

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИОННОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИЛОВОГО АГРЕГАТА ПОЛНОПРИВОДНОГО ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО НЕРОВНОЙ ДОРОГЕ

Канд. техн. наук, проф. В. В. ЛОМАКИН, канд. техн. наук, проф. Ю. В. ДЕМЕНТЬЕВ,
асп. ЛЕ ЧОНГ КЫОНГ

Предлагаются кинематическая модель трансмиссии и колебательная динамическая модель полноприводного легкового автомобиля, позволяющие исследовать виброн нагруженность 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 колебания силового агрегата и крутильные колебания трансмиссии.

The kinematic model of transmission and oscillatory dynamic model all-wheel drive the car are offered, allowing to investigate vibroloading the power unit and a body in view of nonlinearity of characteristics of some elastic elements in transmission and influence of roughness of roads, to choose rational parameters of suspension brackets of units on a design stage and operational development. The offered model takes into account vertical oscillations of the power unit and torsional oscillations of transmission.

Механические колебания, возникающие при движении автомобиля, являются причиной различного рода вибраций, приводящих к усталостным разрушениям элементов конструкции 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 колебательные системы. Кроме того, поступательно движущаяся масса автомобиля также включается в крутильную колебательную систему трансмиссии через эластичные в тангенциальном направлении шины.

Исследование 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 полноприводного легкового автомобиля.

Цель работы — исследование вибрационной характеристики силового агрегата автомобиля, при этом решаются следующие задачи: создание кинематической и динамической схем трансмиссии полноприводного легкового автомобиля, учитывающих влияние нелинейных звеньев и неровностей дороги; создание математического описания динамической

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

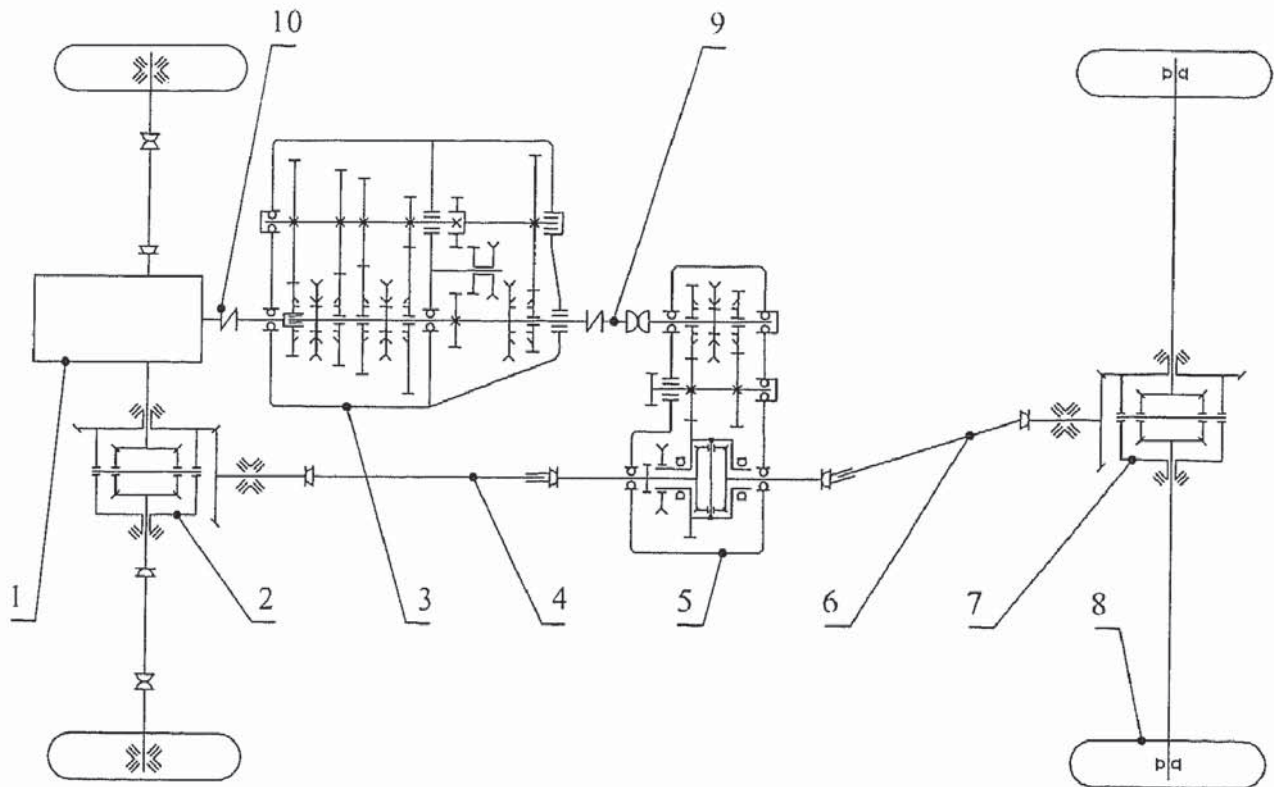


Рис. 1. Кинематическая схема трансмиссии полноприводного легкового автомобиля с колесной формулой 4×4: 1 — двигатель; 2 — передний мост; 3 — коробка передач; 4 — передний карданный вал; 5 — раздаточная коробка; 6 — задний карданный вал; 7 — задний мост; 8 — колесо; 9 — промежуточный вал; 10 — сцепление

Для расчета колебания силового агрегата вводятся следующие основные допущения: силовой агрегат, подрессоренные и неподрессоренные массы являются недеформируемыми телами; силы сопротивления пропорциональны первой степени скорости смещения масс; рассматриваются только колебания кузова и силового агрегата в продольно-вертикальной плоскости.

