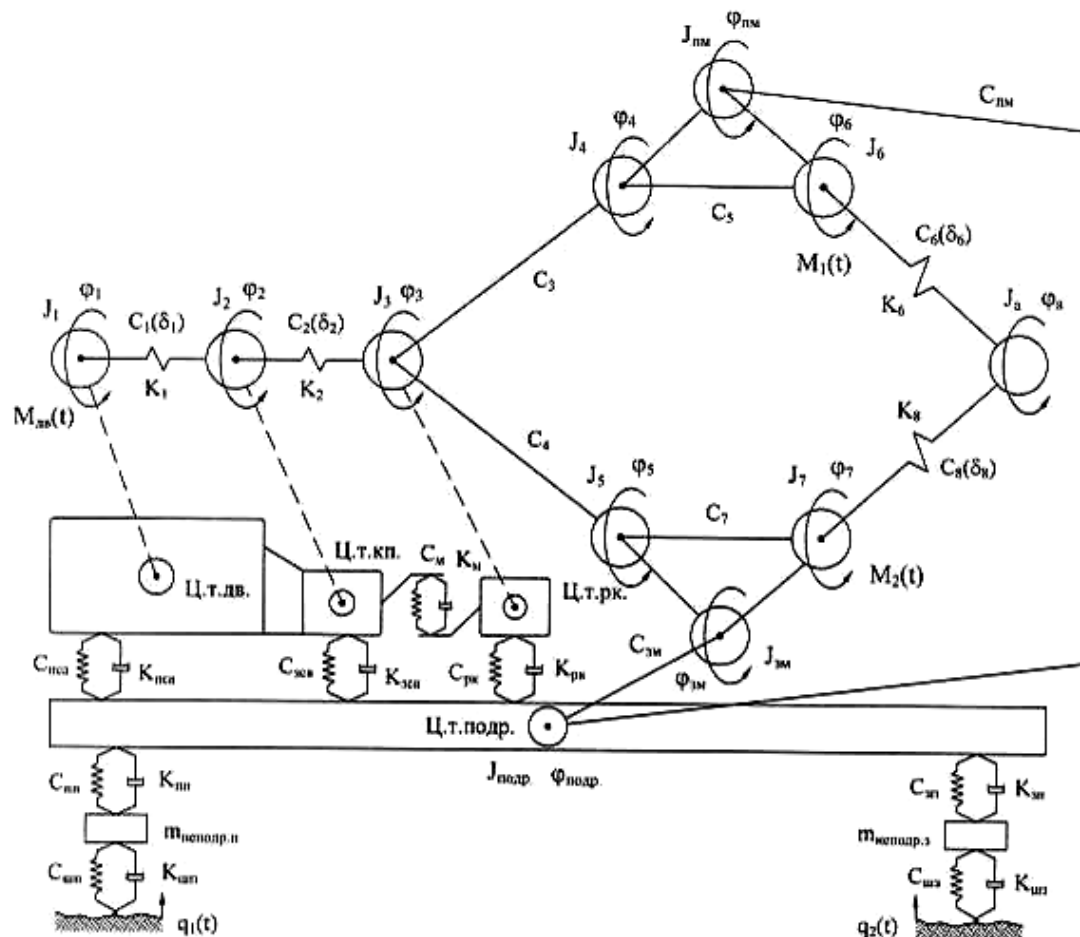


Рис. 2: Расчетная динамическая схема (ДС) № 1 трансмиссии полноприводного легкового автомобиля с колесной формулой 4×4 с учетом влияния дороги.

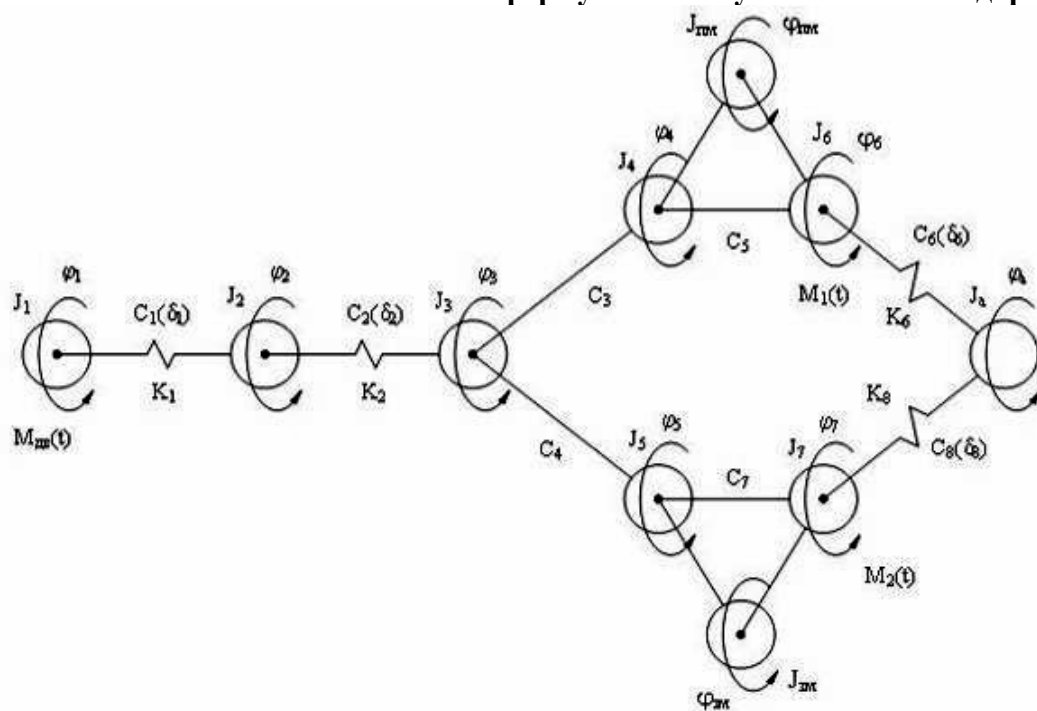


Рис. 3. Расчетная динамическая схема (ДС) № 2 трансмиссии полноприводного легкового автомобиля с колесной формулой 4×4

J_1 - маховика и вращающихся частей двигателя и сцепления; J_2 - вращающихся частей коробки передач и муфты; J_3 - вращающихся частей раздаточной коробки; J_a - поступательно

