

А.Н. МАЛАКЕЙ, ГП “Завод им. Малышева”

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В КОРПУСЕ И ХОДОВОЙ СИСТЕМЕ ЛЕГКОБРОНИРОВАННОЙ КОЛЕСНОЙ БОЕВОЙ МАШИНЫ

Запропоновано принципово важливе вдосконалення комплексної функціональної моделі транспортного засобу спеціального призначення. Воно пов'язане із урахуванням податливості гумових сайлентблоків, вбудованих в створену раніше математичну модель підвіски. Отримані дані передаються у систему аналізу напружено-деформованого стану корпусу бронетранспортера.

Important in principle improvement of complex functional model of transport vehicle of special setting is offered. It is related to the account of pliability of rubber silentblocks, which are built in created before mathematical model of pendant. Information is transmitted to the system of analysis of stressed-deformed state of armoured troop-carrier body.

Введение. Процесс исследования прочностных и жесткостных характеристик корпусных элементов транспортных машин вообще и военных колесных и гусеничных машин в частности кроме конструктивных параметров требует точного знания режимов нагружения всех элементов конструкции в зависимости от времени.

Для военных гусеничных и колесных машин не всегда подходят методики исследования прочностных и жесткостных характеристик корпусных элементов, наработанные для автомобилей и автобусов общетранспортного назначения и ориентированные на вероятностный подход при определении режимов нагружения и свойств материалов [1-22]. Это связано с часто экстремальными режимами эксплуатации военных машин и важностью знания степени приближения к предельным значениям величин напряжений в материале и деформаций корпусных элементов в процессе преодоления препятствий на скорости, ведения огня из бортового вооружения или попадания по машине вражеских боеприпасов. Особенно актуальной эта задача является для легкобронированных боевых машин, имеющих относительно нежесткий корпус.

На практике подобные исследования еще недавно проводились путем тензометрирования опытных образцов техники в условиях лабораторных или полевых испытаний. Однако с ускорением научно-технического прогресса и сокращением времени, отведенного на разработку новой и модернизации существующей техники, требуется получать точные ответы на эти вопросы до изготовления опытных образцов.

С этой целью сейчас все шире используется имитационное моделирование, основанное на применении комплексных функциональных математических моделей (КФММ) сложных динамических объектов.

Одними из первых фундаментальных трудов по **комплексному**

моделированию транспортных средств можно считать [14, 20]. Однако авторы этих монографий вынуждены были ориентироваться на ограниченные возможности вычислительной техники того времени. Поэтому большинство математических выкладок и алгоритмов в этих книгах ориентированы под аналоговые вычислительные машины. В дальнейшем разработкой этого вопроса занималось большое количество ученых, но с учетом особенностей моделирования именно военных колесных и гусеничных машин следует, в первую очередь, отметить работы [1-5]. Однако при более детальном рассмотрении в указанных публикациях могут быть отмечены некоторые упрощения, которые снижают точность результатов, получаемых при моделировании.

Так, при моделировании узлов подвески в работах [1-5] не учитываются упругие связи между рычагами подвески и ступицей колеса, что несколько завышает значения получаемых в результате численных экспериментов ускорений корпуса и усилий, передаваемых на корпус, от элементов подвески. Именно уточнению комплексной функциональной модели военной колесной машины типа БТР в этом направлении посвящена предлагаемая работа.

Математическая модель. Принятая за основу комплексная функциональная математическая модель [1, 5] описывает процессы, протекающие в системах машины в период ее работы, и имеет форму системы дифференциальных уравнений. Она предназначена для выполнения анализа характерных рабочих процессов и оптимизации как основных параметров подсистем, так и характеристик машины в целом.

При составлении математической модели на первом этапе был использован метод декомпозиции общей структуры автомобиля на подсистемы, для каждой из которых была разработана своя функциональная математическая модель. Затем, с учетом топологии системы, они были объединены в КФММ [1-5]. Для получения математической модели системы были использованы уравнения Лагранжа:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\mathbf{q}}_m} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_m} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_m} + \frac{\partial \Phi}{\partial \mathbf{q}_m} = Q_m + \sum_{v=1}^d \lambda_v A_{vm}; \\ \sum_{m=1}^s A_{vm} \mathbf{q}_m + A_v = 0, \quad \text{где } m = \overline{1, s} \quad \text{и } v = \overline{1, d}, \end{array} \right. \quad (1)$$

где T и Π – соответственно кинетическая и потенциальная энергия системы; Φ – диссипативная функция Рэлея; q_m – обобщенные координаты; Q_m – обобщенные силы; λ_v – неопределенные множители Лагранжа; A_{vm} , A_v – коэффициенты уравнений неголономных связей; s – число обобщенных координат; d – число неголономных связей.

Для каждой из подсистем были определены кинетическая и потенциальная энергии, функция Рэля, число степеней свободы и выбраны обобщенные координаты. Также были составлены уравнения голономных (позиционных) связей, а T , Π и Φ выражены функциями обобщенных координат. Затем были рассмотрены неголономные связи и выведены их уравнения. Более подробно обобщенный алгоритм составления комплексной функциональной математической модели описан в [1-5].

Основным отличием предлагаемой комплексной функциональной математической модели является глубокая переработка подсистемы “остов – подвеска – движитель”, в которой введены дополнительные обобщенные координаты и учтены упругие и демпфирующие связи между элементами подвески (резиновые сайлентблоки).

Рассмотрим блок независимой торсионной подвески на двух поперечных рычагах, устанавливаемый на задних неуправляемых осях бронетранспортера БТР-80. Конструкция описываемого блока подвески представлена на рис. 1, 2.

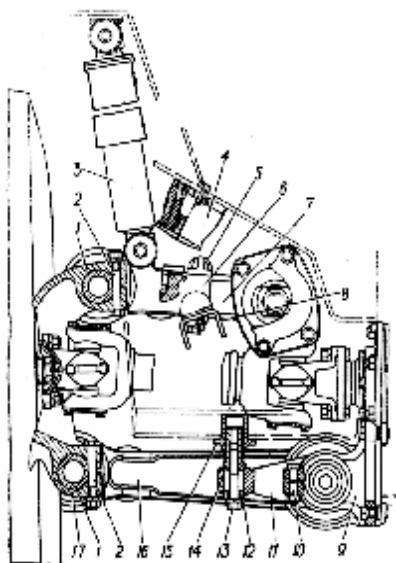


Рис. 1. Подвеска неуправляемых колес:

- 1 – соединительная ось;
- 2, 10, 13 – стяжные болты;
- 3 – амортизатор; 4 – буфер сжатия;
- 5 – упор; 6 – буфер отдачи; 7 – верхний рычаг подвески; 8 – кронштейн;
- 9 – кронштейн регулировочной муфты;
- 11 – регулировочная муфта;
- 12 – опорная шайба;
- 14 – регулировочная втулка;
- 15 – пята; 16 – нижний рычаг подвески; 17 – колесный редуктор

Характерной особенностью рычажных подвесок такого типа является установка рычагов на резиновых сайлентблоках, которые дополнительно увеличивают демпфирующие способности подвески и снижают вибрации, передаваемые на корпус. Подобная установка рычагов в кронштейнах при моделировании подвески существенно усложняет задачу, так как позволяет в небольших пределах перемещаться рычагам автономно друг от друга и от

ступицы колеса. Если не учитывать эти перемещения, то достаточно одной обобщенной координаты для описания работы одного блока подвески (например угла поворота нижнего рычага). Все остальные перемещения в этом случае могут быть выражены через принятую обобщенную координату.

Для учета автономных перемещений рычагов на сайлентблоках необходимо вводить дополнительные обобщенные координаты. В общем случае для задних подвесок потребуется вместо одной координаты двадцать четыре (тридцать) – по шесть на нижний рычаг, верхний рычаг, ступицу колеса и один или два амортизатора. Соответственно, для передних управляемых колес, в подвесках которых ступица колеса с рычагами соединена через шкворень без сайлентблоков, число обобщенных координат уменьшается на пять.