Предлагаются кинематическая (рис. 1) и динамическая (рис. 2) модели полноприводного легкового автомобиля. Система подрессоривания и трансмиссия связаны между собой с помощью углового перемещения кузова.

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 подрессоривания).

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

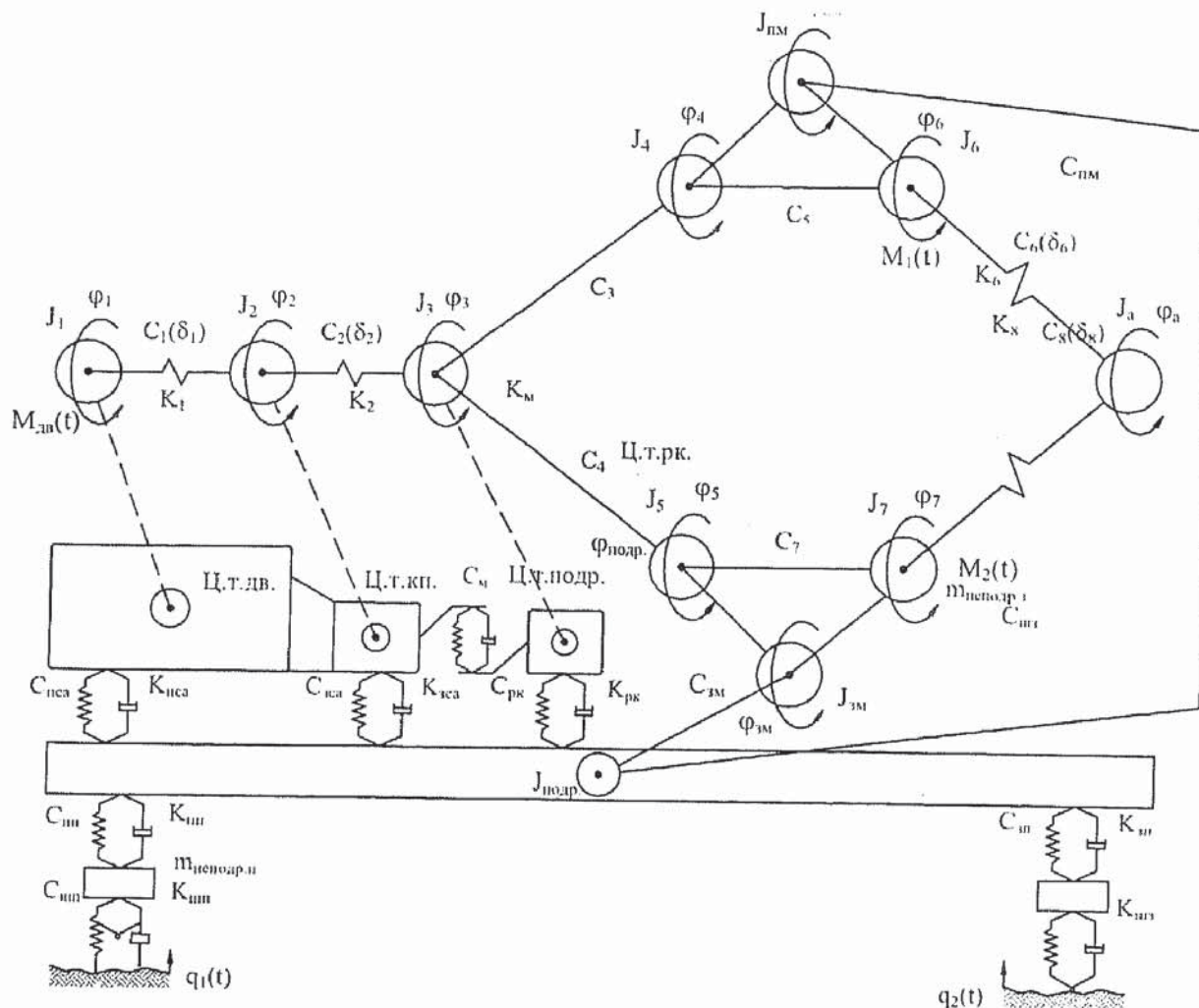


Рис. 2. Расчетная динамическая схема (ДС) № 1 трансмиссии полноприводного легкового автомобиля с колесной формулой 4 × 4 с учетом влияния дороги

Расчетная динамическая схема (ДС) № 2, представленная на рис. 3, включает в себя следующие приведенные к коленчатому валу двигателя моменты инерции: J_1 — маховика и вращающихся частей двигателя и сцепления; J_2 — вращающихся частей коробки передач и муфты; J_3 — вращающихся частей раздаточной коробки; J_4 — 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 φ_1 — φ_7 , φ_8 — 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 переднем и заднем ведущих мостах.