движущейся массы автомобиля; J_4 - переднего карданного вала с ведущей шестерней главной передачи переднего моста и ведомой шестерни с дифференциалом и передними полуосями; J_5 - заднего карданного вала с ведущей шестерней главной передачи заднего моста и ведомой шестерни с дифференциалом и задними полуосями; J_6 - передних колес и тормозных барабанов; J_7 - задних колес и тормозных барабанов; углы: $\varphi_1 - \varphi_7$, φ_a - углы мгновенного поворота, соответствующие моментам инерции; $C_1(\delta_1)$, $C_2(\delta_2)$ - нелинейные крутильные жесткости: коленчатого вала и демпфера сцепления; валов коробки передач и упругой муфты; жесткости: C_3 , C_4 - переднего и заднего карданных валов; C_5 , C_7 - передних и задних полуосей; $C_6(\delta_6)$, $C_8(\delta_8)$ - нелинейные тангенциальные жесткости передних и задних колес; k_1 , k_2 , k_6 , k_8 - коэффициенты демпфирования; $M_{дв}(t)$ - возмущающий момент от двигателя; $M_1(t)$, $M_2(t)$ - моменты сопротивления движения в передней и задней ведущих мостах.

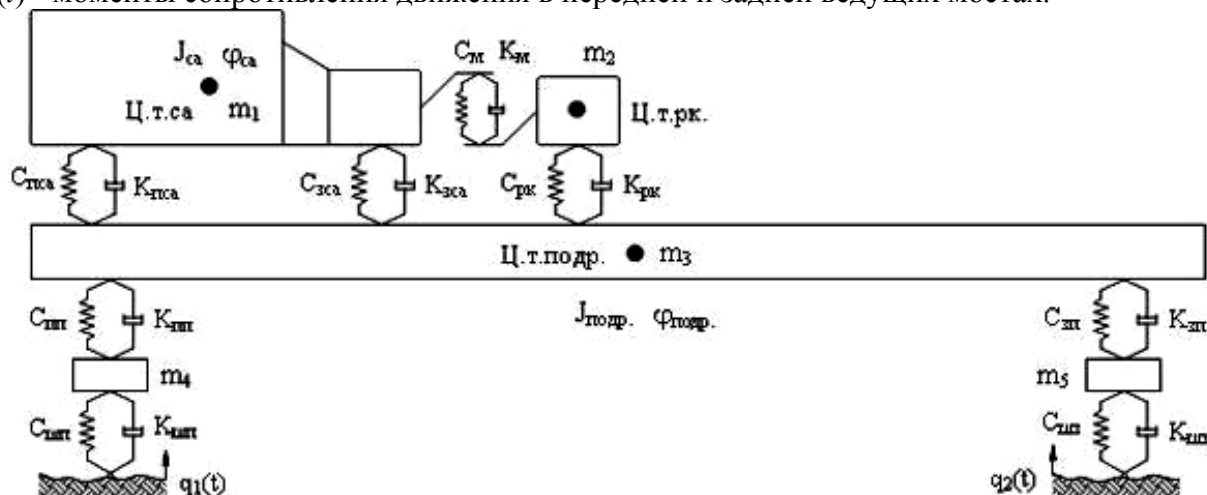


Рис. 4. Расчетная динамическая схема (ДС) №3 вертикальных колебаний силового агрегата полноприводного легкового автомобиля с колесной формулой 4×4 с учетом влияния дороги

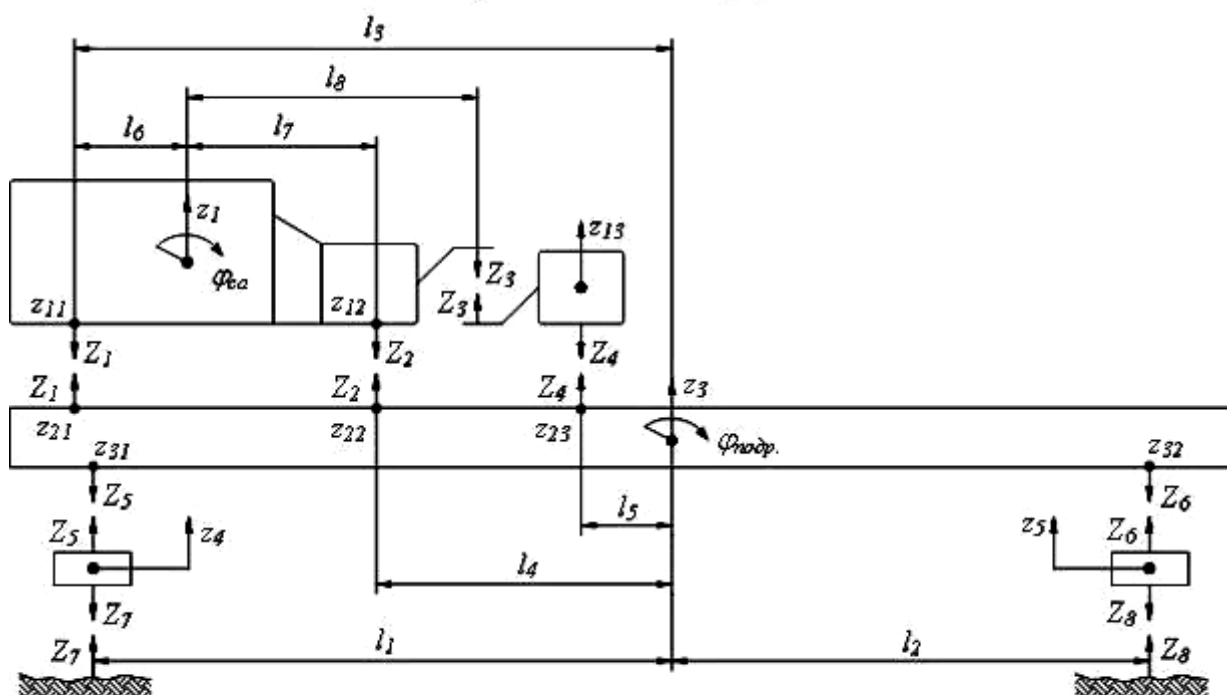


Рис. 5. Действующие силы в динамической схеме вертикальных колебаний силового агрегата полноприводного легкового автомобиля с колесной формулой 4×4

При исследовании вертикальных колебаний в динамической схеме силового агрегата полноприводного легкового автомобиля необходимо учесть все действующие на нее силы. В результате получается схема сил (рис. 5), действующих в динамической схеме (ДС) № 3. Ее колебания можно описать системой дифференциальных уравнений.