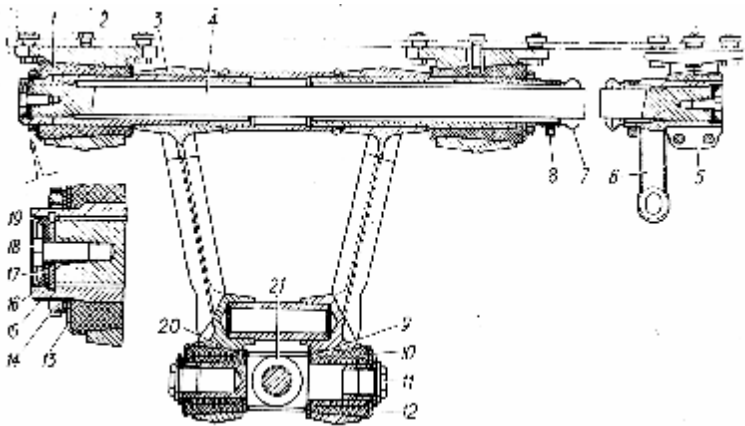


Рис. 2. Нижний рычаг подвески:

- 1, 10 – резиновые втулки; 2 – кронштейны; 3 – нижний рычаг; 4 – торсионный вал; 5 – кронштейн регулировочной муфты; 6 – регулировочная муфта; 7 – защитный кожух; 8 – хомуты; 9, 17, 20 – упорные шайбы; 11 – пробка; 12, 13 – щеки; 14 – гайка; 15 – стопорная планка; 16 – уплотнительное кольцо; 18 – болт; 19 – заглушка; 21 – соединительная ось

При создании математической модели бронетранспортера целесообразно руководствоваться рациональным подходом при выборе числа обобщенных координат (учете возможных степеней свободы узла). Так для уточненного исследования вопросов плавности хода вполне достаточно учитывать не все шесть, а всего три степени свободы всех элементов: перемещения вдоль поперечной и вертикальной осей OY и OZ , а также угол поворота относительно продольной оси OX . Также податливость сайлентблоков амортизатора можно приближенно учесть в характеристике последнего. Поэтому число степеней свободы блока подвески и,

соответственно, обобщенных координат, можно снизить до девяти для задних и семи для передних колес (рис. 3).

Для такого подхода алгоритм составления и решения дифференциальных уравнений, описывающих работу подвески, будет следующим.

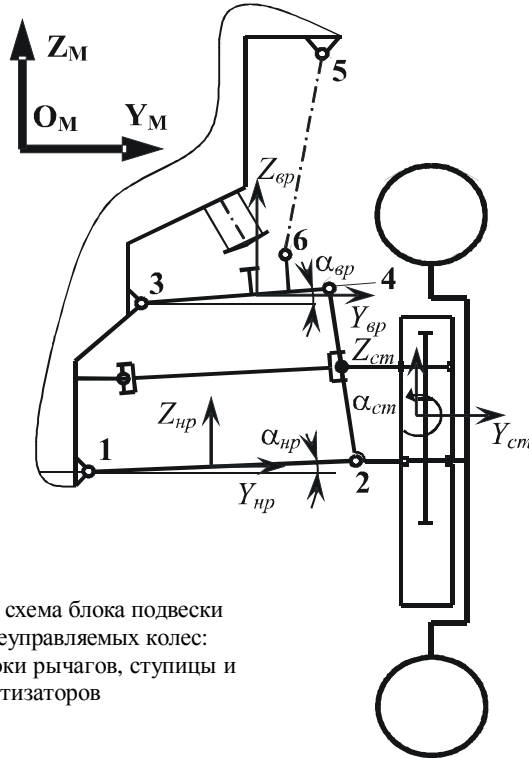


Рис. 3. Расчетная схема блока подвески левых задних неуправляемых колес:
1 – 6 – сайлентблоки рычагов, ступицы и амортизаторов

По начальным условиям, определяющим координаты центров тяжести рычагов и ступицы, а так же их углы наклона в поперечной плоскости (Z_{HP} , Y_{HP} , α_{HP} , Z_{BP} , Y_{BP} , α_{BP} , Z_{CT} , Y_{CT} , α_{CT}) в подвижной системе координат, связанной с центром тяжести машины, или из предыдущего шага интегрирования дифференциальных уравнений находим координаты проушин обоих рычагов и ступицы:

- для нижнего рычага:

$$Y_{1HP} = Y_{HP} - l_{HP1} \cos \alpha_{HP} + h_{HP} \sin \alpha_{HP} ; Z_{1HP} = Z_{HP} - l_{HP1} \sin \alpha_{HP} + h_{HP} \cos \alpha_{HP}$$

$$Y_{2HP} = Y_{HP} + l_{HP2} \cos \alpha_{HP} + h_{HP} \sin \alpha_{HP} ; Z_{2HP} = Z_{HP} + l_{HP2} \sin \alpha_{HP} + h_{HP} \cos \alpha_{HP} ;$$

- для верхнего рычага:

$$Y_{3BP} = Y_{BP} - l_{BP3} \cos \alpha_{BP} + h_{BP} \sin \alpha_{BP}; \quad Z_{3BP} = Z_{BP} - l_{BP3} \sin \alpha_{BP} + h_{BP} \cos \alpha_{BP};$$

$$Y_{4BP} = Y_{BP} + l_{BP4} \cos \alpha_{BP} + h_{BP} \sin \alpha_{BP}; \quad Z_{4BP} = Z_{BP} + l_{BP4} \sin \alpha_{BP} + h_{BP} \cos \alpha_{BP};$$

- для ступицы:

$$Y_{2CT} = Y_{CT} + h_{CT2} \sin \alpha_{CT} - l_{CT2} \cos \alpha_{CT}; \quad Z_{2CT} = Z_{CT} - h_{CT2} \cos \alpha_{CT} + l_{CT2} \sin \alpha_{CT};$$

$$Y_{4CT} = Y_{CT} - h_{CT4} \sin \alpha_{CT} - l_{CT4} \cos \alpha_{CT}; \quad Z_{4CT} = Z_{CT} + h_{CT4} \cos \alpha_{CT} - l_{CT4} \sin \alpha_{CT}.$$

Здесь и далее обозначения геометрических величин в соответствии с рис. 4. Так как корпус считаем недеформируемым, то координаты Z_{1K} , Y_{1K} , Z_{3K} , Y_{3K} являются известными константами. Следовательно, найдя смещения соответствующих точек взаимодействующих элементов, можно вычислить величины радиальной деформации резиновых сайлентблоков и их направления в системе координат, связанной с корпусом машины:

$$\Delta_1 = \sqrt{(Z_{1HP} - Z_{1K})^2 + (Y_{1HP} - Y_{1K})^2}; \quad \Delta_2 = \sqrt{(Z_{2HP} - Z_{2CT})^2 + (Y_{2HP} - Y_{2CT})^2};$$

$$\Delta_3 = \sqrt{(Z_{3BP} - Z_{3K})^2 + (Y_{3BP} - Y_{3K})^2}; \quad \Delta_4 = \sqrt{(Z_{4BP} - Z_{4CT})^2 + (Y_{4BP} - Y_{4CT})^2}.$$

Зная величины деформаций, можно определить абсолютные значения радиальных упругих составляющих реакций в сайлентблоках по закону Гука:

$$R_{i(ynp)} = c_{c\sigma} \Delta_i,$$

где $c_{c\sigma}$ - радиальная жесткость сайлентблока.

Для определения направления действия радиальных упругих составляющих реакций в сайлентблоках воспользуемся методикой, изложенной в [1-5]. Например, для сайлентблока 1, в подвижной системе координат, связанной с центром тяжести машины, направление вектора радиальной упругой составляющей реакции, действующей на корпус, будет

$$\alpha_{1K} = \arctg \left(\frac{Z_{1K} - Z_{1HP}}{Y_{1K} - Y_{1HP}} \right) \text{ для } Y_{1K} - Y_{1HP} > 0;$$

$$\alpha_{1K} = \operatorname{arctg}\left(\frac{Z_{1K} - Z_{1HP}}{Y_{1K} - Y_{1HP}}\right) + \pi \text{ для } Y_{1K} - Y_{1HP} < 0.$$

Аналогично для остальных сайлентблоков:

$$\alpha_{2CT} = \operatorname{arctg}\left(\frac{Z_{2CT} - Z_{2HP}}{Y_{2CT} - Y_{2HP}}\right) \text{ для } Y_{2CT} - Y_{2HP} > 0;$$

$$\alpha_{2CT} = \operatorname{arctg}\left(\frac{Z_{2CT} - Z_{2HP}}{Y_{2CT} - Y_{2HP}}\right) + \pi \text{ для } Y_{2CT} - Y_{2HP} < 0;$$