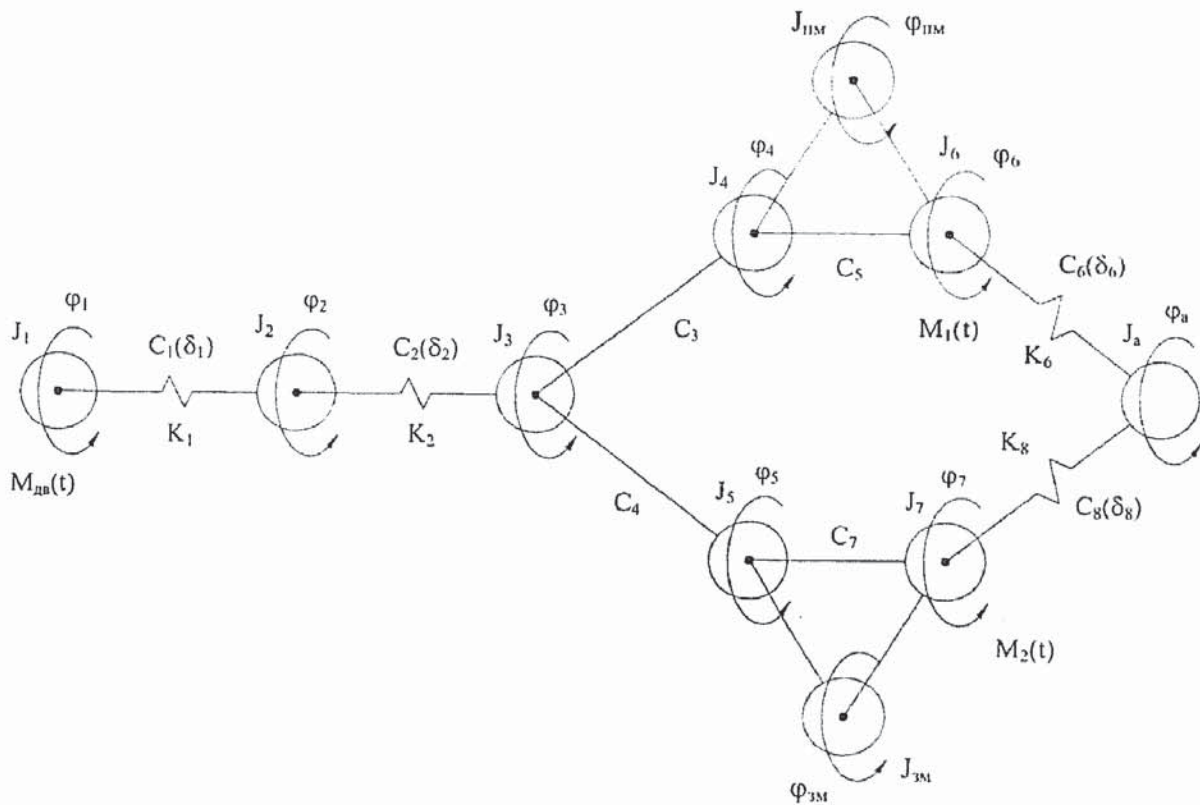


Рис. 3. Расчетная динамическая схема (ДС) №2 трансмиссии полноприводного легкового автомобиля с колесной формулой 4 × 4

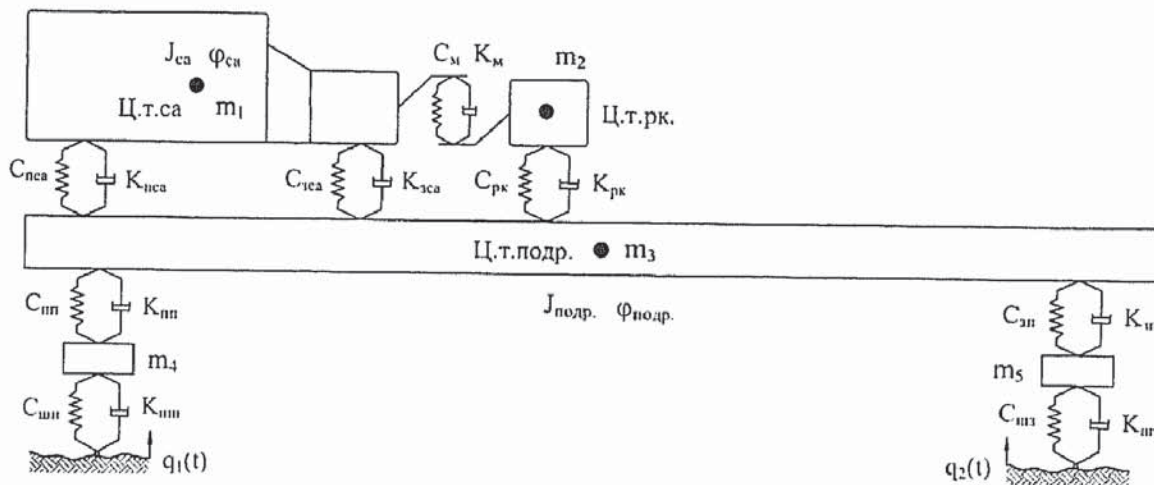


Рис. 4. Расчетная динамическая схема (ДС) №3 вертикальных колебаний силового агрегата полноприводного легкового автомобиля с колесной формулой 4 × 4 с учетом влияния дороги в продольно-вертикальной плоскости