Расчетная динамическая схема (ДС) № 3, представленная на рис. 4, включает в себя следующие моменты инерции: J_{ca} , $J_{подр.}$ - соответственно силового агрегата и подрессоренной массы относительно их поперечных центральных осей. Массы: m_1 , m_2 , m_3 , m_4 , m_5 - соответственно силового агрегата, раздаточной коробки, подрессоренной части, неподрессоренной передней и задней частей. Вертикальные жесткости и коэффициенты демпфирования: $C_{пса}$, $C_{зса}$, $K_{пса}$, $K_{зса}$ - соответственно передних и задних опор силового агрегата. $C_{рк}$, $K_{рк}$ - опор раздаточной коробки. C_m , K_m - муфты. $C_{пп}$, $C_{зп}$, $K_{пп}$, $K_{зп}$ - соответственно пружин передних и задних подвесок. $C_{шп}$, $C_{шз}$, $K_{шп}$, $K_{шз}$ - радиальные жесткости и коэффициенты демпфирования шин. $q_1(t)$, $q_2(t)$ - функции микропрофиля дороги под передними колесами и под задним колесами.

С использованием принципа Даламбера дифференциальные уравнения систем составляются следующим образом:

Для парциальной системы (рис. 3) эквивалентной трансмиссии систему дифференциальных уравнений движения можно записать в следующем виде:

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + k_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c_1(\delta_1)(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_{об}(t); \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + k_2(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - k_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c_2(\delta_2)(\varphi_2 - \varphi_3) - c_1(\delta_1)(\varphi_1 - \varphi_2) &= 0; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 + c_3(\varphi_3 - \varphi_4) + c_4(\varphi_3 - \varphi_5) - k_2(\varphi_2 - \varphi_3) - c_2(\delta_2)(\varphi_2 - \varphi_3) &= 0; \\ J_4 \ddot{\varphi}_4 + c_5(\varphi_4 - \varphi_6 + \varphi_{nm}) - c_3(\varphi_3 - \varphi_4) &= 0; \\ J_6 \ddot{\varphi}_6 + k_6(\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_a) + c_6(\delta_6)(\varphi_6 - \varphi_a) - c_5(\varphi_4 - \varphi_6 + \varphi_{nm}) &= M_1(t); \\ J_5 \ddot{\varphi}_5 + c_7(\varphi_5 - \varphi_7 + \varphi_{зм}) - c_4(\varphi_3 - \varphi_5) &= 0; \\ J_7 \ddot{\varphi}_7 + k_8(\dot{\varphi}_7 - \dot{\varphi}_a) + c_8(\delta_8)(\varphi_7 - \varphi_a) - c_7(\varphi_5 - \varphi_7 + \varphi_{зм}) &= M_2(t); \\ J_a \ddot{\varphi}_a - k_6(\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_a) - c_6(\delta_6)(\varphi_6 - \varphi_a) - k_8(\dot{\varphi}_7 - \dot{\varphi}_a) - c_8(\delta_8)(\varphi_7 - \varphi_a) &= 0; \\ J_{nm} \ddot{\varphi}_{nm} - c_5(\varphi_4 - \varphi_6 + \varphi_{nm}) + c_{nm}\varphi_{nm} &= 0; \\ J_{зм} \ddot{\varphi}_{зм} - c_7(\varphi_5 - \varphi_7 + \varphi_{зм}) + c_{зм}\varphi_{зм} &= 0; \end{aligned} \quad (1)$$

Поведение парциальной модели, включающей подрессоренную и неподрессоренные части автомобиля (рис. 4), описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений (2)

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{z}_1 + [2k_{nca}(\dot{z}_{11} - \dot{z}_{21}) + 2c_{nca}(z_{11} - z_{21})] + [k_{zca}(\dot{z}_{12} - \dot{z}_{22}) + c_{zca}(z_{12} - z_{22})] + \\ + [k_m(\dot{z}_1 - l_8\dot{\varphi}_{ca} - \dot{z}_{13}) + c_m(z_1 - l_8\varphi_{ca} - z_{13})] &= P_{oc}; \\ J_{ca} \ddot{\varphi}_{ca} + [2k_{nca}(\dot{z}_{11} - \dot{z}_{21}) + 2c_{nca}(z_{11} - z_{21})]l_6 - [k_{zca}(\dot{z}_{12} - \dot{z}_{22}) + c_{zca}(z_{12} - z_{22})]l_7 - \\ - [k_m(\dot{z}_1 - l_8\dot{\varphi}_{ca} - \dot{z}_{13}) + c_m(z_1 - l_8\varphi_{ca} - z_{13})]l_8 &= 0; \\ m_2 \ddot{z}_{13} + [k_m(\dot{z}_1 - l_8\dot{\varphi}_{ca} - \dot{z}_{13}) + c_m(z_1 - l_8\varphi_{ca} - z_{13})] - 2k_{рк}(\dot{z}_{13} - \dot{z}_{23}) - 2c_{рк}(z_{13} - z_{23}) &= 0; \\ m_3 \ddot{z}_3 + [2k_{nn}(\dot{z}_{31} - \dot{z}_4) + 2c_{nn}(z_{31} - z_4)] + [2k_{zn}(\dot{z}_{32} - \dot{z}_5) + 2c_{zn}(z_{32} - z_5)] - \\ - [2k_{nca}(\dot{z}_{11} - \dot{z}_{21}) + 2c_{nca}(z_{11} - z_{21})] - [k_{zca}(\dot{z}_{12} - \dot{z}_{22}) + c_{zca}(z_{12} - z_{22})] - \\ - [2k_{рк}(\dot{z}_{13} - \dot{z}_{23}) + 2c_{рк}(z_{13} - z_{23})] &= 0; \\ J_{подр.} \ddot{\varphi}_{подр.} + [2k_{nn}(\dot{z}_{31} - \dot{z}_4) + 2c_{nn}(z_{31} - z_4)]l_1 - [2k_{zn}(\dot{z}_{32} - \dot{z}_5) + 2c_{zn}(z_{32} - z_5)]l_2 - \\ - [2k_{nca}(\dot{z}_{11} - \dot{z}_{21}) + 2c_{nca}(z_{11} - z_{21})]l_3 - [k_{zca}(\dot{z}_{12} - \dot{z}_{22}) + c_{zca}(z_{12} - z_{22})]l_4 - \\ - [2k_{рк}(\dot{z}_{13} - \dot{z}_{23}) - 2c_{рк}(z_{13} - z_{23})]l_5 &= 0; \\ m_4 \ddot{z}_4 + k_{ун}(\dot{z}_4 - \dot{q}_1) + c_{ун}(z_4 - q_1) - k_{nn}(\dot{z}_{31} - \dot{z}_4) - c_{nn}(z_{31} - z_4) &= 0; \\ m_5 \ddot{z}_5 + k_{уз}(\dot{z}_5 - \dot{q}_2) + c_{уз}(z_5 - q_2) - k_{zn}(\dot{z}_{32} - \dot{z}_5) - c_{zn}(z_{32} - z_5) &= 0; \\ z_1 - z_{11} = l_6\varphi_{ca}; z_{12} - z_1 = l_7\varphi_{ca}; z_3 - z_{31} = l_1\varphi_{подр.}; z_{32} - z_3 = l_2\varphi_{подр.}; \\ z_3 - z_{21} = l_3\varphi_{подр.}; z_3 - z_{22} = l_4\varphi_{подр.}; z_3 - z_{23} = l_5\varphi_{подр.}; \end{aligned} \quad (2)$$