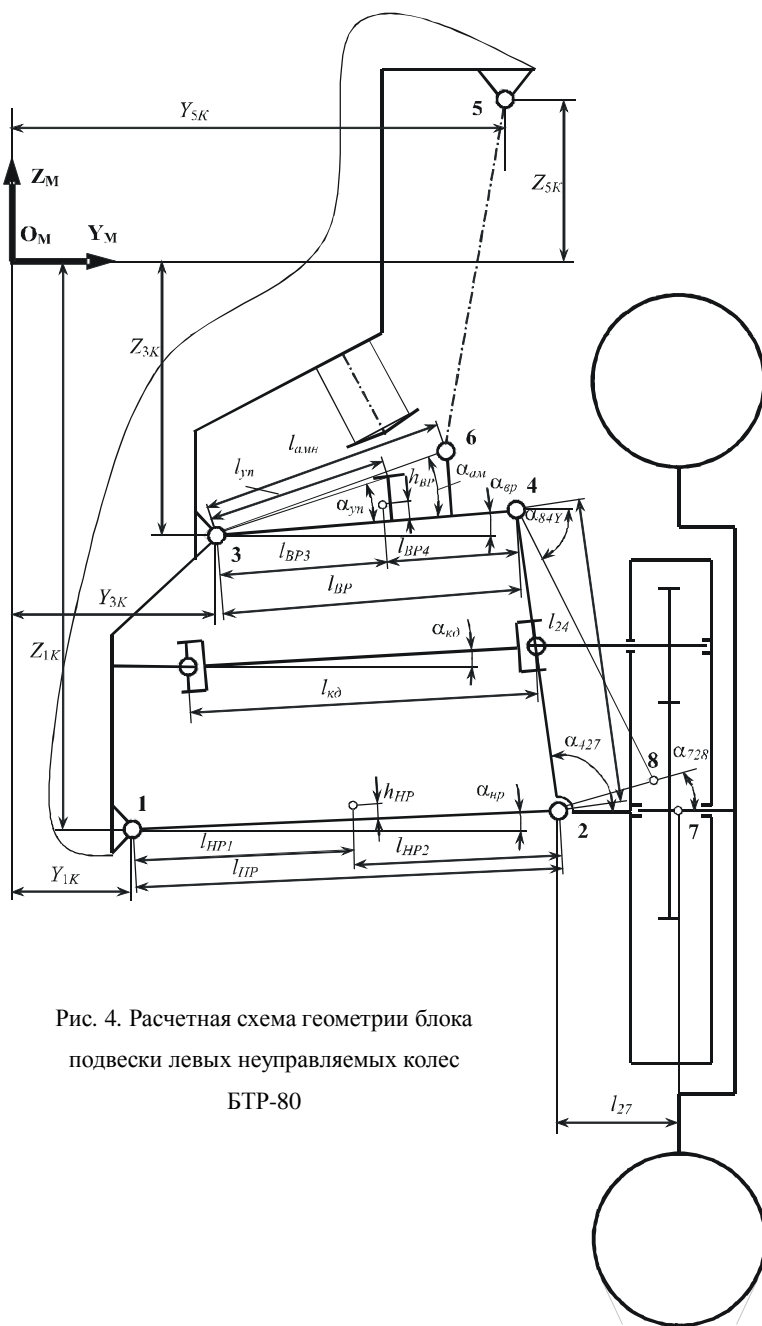


Рис. 4. Расчетная схема геометрии блока
подвески левых неуправляемых колес
БТР-80

$$\alpha_{3K} = \operatorname{arctg}\left(\frac{Z_{3K} - Z_{3BP}}{Y_{3K} - Y_{3BP}}\right) \text{ для } Y_{3K} - Y_{3BP} > 0;$$

$$\alpha_{3K} = \operatorname{arctg}\left(\frac{Z_{3K} - Z_{3BP}}{Y_{3K} - Y_{3BP}}\right) + \pi \text{ для } Y_{3K} - Y_{3BP} < 0;$$

$$\alpha_{4CT} = \operatorname{arctg}\left(\frac{Z_{4CT} - Z_{4BP}}{Y_{4CT} - Y_{4BP}}\right) \text{ для } Y_{4CT} - Y_{4BP} > 0;$$

$$\alpha_{4CT} = \operatorname{arctg}\left(\frac{Z_{4CT} - Z_{4BP}}{Y_{4CT} - Y_{4BP}}\right) + \pi \text{ для } Y_{4CT} - Y_{4BP} < 0.$$

Соответственно, направления векторов радиальных упругих составляющих тех же реакций, но действующих на ответные элементы подвески, будет

$$\alpha_{1HP} = \alpha_{1K} + \pi; \quad \alpha_{2HP} = \alpha_{2CT} + \pi;$$

$$\alpha_{3BP} = \alpha_{3K} + \pi; \quad \alpha_{4BP} = \alpha_{4CT} + \pi.$$

Переход от абсолютных значений радиальных упругих составляющих реакций в сайлентблоках к их проекциям на оси подвижной системы координат, связанной с центром тяжести машины производится по формулам:

$$\begin{aligned} R_{1HPY(ymp)} &= R_{1(ymp)} \cos \alpha_{1HP}; & R_{1HPZ(ymp)} &= R_{1(ymp)} \sin \alpha_{1HP}; \\ R_{2HPY(ymp)} &= R_{2(ymp)} \cos \alpha_{2HP}; & R_{2HPZ(ymp)} &= R_{2(ymp)} \sin \alpha_{2HP}; \\ R_{3BPY(ymp)} &= R_{3(ymp)} \cos \alpha_{3BP}; & R_{3BPZ(ymp)} &= R_{3(ymp)} \cos \alpha_{3BP}; \\ R_{4BPY(ymp)} &= R_{4(ymp)} \cos \alpha_{4BP}; & R_{4BPZ(ymp)} &= R_{4(ymp)} \sin \alpha_{4BP}; \\ R_{1KY(ymp)} &= R_{1(ymp)} \cos \alpha_{1K}; & R_{1KZ(ymp)} &= R_{1(ymp)} \sin \alpha_{1K}; \\ R_{3KY(ymp)} &= R_{3(ymp)} \cos \alpha_{3K}; & R_{3KZ(ymp)} &= R_{3(ymp)} \sin \alpha_{3K}; \\ R_{2CTY(ymp)} &= R_{2(ymp)} \cos \alpha_{2CT}; & R_{2CTZ(ymp)} &= R_{2(ymp)} \sin \alpha_{2CT}; \\ R_{4CTY(ymp)} &= R_{4(ymp)} \cos \alpha_{4CT}; & R_{4CTZ(ymp)} &= R_{4(ymp)} \sin \alpha_{4CT}. \end{aligned}$$

Если в численном эксперименте не ставится задача исследования

напряженного состояния сайлентблоков, то более целесообразно еще на этапе определения деформаций сайлентблоков сразу работать не с абсолютными величинами деформаций, а с их проекциями на оси подвижной системы координат, связанной с центром тяжести машины. В этом случае находим проекции деформаций каждого из шарниров на оси OY и OZ :

$$\begin{aligned}\Delta_{1HPY} &= Y_{1HP} - Y_{1K} ; \quad \Delta_{1HPZ} = Z_{1HP} - Z_{1K} ; \\ \Delta_{2HPY} &= Y_{2HP} - Y_{2CT} ; \quad \Delta_{2HPZ} = Z_{2HP} - Z_{2CT} ; \\ \Delta_{3BPY} &= Y_{3BP} - Y_{3K} ; \quad \Delta_{3BPZ} = Z_{3BP} - Z_{3K} ; \\ \Delta_{4BPY} &= Y_{4BP} - Y_{4CT} ; \quad \Delta_{4BPZ} = Z_{4BP} - Z_{4CT} .\end{aligned}$$

Зная величины деформаций по осям, можно определить соответствующие составляющие радиальных упругих реакций в сайлентблоках, действующих на рычаги, по закону Гука:

$$\begin{aligned}R_{1HPY(ynp)} &= -c_{cб} \Delta_{1HPY} ; \quad R_{1HPZ(ynp)} = -c_{cб} \Delta_{1HPZ} ; \\ R_{2HPY(ynp)} &= -c_{cб} \Delta_{2HPY} ; \quad R_{2HPZ(ynp)} = -c_{cб} \Delta_{2HPZ} ; \\ R_{3BPY(ynp)} &= -c_{cб} \Delta_{3BPY} ; \quad R_{1HPZ(ynp)} = -c_{cб} \Delta_{1HPZ} ; \\ R_{4BPY(ynp)} &= -c_{cб} \Delta_{4BPY} ; \quad R_{4BPZ(ynp)} = -c_{cб} \Delta_{4BPZ} ,\end{aligned}$$

где $c_{cб}$ - радиальная жесткость сайлентблока.