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

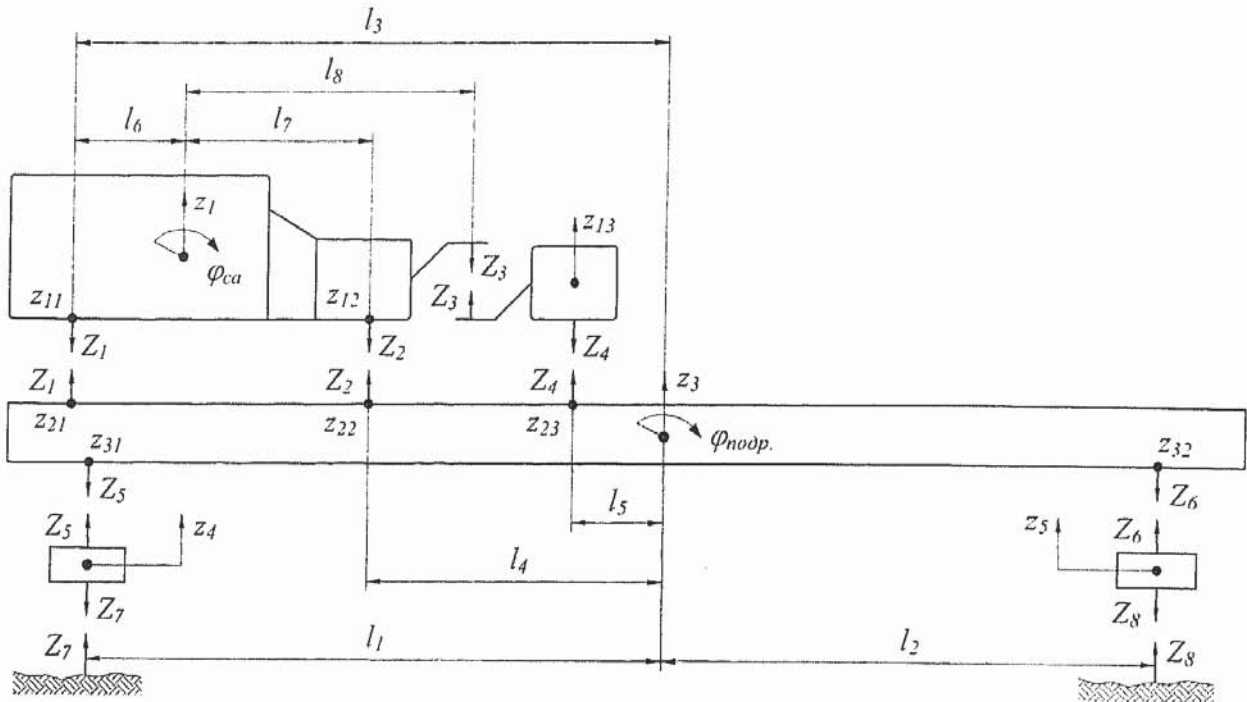


Рис. 5. Действующие силы в динамической схеме вертикальных колебаний силового агрегата полноприводного легкового автомобиля с колесной формулой 4 × 4

Расчетная динамическая схема (ДС) №3, представленная на рис. 4, включает в себя следующие моменты инерции: J_{ca} , $J_{подр.}$ — соответственно силового агрегата и поддресоренной массы относительно их поперечных центральных осей; массы: m_1 , m_2 , m_3 , m_4 , m_5 — соответственно силового агрегата, раздаточной коробки, поддресоренной части, неподдресоренной 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; $C_{шп}$, $C_{шз}$, $K_{шп}$, $K_{шз}$ — соответственно пружин передних и задних подвесок; $C_{шн}$, $C_{шз}$, $K_{шн}$, $K_{шз}$ — радиальные жесткости и коэффициенты демпфирования шин; $q_1(t)$, $q_2(t)$ — функции микропрофиля дороги под передними и задними колесами.

Используя принцип Даламбера дифференциальные уравнения системы (рис. 3), эквивалентной трансмиссии, можно записать в следующем виде:

$$\begin{aligned}
 J_1 \ddot{\varphi}_1 + k_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c_1(\delta_1)(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_{шп}(t); \\
 J_2 \ddot{\varphi}_2 + k_2(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - k_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c_2(\delta_2) \times \\
 \times (\varphi_2 - \varphi_3) - c_1(\delta_1)(\varphi_1 - \varphi_2) &= 0; \\
 J_3 \ddot{\varphi}_3 + c_3(\varphi_3 - \varphi_4) + c_4(\varphi_3 - \varphi_5) - k_2(\varphi_2 - \varphi_3) - \\
 - c_2(\delta_2)(\varphi_2 - \varphi_3) &= 0; \\
 J_4 \ddot{\varphi}_4 + c_5(\varphi_4 - \varphi_6 + \varphi_{шп}) - c_3(\varphi_3 - \varphi_4) &= 0; \\
 J_5 \ddot{\varphi}_5 + c_7(\varphi_5 - \varphi_7 + \varphi_{шз}) - c_4(\varphi_3 - \varphi_5) &= 0; \\
 J_6 \ddot{\varphi}_6 + k_6(\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_a) + c_6(\delta_6)(\varphi_6 - \varphi_a) - \\
 - c_5(\varphi_4 - \varphi_6 + \varphi_{шп}) &= M_1(t);
 \end{aligned} \tag{1}$$

$$\begin{aligned}
 & J_7 \ddot{\varphi}_7 + k_8 (\dot{\varphi}_7 - \dot{\varphi}_a) + c_8 (\delta_8) (\varphi_7 - \varphi_a) - \\
 & \quad - c_7 (\varphi_5 - \varphi_7 + \varphi_{3M}) = M_2(t); \\
 & J_a \ddot{\varphi}_a - k_6 (\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_a) - c_6 (\delta_6) (\varphi_6 - \varphi_a) - \\
 & \quad - k_8 (\dot{\varphi}_7 - \dot{\varphi}_a) - c_8 (\delta_8) (\varphi_7 - \varphi_a) = 0; \\
 & J_{пм} \ddot{\varphi}_{пм} - c_5 (\varphi_4 - \varphi_6 + \varphi_{пм}) + c_{пм} \varphi_{пм} = 0; \\
 & J_{3M} \ddot{\varphi}_{3M} - c_7 (\varphi_5 - \varphi_7 + \varphi_{3M}) + c_{3M} \varphi_{3M} = 0;
 \end{aligned}$$