в которые входят следующие дополнительные параметры: $z_1, z_{11}, z_{12}, z_{21}, z_{22}$ – перемещения: центра тяжести, передней и задней части силового агрегата. z_{13}, z_{23} – перемещение раздаточной коробки; z_3, z_{31}, z_{32} – перемещения: центра тяжести, передней и задней поддрессоренной части автомобиля; z_4 – перемещение передней неподдрессоренной части автомобиля. z_5 – перемещение задней неподдрессоренной части автомобиля; l_1, l_2 – расстояния от центра тяжести поддрессоренной части до передней и задней осей автомобиля соответственно; l_3, l_4, l_5 – расстояния от центра тяжести поддрессоренной части автомобиля до передней и задней опор силового агрегата и до опор раздаточной коробки соответственно; l_6, l_7, l_8 – расстояния от центра тяжести силового агрегата до передней и задней его опор и до центра муфты соответственно; $\varphi_{ca}, \varphi_{подр.}$ – повороты соответственно силового агрегата и поддрессоренной массы относительно их поперечных центральных осей; $P_{дс}$ – суммарная неуравновешенная сила инерции второго порядка четырехцилиндровых двигателей; $Z_1 - Z_8$ – действующие силы в динамической схеме (ДС) № 3.

Дифференциальные уравнения движения совместных колебаний двух указанных парциальных систем в окончательном виде представляются системой (3).

$$\begin{aligned}
 & J_1 \ddot{\varphi}_1 + k_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c_1(\delta_1)(\varphi_1 - \varphi_2) = M_{об}(t); \\
 & J_2 \ddot{\varphi}_2 + k_2(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - k_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c_2(\delta_2)(\varphi_2 - \varphi_3) - c_1(\delta_1)(\varphi_1 - \varphi_2) = 0; \\
 & J_3 \ddot{\varphi}_3 + c_3(\varphi_3 - \varphi_4) + c_4(\varphi_3 - \varphi_5) - k_2(\varphi_2 - \varphi_3) - c_2(\delta_2)(\varphi_2 - \varphi_3) = 0; \\
 & J_4 \ddot{\varphi}_4 + c_5(\varphi_4 - \varphi_6 + \varphi_{nm}) - c_3(\varphi_3 - \varphi_4) = 0; \\
 & J_6 \ddot{\varphi}_6 + k_6(\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_a) + c_6(\delta_6)(\varphi_6 - \varphi_a) - c_5(\varphi_4 - \varphi_6 + \varphi_{nm}) = M_1(t); \\
 & J_5 \ddot{\varphi}_5 + c_7(\varphi_5 - \varphi_7 + \varphi_{3m}) - c_4(\varphi_3 - \varphi_5) = 0; \\
 & J_7 \ddot{\varphi}_7 + k_8(\dot{\varphi}_7 - \dot{\varphi}_a) + c_8(\delta_8)(\varphi_7 - \varphi_a) - c_7(\varphi_5 - \varphi_7 + \varphi_{3m}) = M_2(t); \\
 & J_a \ddot{\varphi}_a - k_6(\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_a) - c_6(\delta_6)(\varphi_6 - \varphi_a) - k_8(\dot{\varphi}_7 - \dot{\varphi}_a) - c_8(\delta_8)(\varphi_7 - \varphi_a) = 0; \\
 & J_{nm} \ddot{\varphi}_{nm} - c_5(\varphi_4 - \varphi_6 + \varphi_{nm}) + c_{nm}(\varphi_{nm} - \varphi_{подр.}) = 0; \\
 & J_{3m} \ddot{\varphi}_{3m} - c_7(\varphi_5 - \varphi_7 + \varphi_{3m}) + c_{3m}(\varphi_{3m} - \varphi_{подр.}) = 0; \\
 & m_1 \ddot{z}_1 + [2k_{nca}(\dot{z}_{11} - \dot{z}_{21}) + 2c_{nca}(z_{11} - z_{21})] + [k_{zca}(\dot{z}_{12} - \dot{z}_{22}) + c_{zca}(z_{12} - z_{22})] + \\
 & + [k_m(\dot{z}_1 - l_8\dot{\varphi}_{ca} - \dot{z}_{13}) + c_m(z_1 - l_8\varphi_{ca} - z_{13})] = 0; \\
 & J_{ca} \ddot{\varphi}_{ca} + [2k_{nca}(\dot{z}_{11} - \dot{z}_{21}) + 2c_{nca}(z_{11} - z_{21})]l_6 - [k_{zca}(\dot{z}_{12} - \dot{z}_{22}) + c_{zca}(z_{12} - z_{22})]l_7 - \\
 & - [k_m(\dot{z}_1 - l_8\dot{\varphi}_{ca} - \dot{z}_{13}) + c_m(z_1 - l_8\varphi_{ca} - z_{13})]l_8 = 0; \\
 & m_2 \ddot{z}_{13} + [k_m(\dot{z}_1 - l_8\dot{\varphi}_{ca} - \dot{z}_{13}) + c_m(z_1 - l_8\varphi_{ca} - z_{13})] - 2k_{pk}(\dot{z}_{13} - \dot{z}_{23}) - 2c_{pk}(z_{13} - z_{23}) = 0; \\
 & m_3 \ddot{z}_3 + [2k_{nn}(\dot{z}_{31} - \dot{z}_4) + 2c_{nn}(z_{31} - z_4)] + [2k_{3n}(\dot{z}_{32} - \dot{z}_5) + 2c_{3n}(z_{32} - z_5)] - \\
 & - [2k_{nca}(\dot{z}_{11} - \dot{z}_{21}) + 2c_{nca}(z_{11} - z_{21})] - [k_{zca}(\dot{z}_{12} - \dot{z}_{22}) + c_{zca}(z_{12} - z_{22})] - \\
 & - [2k_{pk}(\dot{z}_{13} - \dot{z}_{23}) + 2c_{pk}(z_{13} - z_{23})] = 0; \\
 & J_{подр.} \ddot{\varphi}_{подр.} + [2k_{nn}(\dot{z}_{31} - \dot{z}_4) + 2c_{nn}(z_{31} - z_4)]l_1 - [2k_{3n}(\dot{z}_{32} - \dot{z}_5) + 2c_{3n}(z_{32} - z_5)]l_2 - \\
 & - [2k_{nca}(\dot{z}_{11} - \dot{z}_{21}) + 2c_{nca}(z_{11} - z_{21})]l_3 - [k_{zca}(\dot{z}_{12} - \dot{z}_{22}) + c_{zca}(z_{12} - z_{22})]l_4 - \\
 & - [2k_{pk}(\dot{z}_{13} - \dot{z}_{23}) + 2c_{pk}(z_{13} - z_{23})]l_5 - c_{3m}(\varphi_{3m} - \varphi_{подр.}) - c_{nm}(\varphi_{nm} - \varphi_{подр.}) = 0; \\
 & m_4 \ddot{z}_4 + k_{un}(\dot{z}_4 - \dot{q}_1) + c_{un}(z_4 - q_1) - 2k_{nn}(\dot{z}_{31} - \dot{z}_4) - 2c_{nn}(z_{31} - z_4) = 0; \\
 & m_5 \ddot{z}_5 + k_{уз}(\dot{z}_5 - \dot{q}_2) + c_{уз}(z_5 - q_2) - 2k_{3n}(\dot{z}_{32} - \dot{z}_5) - 2c_{3n}(z_{32} - z_5) = 0; \\
 & z_1 - z_{11} = l_6\varphi_{ca}; z_{12} - z_1 = l_7\varphi_{ca}; z_3 - z_{31} = l_1\varphi_{подр.}; z_{32} - z_3 = l_2\varphi_{подр.}; \\
 & z_3 - z_{21} = l_3\varphi_{подр.}; z_3 - z_{22} = l_4\varphi_{подр.}; z_3 - z_{23} = l_5\varphi_{подр.};
 \end{aligned} \tag{3}$$