Ответные реакции на корпус и ступицу будут иметь противоположный знак:

$$\begin{aligned}R_{1KY(ynp)} &= -R_{1HPY(ynp)} ; \quad R_{1KZ(ynp)} = -R_{1HPZ(ynp)} ; \\ R_{2CTY(ynp)} &= -R_{2HPY(ynp)} ; \quad R_{2CTZ(ynp)} = -R_{2HPZ(ynp)} ; \\ R_{3KY(ynp)} &= -R_{3BPY(ynp)} ; \quad R_{3KZ(ynp)} = -R_{3BPZ(ynp)} ; \\ R_{4CTY(ynp)} &= -R_{4BPY(ynp)} ; \quad R_{4CTZ(ynp)} = -R_{4BPZ(ynp)} .\end{aligned}$$

На втором этапе необходимо вычислить моменты трения в шарнирах подвески. Если сайлентблоки собраны правильно и не имеют повреждений, то относительный поворот всех элементов подвески происходит только за счет закручивания резиновых втулок (на внутреннем трении резины без проскальзывания резины по металлу). В связи с этим, упругая составляющая момента внутреннего трения зависит от величины угла поворота одного

звена по отношению к сопряженному и радиальной деформации резиновых втулок. Причем на начальном этапе, с целью упрощения задачи, по аналогии с расчетом резинометаллического шарнира гусениц изменением жесткости резины на кручение от радиальной деформации можно пренебречь. По ТУ на сборку подвески последняя собирается при горизонтальном положении нижнего рычага, поэтому углы закрутки сайлентблоков при работе могут быть вычислены по следующим зависимостям:

$$\Delta\alpha_1 = \alpha_{HP} ; \quad \Delta\alpha_2 = \alpha_{CT} - \alpha_{CT(0)} - \alpha_{HP} ;$$

$$\Delta\alpha_3 = \alpha_{BP} - \alpha_{BP(0)} ; \quad \Delta\alpha_4 = \alpha_{CT} - \alpha_{CT(0)} - \alpha_{BP} ,$$

где $\alpha_{CT(0)}$ и $\alpha_{BP(0)}$ углы установки ступицы и верхнего рычага при сборке (при незакрученных сайлентблоках).

Зная текущие углы закручивания резиновых втулок и жесткость резины на кручение, находим соответствующие упругие моменты в шарнирах, действующие на рычаги подвески, по формулам:

$$M_{1HP(ynp)} = -c_{c\delta(\tau)}\Delta\alpha_1 ; \quad M_{2HP(ynp)} = -c_{c\delta(\tau)}\Delta\alpha_2 ;$$

$$M_{3BP(ynp)} = -c_{c\delta(\tau)}\Delta\alpha_3 ; \quad M_{4BP(ynp)} = -c_{c\delta(\tau)}\Delta\alpha_4 .$$

Аналогичные моменты, действующие на корпус и ступицу от соответствующих сайлентблоков, имеют противоположные знаки:

$$M_{1K(ynp)} = -M_{1HP(ynp)} ; \quad M_{2CT(ynp)} = -M_{2HP(ynp)} ;$$

$$M_{3K(ynp)} = -M_{3BP(ynp)} ; \quad M_{4CT(ynp)} = -M_{4BP(ynp)} .$$

Кроме упругих радиальных составляющих реакций и моментов трения в сайлентблоках при движении машины будут также возникать неупругие радиальные составляющие реакций и моменты, зависящие от скорости деформации резины. Именно они вместе с амортизаторами и внешним трением в подвеске рассеивают энергию колебаний корпуса.

Для их определения либо из начальных условий, либо из предыдущего шага интегрирования дифференциальных уравнений, описывающих работу подвески, необходимо вычислить скорости деформации резины в соответствующих сайлентблоках. Исходной информацией для вычислений являются линейные и угловые скорости перемещений всех элементов подвески в подвижной системе координат, связанной с центром тяжести машины (V_{ZHP} , V_{YHP} , ω_{HP} , V_{ZBP} , V_{YBP} , ω_{BP} , V_{ZCT} , V_{YCT} , ω_{CT}).

На очередном (третьем) этапе определяем проекции относительных

линейных скоростей всех проушин сайлентблоков в подвижной системе координат, связанной с центром тяжести машины:

- для нижнего рычага подвески:

$$V_{Y1HP} = V_{YHP} + \omega_{HP} (l_{HP1} \sin \alpha_{HP} + h_{HP} \cos \alpha_{HP});$$

$$V_{Z1HP} = V_{ZHP} + \omega_{HP} (-l_{HP1} \cos \alpha_{HP} + h_{HP} \sin \alpha_{HP});$$

$$V_{Y2HP} = V_{YHP} + \omega_{HP} (-l_{HP2} \sin \alpha_{HP} + h_{HP} \cos \alpha_{HP});$$

$$V_{Z2HP} = V_{ZHP} + \omega_{HP} (l_{HP2} \cos \alpha_{HP} + h_{HP} \sin \alpha_{HP}).$$

- для верхнего рычага подвески:

$$V_{Y3BP} = V_{YBP} + \omega_{BP} (l_{BP1} \sin \alpha_{BP} + h_{BP} \cos \alpha_{BP});$$

$$V_{Z3BP} = V_{ZBP} + \omega_{BP} (-l_{BP1} \cos \alpha_{BP} + h_{BP} \sin \alpha_{BP});$$

$$V_{Y4BP} = V_{YBP} + \omega_{BP} (-l_{BP2} \sin \alpha_{BP} + h_{BP} \cos \alpha_{BP});$$

$$V_{Z4BP} = V_{ZBP} + \omega_{BP} (l_{BP2} \cos \alpha_{BP} + h_{BP} \sin \alpha_{BP}).$$

- для ступицы:

$$V_{Y2CT} = V_{YCT} + \omega_{CT} l_{28} \sin(\alpha_{CT} + \alpha_{728}); \quad V_{Z2CT} = V_{ZCT} - \omega_{CT} l_{28} \cos(\alpha_{CT} + \alpha_{728});$$

$$V_{Y4CT} = V_{YCT} - \omega_{CT} l_{48} \sin(\alpha_{84Y}); \quad V_{Z4CT} = V_{ZCT} - \omega_{CT} l_{48} \cos(\alpha_{84Y}),$$

где α_{84Y} - угол между осью ОУ и отрезком, соединяющим точки 4 и 8, который определяется по формуле:

$$\alpha_{84Y} = \frac{\pi}{2} - \alpha_{248} - \alpha_{CT}.$$

На четвертом этапе определяем проекции скорости деформации шарниров относительно верхнего и нижнего рычагов на оси подвижной системы координат, связанной с центром тяжести машины:

$$\Delta V_{Y1HP} = -V_{Y1HP}; \quad \Delta V_{Z1HP} = -V_{Z1HP};$$

$$\Delta V_{Y2HP} = V_{Y2CT} - V_{Y2HP}; \quad \Delta V_{Z2HP} = V_{Z2CT} - V_{Z2HP};$$

$$\Delta V_{Y3BP} = -V_{Y3BP}; \quad \Delta V_{Z3BP} = -V_{Z3BP};$$

$$\Delta V_{Y4BP} = V_{Y4CT} - V_{Y4BP} ; \quad \Delta V_{Z4BP} = V_{Z4CT} - V_{Z4BP} .$$

Зная величины проекций скоростей деформации шарниров, можно определить соответствующие составляющие радиальных неупругих реакций в сайлентблоках, действующих на рычаги:

$$R_{1HPY(неупр)} = k_{сб} \Delta V_{Y1HP} ; \quad R_{1HPZ(неупр)} = k_{сб} \Delta V_{Z1HP} ;$$

$$R_{2HPY(неупр)} = k_{сб} \Delta V_{Y2HP} ; \quad R_{2HPZ(неупр)} = k_{сб} \Delta V_{Z2HP} ;$$

$$R_{3BPY(неупр)} = k_{сб} \Delta V_{Y3BP} ; \quad R_{3BPZ(неупр)} = k_{сб} \Delta V_{Z3BP} ;$$

$$R_{4BPY(неупр)} = k_{сб} \Delta V_{Y4BP} ; \quad R_{4BPZ(неупр)} = k_{сб} \Delta V_{Z4BP} .$$

Ответные реакции на корпус и ступицу будут иметь противоположный знак:

$$R_{1KY(неупр)} = -R_{1HPY(неупр)} ; \quad R_{1KZ(неупр)} = -R_{1HPZ(неупр)} ;$$

$$R_{2CTY(неупр)} = -R_{2HPY(неупр)} ; \quad R_{2CTZ(неупр)} = -R_{2HPZ(неупр)} ;$$

$$R_{3KY(неупр)} = -R_{3BPY(неупр)} ; \quad R_{3KZ(неупр)} = -R_{3BPZ(неупр)} ;$$

$$R_{4CTY(неупр)} = -R_{4BPY(неупр)} ; \quad R_{4CTZ(неупр)} = -R_{4BPZ(неупр)} .$$

На пятом этапе необходимо вычислить неупругие моменты в шарнирах подвески. Эти моменты пропорциональны угловой скорости закручивания сайлентблоков. Эта угловая скорость определяется как разница угловых скоростей поворота соединенных через сайлентблок элементов подвески в подвижной системе координат, связанной с центром тяжести машины:

$$\Delta \omega_{1HP} = -\omega_{HP} ; \quad \Delta \omega_{2HP} = \omega_{CT} - \omega_{HP} ;$$

$$\Delta \omega_{3BP} = -\omega_{BP} ; \quad \Delta \omega_{4BP} = \omega_{CT} - \omega_{BP} .$$

Неупругие моменты в шарнирах, действующие на соответствующие индексам элементы, определяются по формулам:

$$M_{1HP(неупр)} = k_{сб(\tau)} \Delta \omega_{1HP} ; \quad M_{2HP(неупр)} = k_{сб(\tau)} \Delta \omega_{2HP} ;$$

$$M_{3BP(неупр)} = k_{сб(\tau)} \Delta \omega_{3BP} ; \quad M_{4BP(неупр)} = k_{сб(\tau)} \Delta \omega_{4BP} ;$$

$$M_{1K(неупр)} = -M_{1HP(неупр)} ; \quad M_{2CT(неупр)} = -M_{2HP(неупр)} ;$$

$$M_{3K(неупр)} = -M_{3BP(неупр)}; \quad M_{4CT(неупр)} = -M_{4BP(неупр)}.$$

На шестом этапе вычисляем проекции на оси подвижной системы координат, связанной с центром тяжести машины, главных векторов всех элементов подвески и суммарных реакций в местах крепления сайлентблоков, связывающих рычаги и амортизатор (амортизаторы) с корпусом.