Поведение парциальной модели, включающей подрессоренную и непрорессоренные части автомобиля (рис. 4), описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений (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} — раздаточной коробки; z_3, z_{31}, z_{32} — центра тяжести, передней и задней подрессоренной части автомобиля; z_4 — передней непрорессоренной части автомобиля; z_5 — задней непрорессоренной части автомобиля; l_p, l_2 — расстояния от центра тяжести подрессоренной части до передней и задней осей автомобиля соответственно; l_y, l_p, l_5 — расстояния от центра тяжести подрессоренной 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 подрессоренной 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.

$$\begin{aligned}
 & m_1 \ddot{z}_1 + [2k_{пса} (\dot{z}_{11} - \dot{z}_{21}) + 2c_{пса} (z_{11} - z_{21})] + \\
 & \quad + [k_{зса} (\dot{z}_{12} - \dot{z}_{22}) + c_{зса} (z_{12} - z_{22})] + \\
 & \quad + [k_M (\dot{z}_1 - l_8 \dot{\varphi}_{ca} - \dot{z}_{13}) + c_M (z_1 - l_8 \varphi_{ca} - z_{13})] = P_{дс}; \\
 & J_{ca} \ddot{\varphi}_{ca} + [2k_{пса} (\dot{z}_{11} - \dot{z}_{21}) + 2c_{пса} (z_{11} - z_{21})] l_6 - \\
 & \quad - [k_{зса} (\dot{z}_{12} - \dot{z}_{22}) + c_{зса} (z_{12} - z_{22})] l_7 - \\
 & \quad - [k_M (\dot{z}_1 - l_8 \dot{\varphi}_{ca} - \dot{z}_{13}) + c_M (z_1 - l_8 \varphi_{ca} - z_{13})] l_8 = 0; \\
 & m_2 \ddot{z}_{13} + [k_M (\dot{z}_1 - l_8 \dot{\varphi}_{ca} - \dot{z}_{13}) + c_M (z_1 - l_8 \varphi_{ca} - z_{13})] - \\
 & \quad - 2k_{рк} (\dot{z}_{13} - \dot{z}_{23}) - 2c_{рк} (z_{13} - z_{23}) = 0; \\
 & m_3 \ddot{z}_3 + [2k_{пнн} (\dot{z}_{31} - \dot{z}_4) + 2c_{пнн} (z_{31} - z_4)] + \\
 & \quad + [2k_{3п} (\dot{z}_{32} - \dot{z}_5) + 2c_{3п} (z_{32} - z_5)] - \\
 & \quad - [2k_{пса} (\dot{z}_{11} - \dot{z}_{21}) + 2c_{пса} (z_{11} - z_{21})] - \\
 & \quad - [k_{зса} (\dot{z}_{12} - \dot{z}_{22}) + c_{зса} (z_{12} - z_{22})] - \\
 & \quad - [2k_{рк} (\dot{z}_{13} - \dot{z}_{23}) + 2c_{рк} (z_{13} - z_{23})] = 0; \\
 & J_{подр.} \ddot{\varphi}_{подр.} + [2k_{пнн} (\dot{z}_{31} - \dot{z}_4) + 2c_{пнн} (z_{31} - z_4)] l_1 - \\
 & \quad - [2k_{3п} (\dot{z}_{32} - \dot{z}_5) + 2c_{3п} (z_{32} - z_5)] l_2 -
 \end{aligned} \tag{2}$$

$$\begin{aligned}
& -[2k_{\text{нса}}(\dot{z}_{11} - \dot{z}_{21}) + 2c_{\text{нса}}(z_{11} - z_{21})]l_3 - [k_{\text{зса}}(\dot{z}_{12} - \dot{z}_{22}) + c_{\text{зса}}(z_{12} - z_{22})]l_4 - \\
& \quad - [2k_{\text{рк}}(\dot{z}_{13} - \dot{z}_{23}) - 2c_{\text{рк}}(z_{13} - z_{23})]l_5 = 0; \\
& m_4\ddot{z}_4 + k_{\text{инн}}(\dot{z}_4 - \dot{q}_1) + c_{\text{инн}}(z_4 - q_1) - k_{\text{инн}}(\dot{z}_{31} - \dot{z}_4) - c_{\text{инн}}(z_{31} - z_4) = 0; \\
& m_5\ddot{z}_5 + k_{\text{инз}}(\dot{z}_5 - \dot{q}_2) + c_{\text{инз}}(z_5 - q_2) - k_{\text{инз}}(\dot{z}_{32} - \dot{z}_5) - c_{\text{инз}}(z_{32} - z_5) = 0; \\
& z_1 - z_{11} = l_6\varphi_{\text{са}}; z_{12} - z_1 = l_7\varphi_{\text{са}}; z_3 - z_{31} = l_1\varphi_{\text{подр}}; z_{32} - z_3 = l_2\varphi_{\text{подр}}; \\
& \quad z_3 - z_{21} = l_3\varphi_{\text{подр}}; z_3 - z_{22} = l_4\varphi_{\text{подр}}; z_3 - z_{23} = l_5\varphi_{\text{подр}}.
\end{aligned}$$

