

УДК 630*36

И.Н. Гончаров, вед. науч. сотр. отдела исследований аварийно-спасательной техники и оборудования («Научно-исследовательский институт пожарной безопасности и проблем чрезвычайных ситуаций»);
С.А. Голякевич, доц., канд. техн. наук (БГТУ, г. Минск)

МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОЦЕНКА ОПОРНОЙ ПРОХОДИМОСТИ ОБЛЕГЧЕННОЙ ПОЖАРНОЙ АВТОЦИСТЕРНЫ С ЦЕНТРАЛИЗОВАННОЙ ПОДКАЧКОЙ ШИН С УЧЕТОМ ДИНАМИКИ ЕЕ ДВИЖЕНИЯ

Условия движения по дорогам общего пользования и бездорожью обуславливают действие на шасси динамических нагрузок, значительно превышающие статические величины. Данные нагрузки обуславливаются величинами неровностей поверхностей движения, упругими и демпфирующими характеристиками подвески и шин, массово-геометрическими параметрами шасси и оборудования (рисунок 1) и др.

Полученные при расчете данные используются для последующего моделирования напряженно-деформированного состояния деталей ходовой части, анализа реализации тяговых и сцепных свойств, оценки прочности и усталостной долговечности деталей трансмиссии и ходовой части.

Отличием расчетной схемы модели от реальной конструкции является использование ряда допущений, которые призваны упростить модель, ускорить ее расчет и, вместе с тем, обеспечить приемлемую точность.

К общепринятым допущениям [1, 2] в моделировании динамики машин следует отнести следующие. Распределенные массы машины заменяются сосредоточенными, а соединение таких масс между собой выполняется безынерционными упругодемпфирующими связями. Кроме этого, упругие характеристики шин часто принимаются линейными, а силы их неупругого сопротивления – пропорциональными скорости деформации. Радиусы качения колес принимаются одинаковыми и равными статическому радиусу. Контакт колеса с дорогой принимается точечным, а высоты микронеровностей поверхности движения под колесами правой и левой колеи усредняются.

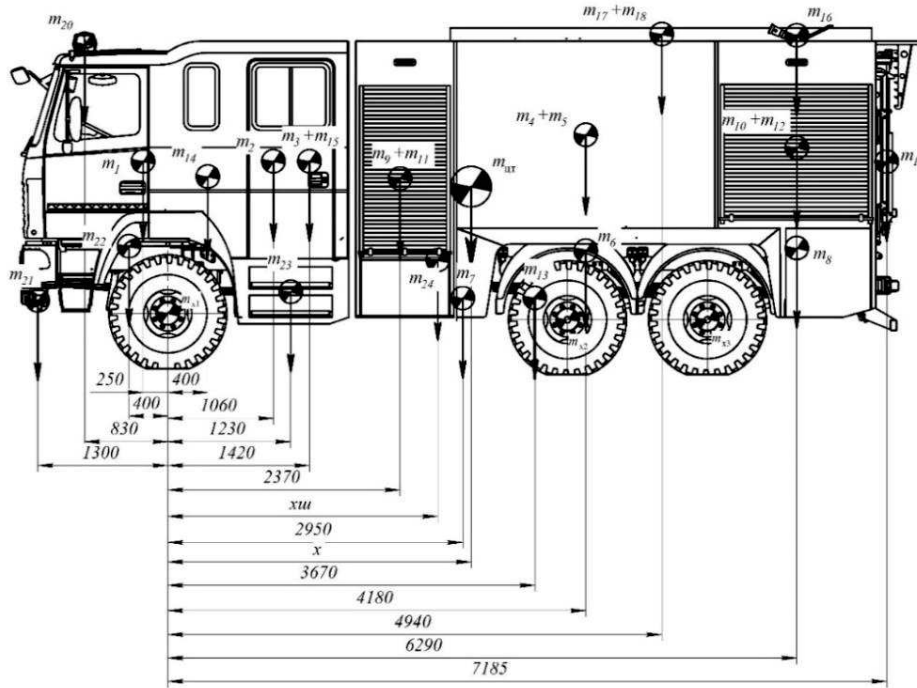


Рисунок 2 – Расчетная схема определения положения сосредоточенной массы облегченной пожарной автоцистерны

$$x = \frac{\sum_{i=2}^{19} m_i l_i + \sum_{i=23}^{24} m_i l_i - \sum_{i=20}^{22} m_i l_i - \sum_{i=1}^3 m_{xi} l_{xi}}{\sum_{i=1}^{24} m_i - \sum_{i=1}^3 m_{xi}}, \quad z = \frac{\sum_{i=1}^{24} m_i h_i - \sum_{i=1}^3 m_{xi} h_{xi}}{\sum_{i=1}^{24} m_i - \sum_{i=1}^3 m_{xi}} \quad (1)$$