Главный вектор нижнего рычага формируется из упругих и неупругих реакций в шарнирах 1, 2 и силы тяжести самого рычага, разнесенной на проекции осей подвижной системы координат, связанной с центром тяжести машины:

$$R_{YHP} = R_{1HPY(упр)} + R_{1HPY(неупр)} + R_{2HPY(упр)} + R_{2HPY(неупр)} + m_{HP} g_Y;$$

$$R_{ZHP} = R_{1HPZ(упр)} + R_{1HPZ(неупр)} + R_{2HPZ(упр)} + R_{2HPZ(неупр)} + m_{HP} g_Z,$$

где g_Y и g_Z проекции вектора силы тяжести на оси подвижной системы координат.

Главный вектор верхнего рычага формируется из упругих и неупругих реакций в шарнирах 3, 4, на упругих ограничителях хода и на амортизаторе, а также силы тяжести самого рычага, разнесенной на проекции осей подвижной системы координат, связанной с центром тяжести машины. Нахождение упругих и неупругих реакций на ограничителях хода подвески (упорах) и на амортизаторе подробно описано в [1-5] и в данной работе принимается без изменений.

$$R_{YBP} = R_{3BPY(упр)} + R_{3BPY(неупр)} + R_{4BPY(упр)} + R_{4BPY(неупр)} + \\ + R_{Y(BYII-BP)} + R_{Y(HYII-BP)} + R_{Y(AM-BP)} + m_{BP} g_Y;$$

$$R_{ZBP} = R_{3BPZ(упр)} + R_{3BPZ(неупр)} + R_{4BPZ(упр)} + R_{4BPZ(неупр)} + \\ + R_{Z(BYII-BP)} + R_{Z(HYII-BP)} + R_{Z(AM-BP)} + m_{BP} g_Z.$$

Главный вектор ступицы формируется из упругих и неупругих реакций в шарнирах 2, 4, упругих и неупругих реакций в зоне контакта колеса с дорогой, а также силы тяжести самой ступицы, разнесенной на проекции осей подвижной системы координат, связанной с центром тяжести машины. Нахождение упругих и неупругих реакций в зоне контакта колеса с дорогой подробно описано в [1-5] и в данной работе принимается без изменений:

$$R_{YCT} = R_{2HPY(упр)} + R_{2HPY(неупр)} + R_{4BPY(упр)} + R_{4BPY(неупр)} + R_{YКОЛ} + m_{CT} g_Y;$$

$$R_{ZCT} = R_{2HPZ(упр)} + R_{2HPZ(неупр)} + R_{4BPZ(упр)} + R_{4BPZ(неупр)} + R_{ZКОЛ} + m_{CT} g_Z.$$

Суммарный вектор реакций, передаваемых на корпус от нижнего рычага (без учета силы тяги или торможения на колесе):

$$R_{YK1} = R_{1HPY(ynp)} + R_{1HPY(neynp)}; \quad R_{ZK1} = R_{1HPZ(ynp)} + R_{1HPZ(neynp)} \cdot$$

Суммарный вектор реакций, передаваемых на корпус от верхнего рычага (без учета силы тяги или торможения на колесе):

$$R_{YK3} = R_{3BPY(ynp)} + R_{3BPY(neynp)}; \quad R_{ZK3} = R_{3BPZ(ynp)} + R_{3BPZ(neynp)} \cdot$$

Для блоков подвески, на колесах которых присутствует сила тяги или торможения ($R_{XКОЛ} \neq 0$) необходимо произвести следующие дополнительные действия:

1) Определяем исходную долю продольной нагрузки, воспринимаемую нижним и верхним рычагами:

$$R_{XKNP} = 0.5R_{XКОЛ}; \quad R_{XKBP} = 0.5R_{XКОЛ};$$

2) Определяем крутящий момент относительно оси ОУ подвижной системы координат, связанной с центром тяжести машины, создаваемый силой тяги или торможения колеса и воспринимаемый верхним и нижним рычагами подвески:

$$M_{YКОЛ} = \begin{cases} R_{XКОЛ} r_{KD} & \text{при торможении;} \\ R_{XКОЛ} r_{KD} (i_{кр} - 1) / i_{кр} & \text{в режиме тяги,} \end{cases}$$

где r_{KD} – динамический радиус колеса, $i_{кр}$ – передаточное отношение колесного редуктора.

3) Находим долю момента $M_{YКОЛ}$, воспринимаемого парами сил на верхнем и нижнем рычагах, действующих в направлении оси ОХ:

$$M_{YPX} = 0,5M_{YКОЛ} \cdot$$

4) Находим долю момента $M_{YКОЛ}$, воспринимаемого парами сил на нижнем рычаге, действующих в направлении оси ОZ:

$$M_{YHPZ} = 0,3M_{YКОЛ} \cdot$$

5) Находим долю момента $M_{YКОЛ}$, воспринимаемого парами сил на верхнем рычаге, действующих в направлении оси ОZ:

$$M_{YBPZ} = 0,2M_{YКОЛ} \cdot$$

6) Находим перераспределенные с учетом крутящего момента продольные нагрузки, воспринимаемые нижним и верхним рычагами, из системы уравнений:

$$\begin{cases} R_{XKHP} + R_{XKBP} = R_{XКОЛ}; \\ (R_{XKHP} - R_{XKBP})(Z_{3K} - Z_{1K}) = M_{YPX}. \end{cases}$$

7) Находим перераспределенные с учетом крутящего момента вертикальные нагрузки, воспринимаемые передними и задними опорами нижних и верхних рычагов, из систем уравнений:

$$\begin{cases} R_{ZK1(n)} + R_{ZK1(3)} = R_{ZK1}; \\ (R_{ZK1(n)} - R_{ZK1(3)})l_{HP(n-3)} = M_{YHPZ}; \end{cases} \quad \begin{cases} R_{ZK3(n)} + R_{ZK3(3)} = R_{ZK3}; \\ (R_{ZK3(n)} - R_{ZK3(3)})l_{BP(n-3)} = M_{YBPZ}, \end{cases}$$

где $l_{HP(n-3)}$ и $l_{BP(n-3)}$ – соответственно расстояния между передними и задними опорами нижних и верхних рычагов.

На седьмом этапе вычисляем проекции на оси подвижной системы координат, связанной с центром тяжести машины, главных моментов всех элементов подвески и суммарных моментов в местах крепления сайлентблоков, связывающих рычаги с корпусом.

Главный момент нижнего рычага в проекции на ось OX формируется из крутящего момента торсиона, упругих и неупругих моментов в шарнирах 1, 2 и моментов от упругих и неупругих реакций в шарнирах 1, 2:

$$\begin{aligned} M_{XHP} = & M_{торс} + M_{1HP(упр)} + M_{1HP(неупр)} + M_{2HP(упр)} + M_{2HP(неупр)} + \\ & + ((R_{1HPY(упр)} + R_{1HPY(неупр)})l_{HP1} + (R_{2HPY(упр)} + R_{2HPY(неупр)})l_{HP2})\sin \alpha_{HP} + \\ & + (- (R_{1HPZ(упр)} + R_{1HPZ(неупр)})l_{HP1} + (R_{2HPZ(упр)} + R_{2HPZ(неупр)})l_{HP2})\cos \alpha_{HP} + \\ & + (R_{1HPY(упр)} + R_{1HPY(неупр)} + R_{2HPY(упр)} + R_{2HPY(неупр)})h_{HP} \cos \alpha_{HP} + \\ & + (R_{1HPZ(упр)} + R_{1HPZ(неупр)} + R_{2HPZ(упр)} + R_{2HPZ(неупр)})h_{HP} \sin \alpha_{HP}. \end{aligned}$$