Дифференциальные уравнения движения совместных колебаний двух указанных парциальных систем в окончательном виде представляются системой (3). Для ее решения используется метод Рунге—Кутты четвертого порядка точности.

$$\begin{aligned}
& J_1\ddot{\varphi}_1 + k_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c_1(\delta_1)(\varphi_1 - \varphi_2) = M_{\text{дв}}(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_{\text{инм}}) - 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_{\text{инм}}) = M_1(t); \\
& J_5\ddot{\varphi}_5 + c_7(\varphi_5 - \varphi_7 + \varphi_{\text{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_{\text{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_{\text{инм}}\ddot{\varphi}_{\text{инм}} - c_5(\varphi_4 - \varphi_6 + \varphi_{\text{инм}}) + c_{\text{инм}}(\varphi_{\text{инм}} - \varphi_{\text{подр}}) = 0; \\
& J_{\text{зм}}\ddot{\varphi}_{\text{зм}} - c_7(\varphi_5 - \varphi_7 + \varphi_{\text{зм}}) + c_{\text{зм}}(\varphi_{\text{зм}} - \varphi_{\text{подр}}) = 0; \\
& m_1\ddot{z}_1 + [2k_{\text{нса}}(\dot{z}_{11} - \dot{z}_{21}) + 2c_{\text{нса}}(z_{11} - z_{21})] + [k_{\text{зса}}(\dot{z}_{12} - \dot{z}_{22}) + c_{\text{зса}}(z_{12} - z_{22})] + \\
& \quad + [k_{\text{м}}(\dot{z}_1 - l_8\dot{\varphi}_{\text{са}} - \dot{z}_{13}) + c_{\text{м}}(z_1 - l_8\varphi_{\text{са}} - z_{13})] = P_{\text{дс}}; \\
& J_{\text{са}}\ddot{\varphi}_{\text{са}} + [2k_{\text{нса}}(\dot{z}_{11} - \dot{z}_{21}) + 2c_{\text{нса}}(z_{11} - z_{21})]l_6 - [k_{\text{зса}}(\dot{z}_{12} - \dot{z}_{22}) + c_{\text{зса}}(z_{12} - z_{22})]l_7 - \\
& \quad - [k_{\text{м}}(\dot{z}_1 - l_8\dot{\varphi}_{\text{са}} - \dot{z}_{13}) + c_{\text{м}}(z_1 - l_8\varphi_{\text{са}} - z_{13})]l_8 = 0; \\
& m_2\ddot{z}_{13} + [k_{\text{м}}(\dot{z}_1 - l_8\dot{\varphi}_{\text{са}} - \dot{z}_{13}) + c_{\text{м}}(z_1 - l_8\varphi_{\text{са}} - z_{13})] - 2k_{\text{рк}}(\dot{z}_{13} - \dot{z}_{23}) - 2c_{\text{рк}}(z_{13} - z_{23}) = 0; \\
& m_3\ddot{z}_3 + [2k_{\text{инн}}(\dot{z}_{31} - \dot{z}_4) + 2c_{\text{инн}}(z_{31} - z_4)] + [2k_{\text{инз}}(\dot{z}_{32} - \dot{z}_5) + 2c_{\text{инз}}(z_{32} - z_5)] - \\
& \quad - [2k_{\text{нса}}(\dot{z}_{11} - \dot{z}_{21}) + 2c_{\text{нса}}(z_{11} - z_{21})] - [k_{\text{зса}}(\dot{z}_{12} - \dot{z}_{22}) + c_{\text{зса}}(z_{12} - z_{22})] - \\
& \quad - [2k_{\text{рк}}(\dot{z}_{13} - \dot{z}_{23}) + 2c_{\text{рк}}(z_{13} - z_{23})] = 0; \\
& J_{\text{подр}}\ddot{\varphi}_{\text{подр}} + [2k_{\text{инн}}(\dot{z}_{31} - \dot{z}_4) + 2c_{\text{инн}}(z_{31} - z_4)]l_1 - [2k_{\text{инз}}(\dot{z}_{32} - \dot{z}_5) + 2c_{\text{инз}}(z_{32} - z_5)]l_2 - \\
& \quad - [2k_{\text{нса}}(\dot{z}_{11} - \dot{z}_{21}) + 2c_{\text{нса}}(z_{11} - z_{21})]l_3 - [k_{\text{зса}}(\dot{z}_{12} - \dot{z}_{22}) + c_{\text{зса}}(z_{12} - z_{22})]l_4 - \\
& \quad - [2k_{\text{рк}}(\dot{z}_{13} - \dot{z}_{23}) + 2c_{\text{рк}}(z_{13} - z_{23})]l_5 - c_{\text{зм}}(\varphi_{\text{зм}} - \varphi_{\text{подр}}) - c_{\text{инм}}(\varphi_{\text{инм}} - \varphi_{\text{подр}}) = 0; \\
& m_4\ddot{z}_4 + k_{\text{инн}}(\dot{z}_4 - \dot{q}_1) + c_{\text{инн}}(z_4 - q_1) - 2k_{\text{инн}}(\dot{z}_{31} - \dot{z}_4) - 2c_{\text{инн}}(z_{31} - z_4) = 0;
\end{aligned} \tag{3}$$

$$\begin{aligned}
 m_3 \ddot{z}_5 + k_{\text{мз}} (\dot{z}_5 - \dot{q}_2) + c_{\text{мз}} (z_5 - q_2) - 2k_{\text{зн}} (\dot{z}_{32} - \dot{z}_5) - 2c_{\text{зн}} (z_{32} - z_5) &= 0; \\
 z_1 - z_{11} = l_6 \Phi_{\text{са}}; z_{12} - z_1 = l_7 \Phi_{\text{са}}; z_3 - z_{31} = l_1 \Phi_{\text{подр}}; z_{32} - z_3 = l_2 \Phi_{\text{подр}}; \\
 z_3 - z_{21} = l_3 \Phi_{\text{подр}}; z_3 - z_{22} = l_4 \Phi_{\text{подр}}; z_3 - z_{23} = l_5 \Phi_{\text{подр}}.
 \end{aligned}$$