Для решения системы дифференциальных уравнений используется метод Рунге-Кутты четвертого порядка точности.

Известно, что для численного решения дифференциальное уравнение второго порядка $y''=f(x,y,y')$ преобразуется в систему двух дифференциальных уравнений первого порядка и

приводится к виду (4). Для этого вводится новая неизвестная функция $y_1 = dy/dx$, слева в каждом уравнении системы оставляют только первые производные неизвестных функций, а в правых частях производных быть не должно

$$\begin{cases} \frac{dy_1}{dx} = f_1(x, y_1, y) \\ \frac{dy}{dx} = y_1 = f_2(x, y_1, y) \end{cases} \quad (4)$$

Таким образом, для решения системы из n дифференциальных уравнений расчетные формулы по методу Рунге-Кутты четвертого порядка приведены ниже (5).

Значения исследуемых в данной работе возмущающих частот ограничиваются диапазоном от 0 до 100 Гц. Шаг интегрирования не должен превышать величины 0,0001 сек, поскольку точность моделирования колебаний определяется точностью решения дифференциальных уравнений. При решении дифференциальных уравнений методом Рунге-Кутта точность интегрирования определяется шагом интегрирования h . При уменьшении этого шага повышается точность расчета, однако это приводит к увеличению машинного времени на проведение численного решения уравнений.

$$\begin{aligned} k_{i1} &= h f_i(x_j, y_{1j}, \dots, y_{nj}), \\ k_{i2} &= h f_i(x_j + h/2, y_{2j} + k_{i1}/2, \dots, y_{nj} + k_{i1}/2), \\ k_{i3} &= h f_i(x_j + h/2, y_{2j} + k_{i2}/2, \dots, y_{nj} + k_{i2}/2), \\ k_{i4} &= h f_i(x_j + h, y_{1j} + k_{i2}, \dots, y_{nj} + k_{i3}), \\ y_{i,j+1} &= y_{ij} + (k_{i1} + 2k_{i2} + 2k_{i3} + k_{i4})/6, \\ x_{j+1} &= x_j + h. \end{aligned} \quad (5)$$

где: h - шаг интегрирования; j - номер шага; $i = 1, \dots, n$.

Начальные условия при численном интегрировании учитываются на нулевом шаге: $i=1$, $x_0=0$, $y_{10}=0$, $y_{20}=0, \dots, y_{n0}=0$.

Моменты инерции сосредоточенных масс и жесткости деталей определяются аналитическим, графоаналитическим и экспериментальным методами.

Для учета воздействия дороги на колебания рассматриваемой системы определяется нормированная спектральная плотность воздействия микропрофиля дороги на автомобиль $S_q(\omega)$, связанная с корреляционной функцией воздействия $\rho(\tau)$ косинус-преобразованием Фурье [4]:

$$S_q(\omega) = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty \rho(\tau) \cos \omega \tau d\tau \quad (6)$$

где: ω – частота гармонических составляющих, сумма которых описывает функцию возмущающего воздействия.

Функция $\rho(\tau)$ может быть получена из нормированной корреляционной функции воздействия микропрофиля $\rho(l)$ путем подстановки $l = \tau V_a$, где: τ – промежуток времени, сек; V_a – скорость автомобиля, м/сек; l – отрезок пути, м.