Главный момент верхнего рычага в проекции на ось OX формируется из упругих и неупругих моментов в шарнирах 3, 4, моментов от упругих и неупругих реакций в шарнирах 3, 4, моментов от реакций на упругих ограничителях хода подвески и в точке крепления амортизатора:

$$\begin{aligned} M_{XBP} = & M_{3BP(упр)} + M_{3BP(неупр)} + M_{4BP(упр)} + M_{4BP(неупр)} + \\ & + ((R_{3BPY(упр)} + R_{3BPY(неупр)})l_{BP1} + (R_{4BPY(упр)} + R_{4BPY(неупр)})l_{BP2})\sin \alpha_{BP} + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \left(- \left(R_{3BPZ(ynp)} + R_{3BPZ(heymp)} \right) l_{BP1} + \left(R_{4BPZ(ynp)} + R_{4BPZ(heymp)} \right) l_{BP2} \right) \cos \alpha_{BP} + \\
& + \left(R_{3BPY(ynp)} + R_{3BPY(heymp)} + R_{4BPY(ynp)} + R_{4BPY(heymp)} \right) h_{BP} \cos \alpha_{BP} + \\
& + \left(R_{3BPZ(ynp)} + R_{3BPZ(heymp)} + R_{4BPZ(ynp)} + R_{4BPZ(heymp)} \right) h_{BP} \sin \alpha_{BP} + \\
& + \left(R_{Y(BVII-BP)} l_{eyn} + R_{Y(HVII-BP)} l_{nyh} + R_{Y(AM-BP)} l_{am} \right) \sin \alpha_{BP} + \\
& + \left(R_{Z(BVII-BP)} l_{eyn} + R_{Z(HVII-BP)} l_{nyh} + R_{Z(AM-BP)} l_{am} \right) \cos \alpha_{BP} .
\end{aligned}$$

На завершающем восьмом этапе все полученные значения главных векторов и моментов для всех элементов каждой подвески подставляются в соответствующие правые части дифференциальных уравнений (1) и производится общее интегрирование системы дифференциальных уравнений.

Программно-алгоритмическая реализация математической модели.

Предложенная комплексная функциональная математическая модель транспортного средства специального назначения реализована в виде специализированного программно-аппаратного комплекса. В качестве исходных данных выступают массово-геометрические характеристики транспортного средства, элементов подвески, профиль дороги, характеристики шины и режимы движения.

В качестве выходных характеристик получают перемещения, скорости, ускорения и силовые факторы в интересующих (заданных исследователем) точках подвески и корпуса как функции времени.

На рис.5-14 приведены в формате “осциллограмм” временные распределения указанных выше величин на примере бронетранспортера БТР-80, характеристики трассы и параметры которого сведены в табл. 1 (масса бронетранспортера – 15000 кг, скорость движения – 36 км/час, номер трассы = 1 – синусоидальные неровности, время движения – 10 с).

Таблица 1

Характеристики трассы и параметры бронетранспортера БТР-80

| | Левый борт | Правый борт |
|--|------------|-------------|
| Смещение начала трассы от точки начала отсчета | 5м | 5м |
| Двойная амплитуда синусоиды | 0.25м | 0.25м |
| Длина волны синусоиды (период) | 10м | 10м |

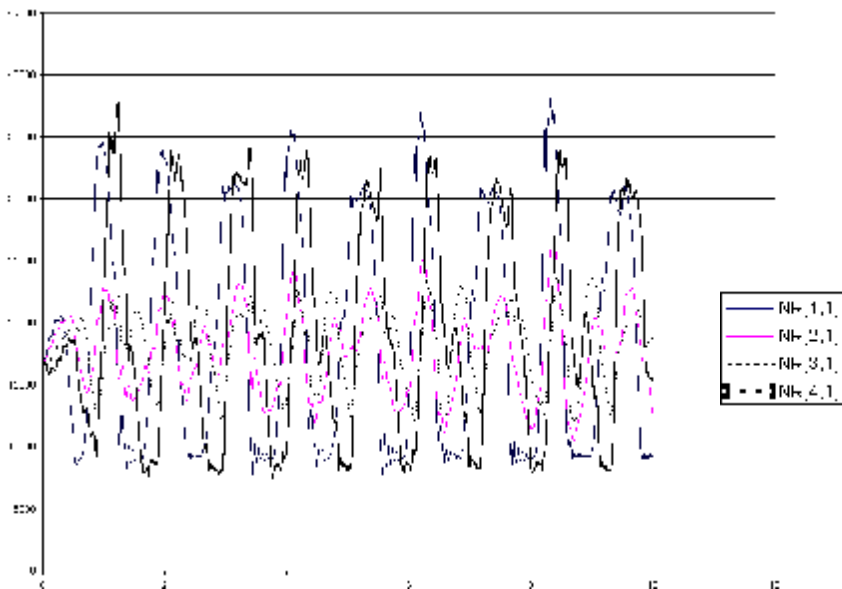


Рис. 5. Вертикальная составляющая усилия на нижний рычаг подвески (левый борт) $NR(i,1)$ на четырех мостах (i – номер моста)

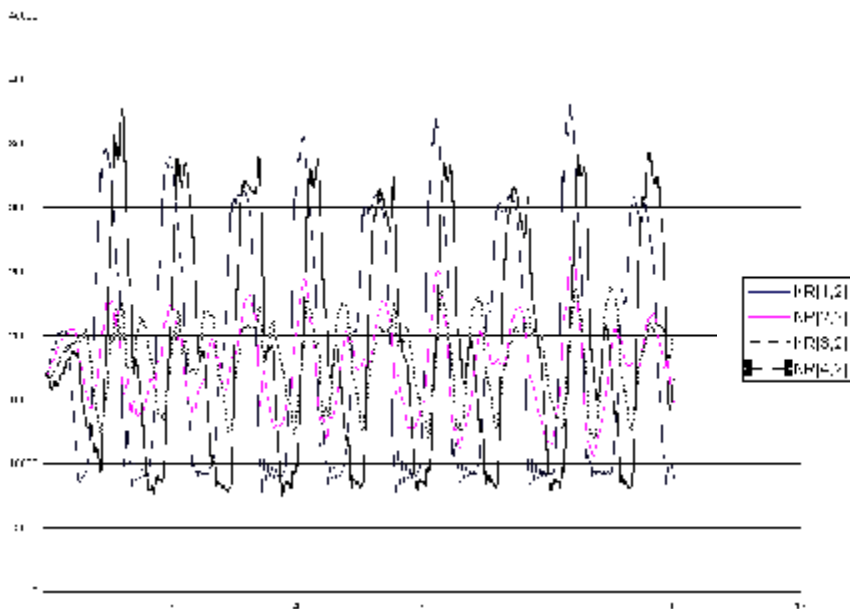


Рис. 6. Вертикальная составляющая усилия на нижний рычаг подвески (правый борт) $NR(i,2)$ на четырех мостах (i – номер моста)

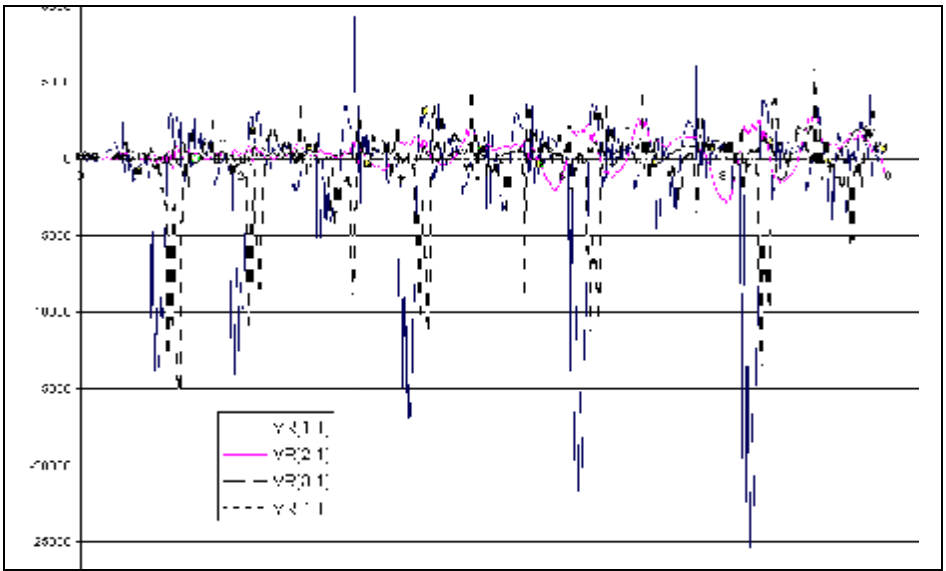


Рис. 7. Вертикальная составляющая усилия на верхний рычаг подвески (левый борт) $VR(i,1)$ на четырех мостах (i – номер моста)