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

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

где h — шаг интегрирования; j — номер шага; $i = 1, \dots, n$. Начальные условия при численном интегрировании учитываются на нулевом шаге: $i = 1, x_0 = 0, y_{10} = 0, y_{20} = 0, \dots, y_{n0} = 0$.

Значения исследуемых нами возмущающих частот ограничиваются величиной от 0 до 100 Гц. Шаг интегрирования не должен превышать 0,0001 с, поскольку точность моделирования колебаний определяется точностью решения дифференциальных уравнений. При решении дифференциальных уравнений методом Рунге—Кутты 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.

Моменты инерции сосредоточенных масс и жесткости деталей определяются аналитическим, графо-аналитическим 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, с; v_a — скорость автомобиля, м/с; 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 $\alpha_1 = \alpha_1' v_a$ и $\alpha_2 = \alpha_2' v_a$ — коэффициенты, характеризующие затухание; $\beta = \beta' v_a$ — коэффициент, характеризующий колебательный процесс; A_i — коэффициенты, характеризующие распределение дисперсии ординат поверхности между составляющими, при этом

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

Используя (6) и (8) получим

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

С помощью уравнений нормированных корреляционных функций микропрофиля различных типов дорог, получим уравнения нормированных спектральных плотностей воздействия микропрофилей обследованных типов автомобильных дорог, приведенных в таблице.

Итак, можно подсчитать спектральную плотность воздействия при заданной скорости автомобиля. Нами проведен расчет колебаний автомобиля при движении с постоянными скоростями (км/ч): $v_a = 20$; $v_a = 40$; $v_a = 60$; $v_a = 80$; $v_a = 100$.

Задача решается с помощью программы, составленной с использованием математического пакета «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 ВАЗ-21213. В результате вычислений получены графики (рис. 6—11) зависимостей виброускорений и виброперемещений от времени.

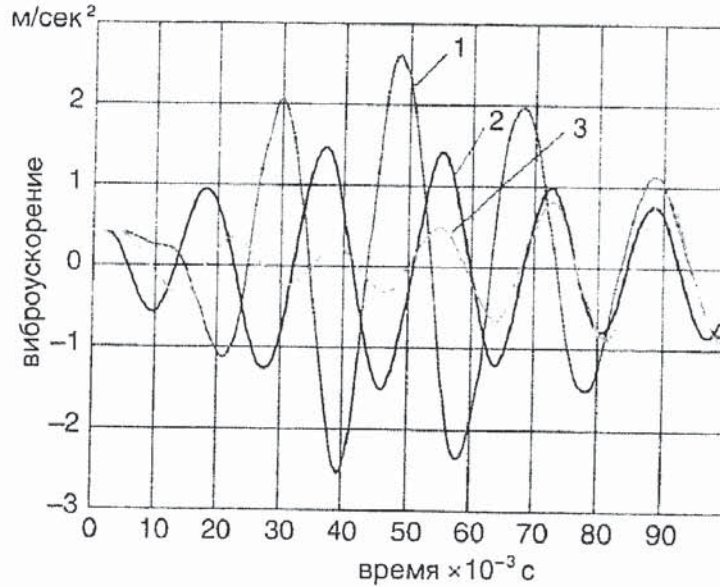


Рис. 6. Зависимости вертикальных ускорений силового агрегата от времени без учета крутильных колебаний трансмиссии: 1 — движение автомобиля на дороге с булыжным покрытием удовлетворительного качества со скоростью 20 км/ч; 2 — без учета влияния дороги; 3 — движение автомобиля на дороге с асфальтовым покрытием со скоростью 60 км/ч

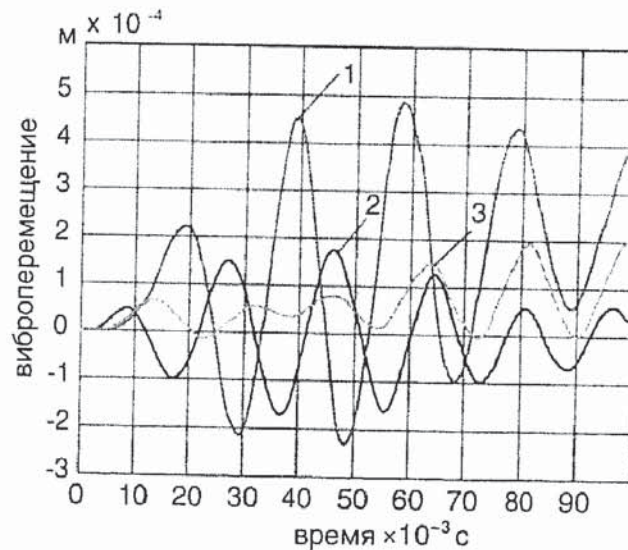


Рис. 7. Зависимости вертикальных перемещений силового агрегата от времени без учета крутильных колебаний трансмиссии

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 элементов трансмиссии при расчете колебаний силового агрегата повлечет за собой ошибочные выводы и рекомендации по доводке подвески силового агрегата.