Функция микропрофиля $\rho(l) = R(l)/\sigma$, где: $R(l)$ - корреляционная функция; σ - дисперсия ординат, во всех случаях удовлетворительно аппроксимируется выражением вида:

$$\rho(l) = A_1 e^{-\alpha_1 |l|} + A_2 e^{-\alpha_2 |l|} \cos \beta l, \quad (7)$$

Следовательно,

$$\rho(\tau) = A_1 e^{-\alpha_1 |\tau|} + A_2 e^{-\alpha_2 |\tau|} \cos \beta \tau, \quad (8)$$

где: $\bar{\alpha}_1 = \alpha_1' V_a$ и $\bar{\alpha}_2 = \alpha_2' V_a$ – коэффициенты, характеризующие затухание;

$\beta = \beta' V_a$ – коэффициент, характеризующий колебательный процесс;

A_i – коэффициенты, характеризующие распределение дисперсии ординат поверхности

$$\sum_{i=1}^2 A_i = 1$$

между составляющими, при этом

Используя уравнение (6) и (8) получим:

$$S_q(\omega) = \frac{A_1 \alpha_1}{\pi} \cdot \frac{1}{\omega^2 + \alpha^2} + \frac{A_2 \alpha_2}{\pi} \cdot \frac{\omega^2 + \alpha^2 + \beta^2}{(\omega^2 + \alpha^2 - \beta^2)^2 + 4\alpha^2 \beta^2}, \quad (9)$$

Используя расчетные уравнения нормированных корреляционных функций микропрофиля различных типов дорог, получим расчетные уравнения нормированных спектральных плотностей воздействия микропрофилей обследованных типов автомобильных дорог, приведенных в таблицу 1.

Итак, можно подсчитать спектральную плотность возмущающего воздействия при заданной скорости автомобиля. В данной работе предлагаем учитывать колебания автомобиля при режимах движения: $V_a = 20$ км/ч; $V_a = 40$ км/ч; $V_a = 60$ км/ч; $V_a = 80$ км/ч; $V_a = 100$ км/ч.

Решения отыскивается с помощью программирования в математическом пакете «MatLab 7.0».

Таблица 1

Тип дорожного покрытия		Расчетные уравнения
Булыжник	удовлетворительного качества	$S_q(\omega) = \frac{0,076v_a}{\omega^2 + 0,09v_a^2} + \frac{0,013v_a(\omega^2 + 1,04v_a^2)}{(\omega^2 - 0,96v_a^2)^2 + 0,16v_a^4}$
	с впадинами и буграми	$S_q(\omega) = \frac{0,135v_a}{\omega^2 + 0,25v_a^2} + \frac{0,0096v_a(\omega^2 + 4,04v_a^2)}{(\omega^2 - 3,96v_a^2)^2 + 0,64v_a^4}$
Асфальт		$S_q(\omega) = \frac{0,054v_a}{\omega^2 + 0,04v_a^2} + \frac{0,0024v_a(\omega^2 + 0,36v_a^2)}{(\omega^2 - 0,36v_a^2)^2 + 0,0036v_a^4}$
Цементобетон		$S_q(\omega) = \frac{0,048v_a}{\omega^2 + 0,0225v_a^2}$

При вычислениях использовались параметры полноприводного легкового автомобиля Нива 21213. В результате вычислений получены графики амплитудно-частотных характеристик (АЧХ), приведенные ниже:

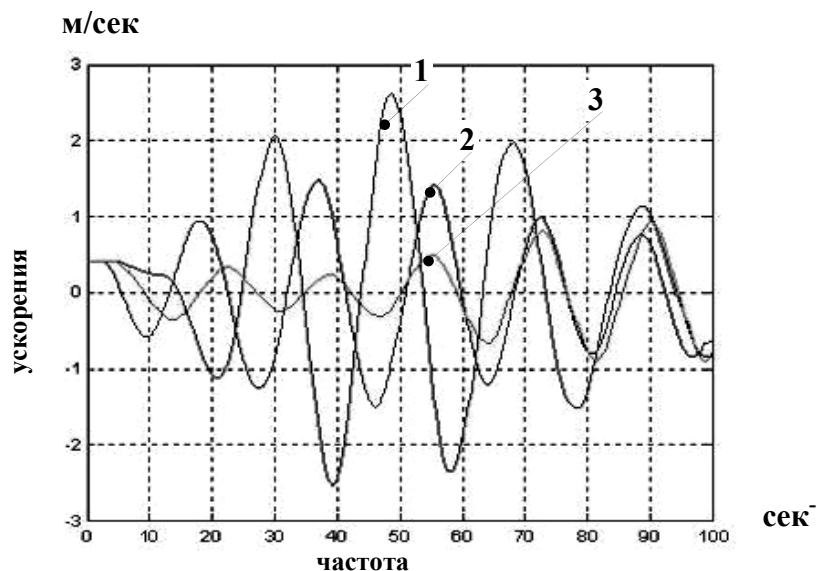


Рис. 6. Амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) вертикальных колебательных ускорений силового агрегата без расчета крутильных колебаний трансмиссии.

1 - движение автомобиля на дороге булыжника с удовлетворительного качества с скоростью $V_a = 20$ км/ч. 2 – без расчета влияния дорог.

3 - движение автомобиля на дороге асфальта с скоростью $V_a = 60$ км/ч.