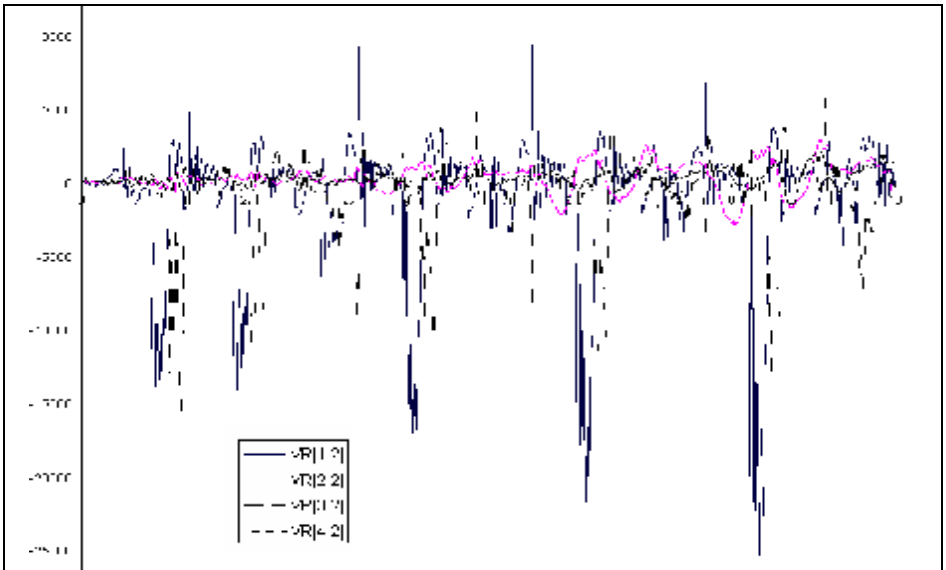


Рис. 8. Вертикальная составляющая усилия на верхний рычаг подвески (правый борт) $VR(i,2)$ на четырех мостах (i – номер моста)

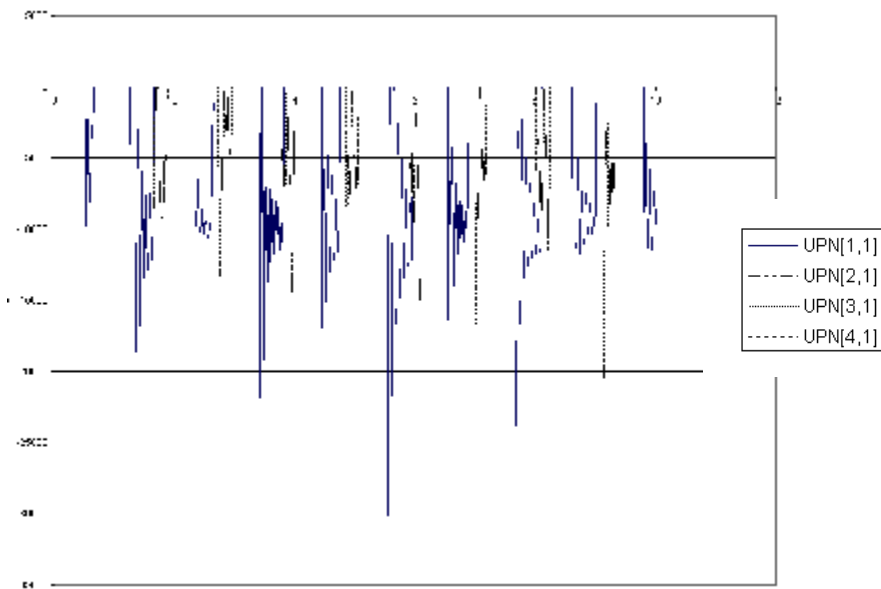


Рис. 9. Вертикальная составляющая усилия на нижний упор подвески (левый борт) UPN (i,1) на четырех мостах (i – номер моста)

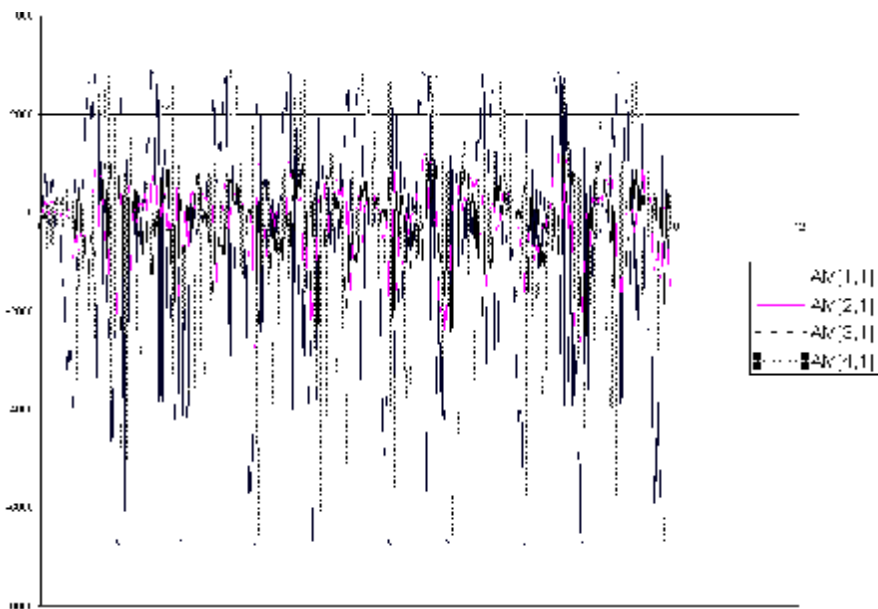


Рис. 10. Вертикальная составляющая усилия в месте крепления амортизатора подвески на корпус (левый борт) AM (i,1) на четырех мостах (i – номер моста)

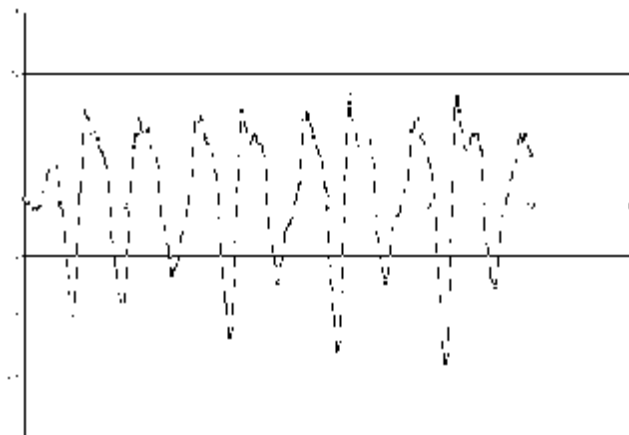


Рис. 11. Продольная компонента ускорения центра масс бронетранспортера

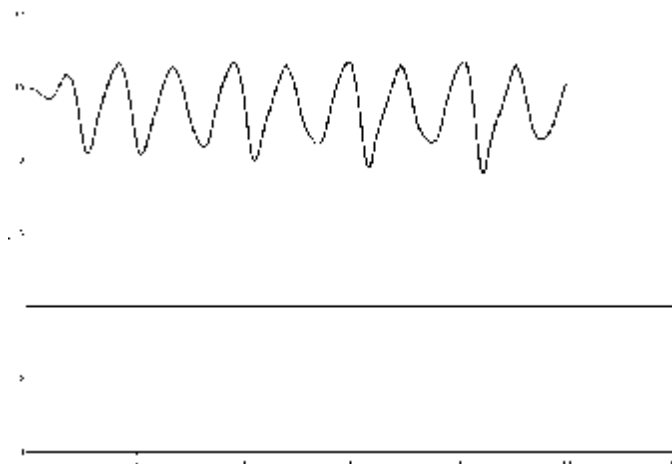


Рис. 12. Продольная компонента скорости центра масс бронетранспортера

Подсистема автоматизированного моделирования динамических процессов в корпусе бронетранспортера. Описанная модификация комплексной функциональной математической модели транспортного средства специального назначения и соответствующая ей программно-алгоритмическая реализация встраиваются в специализированную среду автоматизированного анализа напряженно-деформированного состояния корпусов легкобронированных машин, в частности, колесных бронетранспортеров.

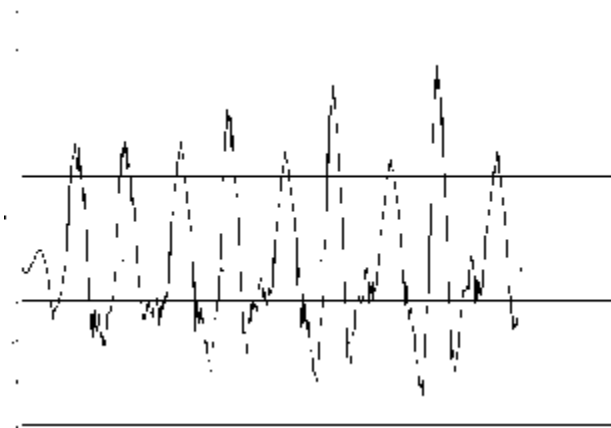


Рис. 13. Вертикальная компонента ускорения центра масс бронетранспортера

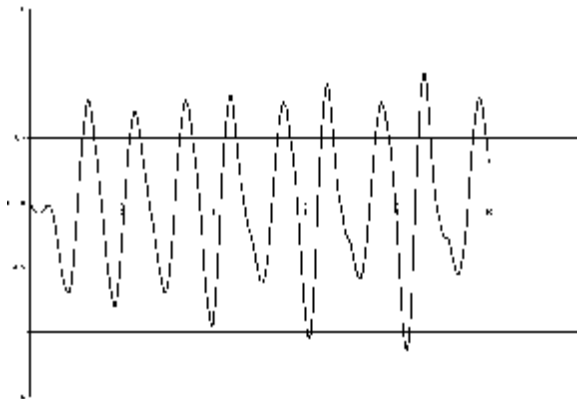


Рис. 14. Вертикальная компонента скорости центра масс бронетранспортера

На рис. 15-17 приведены программные окна и примеры результатов исследования напряженно-деформированного состояния корпуса БТР-80 при действии динамических реакций, полученных на основе моделирования движения бронетранспортера. В качестве результатов получены прочностные и жесткостные характеристики корпуса, рассматриваемые далее как критерии и ограничения в процессе проектирования корпуса бронетранспортера.