где m_i – масса отдельных узлов облегченной пожарной автоцистерны; m_{xi} – массы неподрессоренных ходовых частей; l_i, h_i – горизонтальные и вертикальные координаты положения центров тяжести элементов машины соответственно, м (определяются согласно рисунку 2).

Система дифференциальных уравнений, входящих в математическую модель, составлена на основе уравнений Лагранжа второго рода [3]:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i} = Q_i, \quad (2)$$

где T и Π – кинетическая и потенциальная энергии системы соответственно; R – диссипативная функция Релея; q_i – обобщенная координата; Q_i – внешние обобщенные силы.

Выражения, по которым определяются кинетическая, потенциальная энергии и диссипативная функция Релея имеют следующий вид:

$$T = \frac{1}{2} M_1 \dot{Z}_1^2 + \frac{1}{2} I_1 \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{\xi}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{\xi}_2^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{\xi}_3^2 + \frac{1}{2} I_2 \dot{\theta}_2^2; \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \Pi = & \frac{1}{2}(Z_1 + \theta_1 a - \xi_1)^2 c_{p1} + \frac{1}{2}(\xi_1 - q_1)^2 c_{ш1} + \\ & + \frac{1}{2}[Z_1 - \theta_1(b - l_{11}) + \theta_2 l_{11} - \xi_2]^2 c_{p2} + \frac{1}{2}(\xi_2 - q_2)^2 c_{ш2} + \\ & + \frac{1}{2}[Z_1 - \theta_1(b + l_{12}) - \theta_2 l_{12} - \xi_3]^2 c_{p3} + \frac{1}{2}(\xi_3 - q_3)^2 c_{ш3}; \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} R = & \frac{1}{2}(\dot{Z}_1 + \dot{\theta}_1 a - \dot{\xi}_1)^2 k_{p1} + \frac{1}{2}(\dot{\xi}_1 - \dot{q}_1)^2 k_{ш1} + \\ & + \frac{1}{2}[\dot{Z}_1 - \dot{\theta}_1(b - l_{11}) + \dot{\theta}_2 l_{11} - \dot{\xi}_2]^2 k_{p2} + \frac{1}{2}(\dot{\xi}_2 - \dot{q}_2)^2 k_{ш2} + \\ & + \frac{1}{2}[\dot{Z}_1 - \dot{\theta}_1(b + l_{12}) - \dot{\theta}_2 l_{12} - \dot{\xi}_3]^2 k_{p3} + \frac{1}{2}(\dot{\xi}_3 - \dot{q}_3)^2 k_{ш3}, \end{aligned} \quad (5)$$

где M_1 – масса пожарной автоцистерны без учета; I_1, I_2 – моменты инерции автоцистерны и задней рессорно-балансирной подвески, приведенный к оси его качания, соответственно; $c_{ш1}, c_{ш2}, c_{ш3}, k_{ш1}, k_{ш2}, k_{ш3}$ – коэффициенты вертикальной жесткости и сопротивления шин; $c_{p1}, c_{p2}, c_{p3}, k_{p1}, k_{p2}, k_{p3}$ – коэффициенты вертикальной жесткости и сопротивления рессор; a, b – горизонтальные координаты центра тяжести, пожарной автоцистерны; l_{11}, l_{12} – расстояние между осями рессорно-балансирной подвески; q_1, q_2, q_3 – текущие значения ординат микропрофиля под колесами автоцистерны.

После подстановки величин (3) – (5) в выражение (2) и выполнения дифференцирования по соответствующим обобщенным координатам получена система дифференциальных уравнений, которая описывает колебательные процессы, происходящие с машиной при ее движении. Для последующего программирования уравнения системы предварительно выражаются относительно 2-й производной по каждой обобщенной координате, а не в стандартной форме Коши с нулевой правой частью.