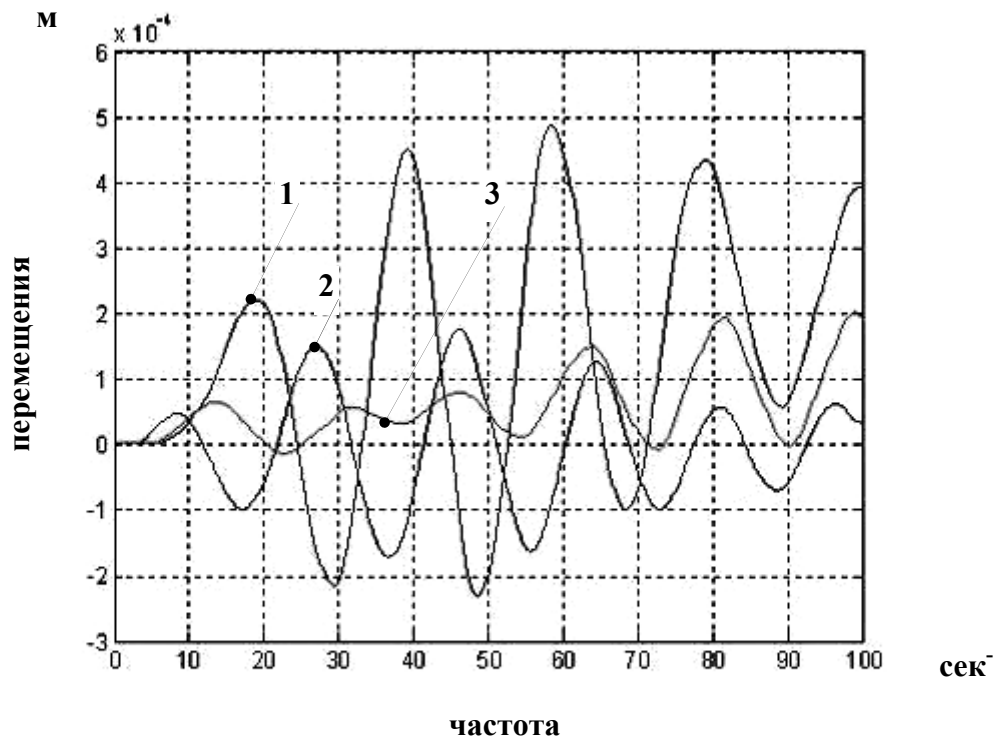


Рис. 7. Амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) вертикальных колебательных перемещений силового агрегата без расчета крутильных колебаний трансмиссии.

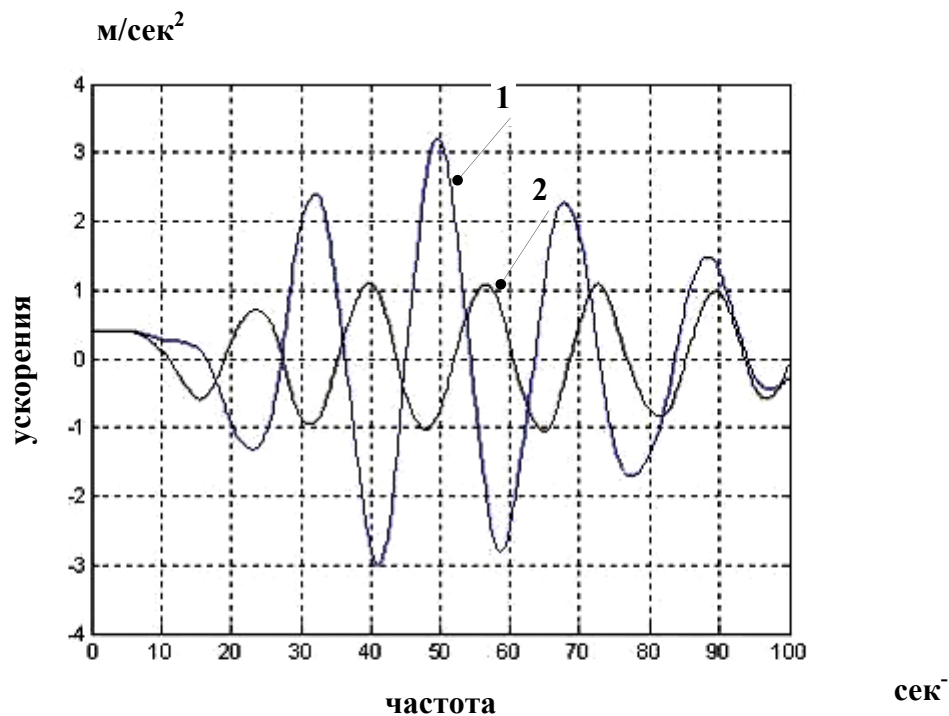


Рис. 8. Амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) вертикальных колебательных ускорений силового агрегата с расчетом крутильных колебаний трансмиссии.

1 - движение автомобиля на дороге булыжника с удовлетворительного качества с скоростью $V_a = 20$ км/ч на 2-ой передаче в коробке передач.

2 – без расчета влияния дорог.

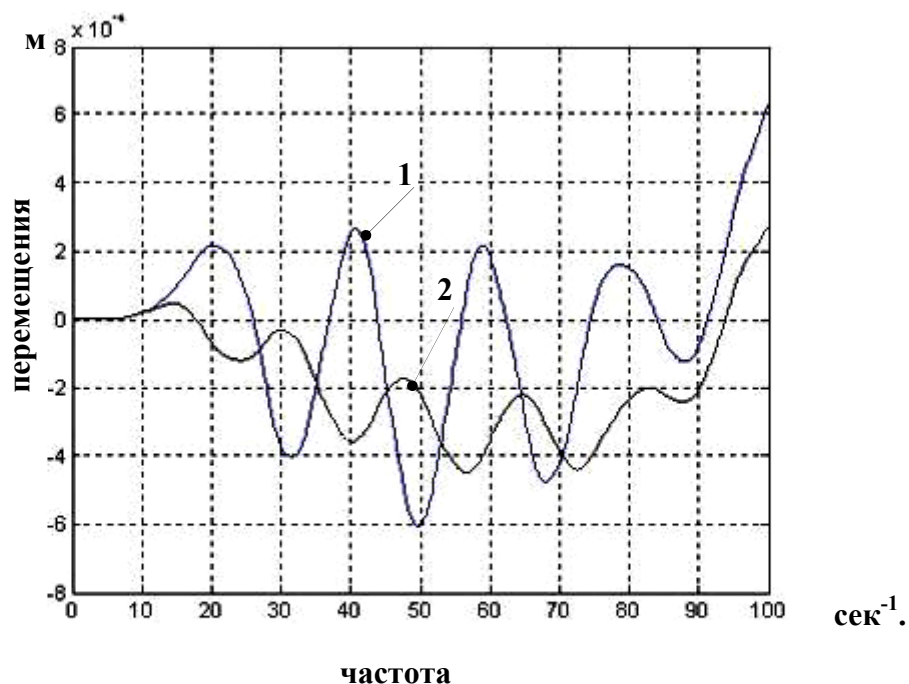


Рис. 9. Амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) вертикальных колебательных перемещений силового агрегата с расчетом крутильных колебаний трансмиссии.