Заключение. Описанный подход позволяет достаточно корректно учесть реальные жесткости и демпфирующие характеристики сайлентблоков в составе общей комплексной функциональной математической модели колесной машины на примере бронетранспортера.

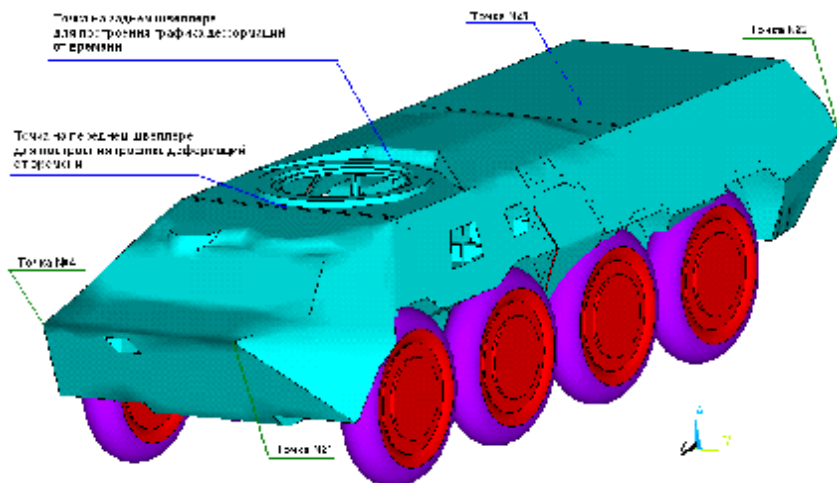


Рис. 15. Контрольные точки корпуса бронетранспортера при исследовании преодоления препятствий

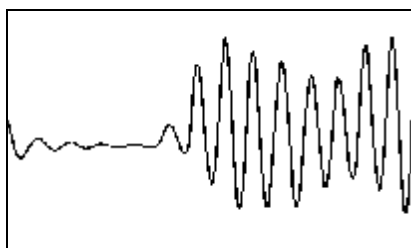


Рис. 16. Характер распределения во времени вертикальной компоненты перемещения оси цапф башни бронетранспортера (см. рис.15)

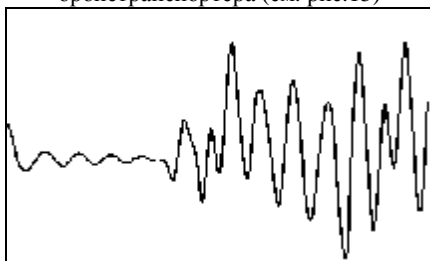


Рис. 18. Характер распределения во времени вертикальной компоненты перемещения точки 2 корпуса бронетранспортера (см. рис.15)

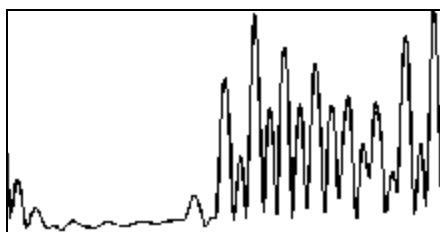


Рис. 17. Характер распределения во времени суммарных перемещений точек 2,3 корпуса бронетранспортера (см. рис.15)

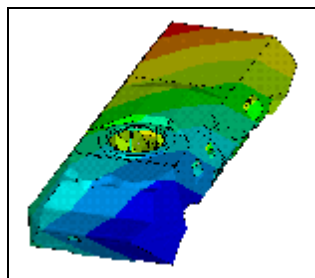


Рис. 19. Характер распределения в пространстве суммарных перемещений корпуса бронетранспортера (см. рис.15)

В дальнейшем предложенные модели, подходы и подсистемы автоматизированного проектирования требуют объединить в комплексную систему автоматизированного моделирования динамических процессов в корпусе и подвеске транспортных средства специального назначения.

Список литературы. 1. Агейкин Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с. **2. Аксенов П.В.** Многоосные автомобили. – М.: Машиностроение, 1989. – 280 с. **3. Александров Е.Е., Волонцевич Д.О., Карпенко В.А. и др.** Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин // Под общ. ред. А.Н.Туренко. – Харьков: Изд-во ХГАДТУ, 2001, –640с. **4. Александров Е.Е., Воронцов С.Н., Карпенко В.А.** К расчету колебаний поддресоренной массы автомобиля при движении по случайным неровностям // Авиационно-космическая техника и технология: Тр. Гос. аэрокосмического ун-та им.Жуковского “ХАИ”. – Вып. 10. –Харьков, 1999. –С.30-32. **5. Александров Е.Е., Воронцов С.Н., Карпенко В.А.** Математическое моделирование на ЭВМ случайного микропрофиля дороги // Вестник ХГПУ. – Вып. 60. – Харьков, 1999. – С.36-39. **6. Андреев Б.В.** Теория автомобиля: Учебное пособие. – Красноярск: Изд-во Красноярского ун-та, 1984. – 148 с. **7. Антонов Д.А.** Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. – М.: Машиностроение, 1978. – 216с. **8. Антонов Д.А.** Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. – М.: Машиностроение, 1984. –164с. **9. Бочаров Н.Ф.** Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости. – М.: Машиностроение, 1994. – 403 с. **10. Балабин И.В.** Автотракторные колеса: Справочник. – М.: Машиностроение, 1985. – 272 с. **11. Балабин И.В., Кнороз А.В., Прокопов В.В., Рахляр А.М.** Упругие и сцепные характеристики автомобильных шин. – М.: НИИНАВТОПРОМ, III. Грузовые автомобили и специализированный автомобильный транспорт: Обзорная информация, 1979. – 64с. **12. Баранов А.А.** Исследования связанных колебаний подвесок двухосных автомобилей при случайных возбуждениях // Вопросы расчета, конструирования и исследования автомобиля. – Вып.6, – М.: Машиностроение, 1975. – С.139-153. **13. Барский И.Б., Аншлович В.Я., Кутьков Г.М.** Динамика трактора. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с. **14. Безбородова Г.Б., Галушко В.Г.** Моделирование движения автомобиля. – Киев: Вища школа, 1978. – 168 с. **15. Белоконов И.М.** Теория механизмов и машин: Методы автоматизированного проектирования / под. ред. К.И.Заблонского. – Киев: Вища школа, 1990. – 208 с. **16. Бидерман В.Л.** Автомобильные шины. – М.: Госхимиздат, 1963. – 384 с. **17. Дубенский М.Я., Дядченко М.Г., Котиев Г.О.** Математическая модель подвески автомобиля // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1999. – Т. 10-12. – С.30-35. **18. Дубенский М.Я., Смирнов А.А., Стародубов А.А.** Метод определения геометрических и инерционных характеристик спецавтомобиля // Сб. реф. деп. рук., вып.46, сер. Б, 1999. **19. Сарач Е. Б. Котиев Г. О.** Повышение быстроходности транспортных машин путем использования системы поддресоривания с “нецелым числом степеней свободы” // Сб/ тр. Каф. “Колесные машины” МГТУ им. Н.Э.Баумана. – 2003. – С.28-34. **20.** Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель / Под ред. А.А.Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. –536 с. **21. Гриценко Г.Д.** Интегрированная схема создания параметрических конечно-элементных моделей корпуса БТР для исследования его собственных колебаний // Машинобудування: Вісник Харківського державного політехнічного університету. Збірка наукових праць. Тематичний випуск: Технології в машинобудуванні. – Харків: НТУ “ХПИ”. – 2001, – № 7. – С.56-59. **22. Гриценко Г.Д., Рубан А.Г., Ткачук Н.А.** Формирование оценочных критериев при исследовании транспортных средств и технологических систем как единых целостных механических систем // Машинобудування: Вісник ХДПУ. Збірка наукових праць. Випуск 101. – Харків: ХДПУ, 2000. – С.92-96.

Поступила в редколлегию 15.12.2005