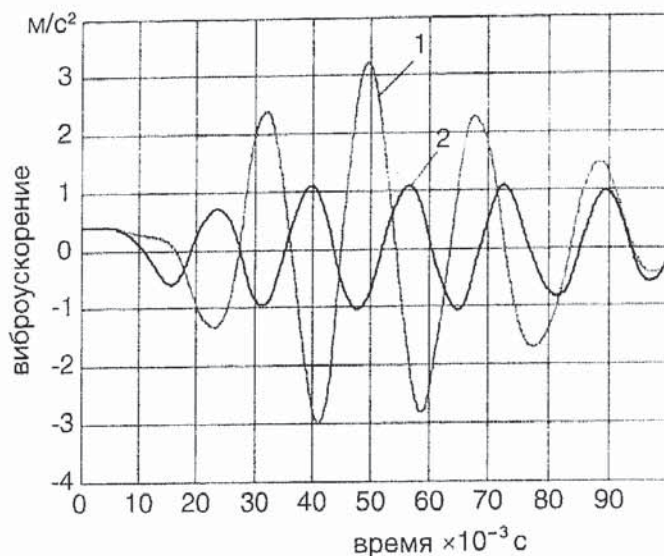


Рис. 8. Зависимости вертикальных ускорений силового агрегата от времени с учетом крутильных колебаний трансмиссии: 1 — движение автомобиля на дороге с булыжным покрытием удовлетворительного качества со скоростью 20 км/ч на 2-ой передаче в коробке передач; 2 — без учета влияния дорог

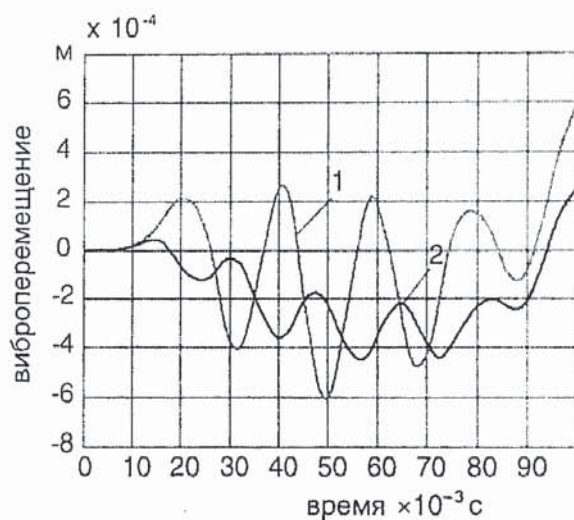


Рис. 9. Зависимости вертикальных перемещений силового агрегата от времени с учетом крутильных колебаний трансмиссии

2. Вертикальные и крутильные колебания заметно 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 дорог.

3. Необходимо учитывать неровности дорог в расчете колебаний силового агрегата полноприводного легкового автомобиля. С учетом влияния неровности дорог резонансные частоты увеличиваются более, чем на 6,4 % при изменении передаточного числа коробки передач.

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

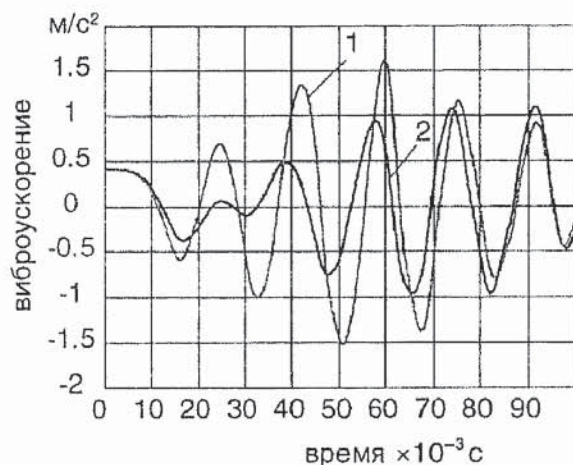


Рис. 10. Зависимости вертикальных ускорений силового агрегата от времени с учетом влияния крутильных колебаний трансмиссии: 1 — без учета влияния дорог; 2 — движение автомобиля на дороге с асфальтовым покрытием со скоростью 60 км/ч

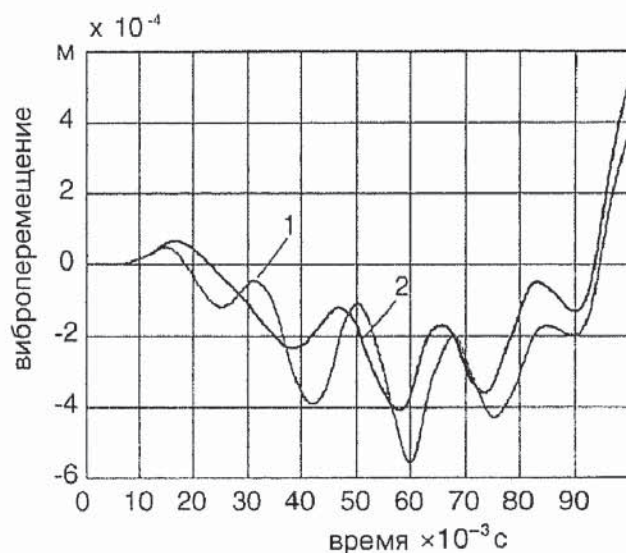


Рис. 11. Зависимости вертикальных перемещений силового агрегата от времени с учетом влияния крутильных колебаний трансмиссии

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

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