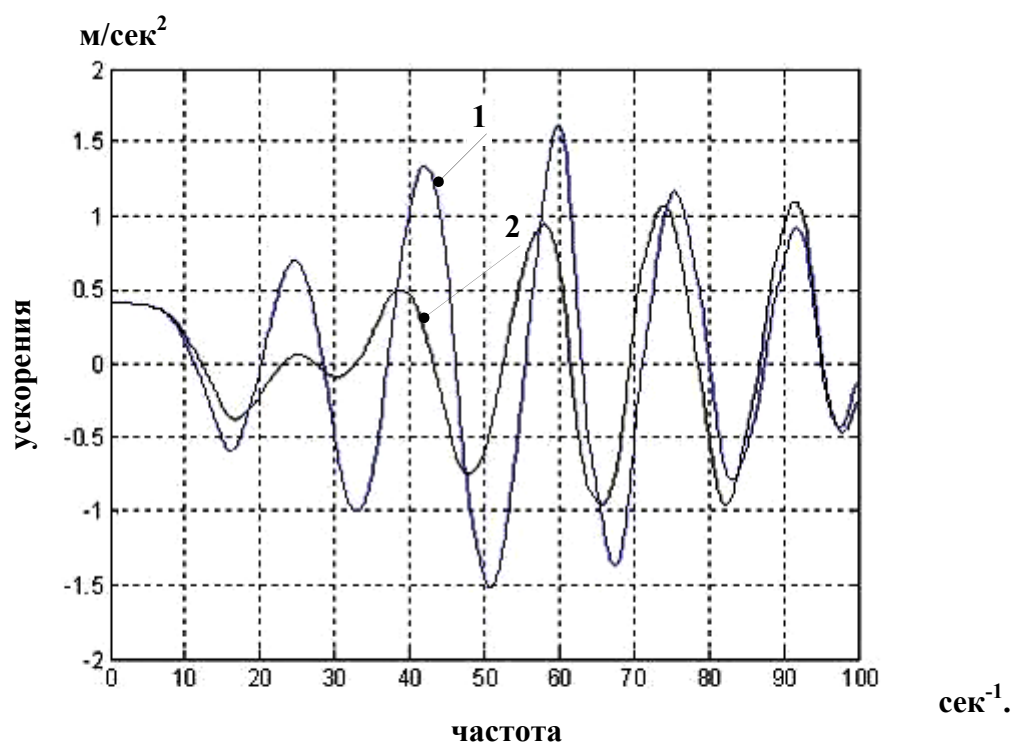


Рис. 10. Амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) вертикальных колебательных ускорений силового агрегата с расчетом влияния крутильных колебаний трансмиссии. 1 – без расчета влияния дорог; 2 - движение автомобиля на дороге асфальта с скоростью $V_a = 60 \text{ км/ч}$.

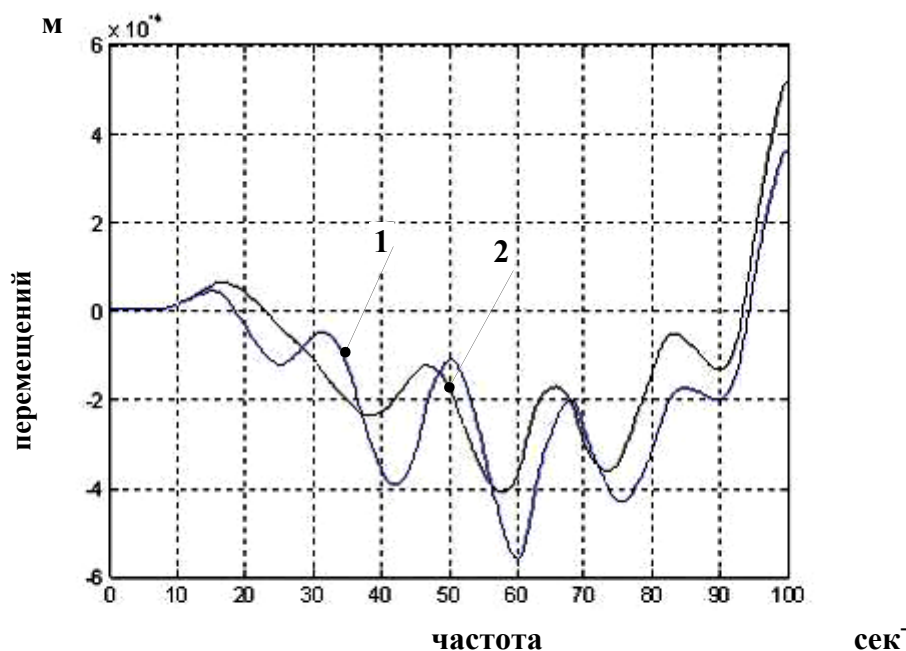


Рис. 11. Амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) вертикальных колебательных перемещений силового агрегата с расчетом влияния крутильных колебаний трансмиссии.

Анализ полученных графиков позволяет сделать следующие выводы:

1. Расхождения результатов расчета с использованием моделей ДС №1, ДС №2 и ДС №3 являются значительными. Отсутствие учета влияния элементов трансмиссии при расчете колебаний силового агрегата повлечет за собой ошибочные выводы и рекомендации по доводке подвески силового агрегата.
2. Вертикальные и крутильные колебания значительно влияют друг на друга. Элементы трансмиссии в динамической схеме колебаний силового агрегата оказывают значительное влияние на его собственные частоты колебаний. Собственные частоты увеличиваются на 7,52 % и более при расчете без учета влияния нелинейности элементов в трансмиссии.
3. Необходимо учитывать неровности дороги при расчете колебаний силового агрегата. С учетом влияния неровности дорог собственные частоты увеличиваются более чем на 6,4 % при изменении передаточного числа коробки передач.

Таким образом, на стадии проектирования и доводки подвески силового агрегата автомобиля можно использовать динамическую схему (ДС) №1, которая позволяет оценить вибронагруженность полноприводного легкового автомобиля и рационально выбрать параметры подвески силового агрегата.

Литература

1. Ломакин В.В. и др. Теоретическое исследование вибронагруженности кузова полноприводного легкового автомобиля. «Известия ВУЗов», «Машиностроение», 1981 г., №6.
2. Ломакин В.В. и др. Моделирование колебания в нелинейной трансмиссии автомобиля. «Известия ВУЗов», «Машиностроение», 1977 г., № 12.
3. Масаидов М.С. Крутильные колебания в трансмиссии автомобиля с учетом реактивных связей. «Автомобильная промышленность», 1970 г., № 7.
4. Певзнер Я.М., Тихонов А.А. Результаты обследования микропрофилей основных типов автомобильных дорог. —М. Труды НАМИ, 1963 г. Выпуск 8.