

УДК 629.113

## ОЦЕНКА ПАССИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ АВТОБУСОВ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ РАСЧЁТОВ КУЗОВОВ И ИСПЫТАНИЙ ИХ СЕКЦИЙ

П. С. Рогов, асп. / А. Н. Орлов, д. т. н., проф. / А. С. Вашурин, ст. преп.  
Нижегородский государственный технический университет им. Р. Е. Алексеева

Законодательными требованиями, предъявляемыми к прочности конструкции кузова автобуса при его опрокидывании, являются предписания Правил ЕЭК ООН № 66. Данный регламент описывает условия испытаний кузова автобуса на ударную прочность при опрокидывании с уступа и критерии оценки его пассивной безопасности. Кроме натурных испытаний, правила предусматривают возможность проведения компьютерного моделирования в качестве эквивалентного метода оценки. При этом математическая модель должна описывать реальное поведение несущей конструкции автобуса в процессе опрокидывания [1].

Компьютерное моделирование опрокидывания автобуса в настоящее время выполняется с помощью программных комплексов, основанных на методе конечных элементов (МКЭ) [2, 3]. При оценке пассивной безопасности кузовов автобусов с использованием МКЭ большое внимание уделяется проверке достоверности получаемых результатов. Безусловно, для получения адекватного результата моделирования необходима информация о нелинейных характеристиках материалов, применяемых в конструкции кузова автобуса. Важным фактором, определяющим реальный характер поведения конструкции в процессе деформирования, является способ моделирования соединений силовых

элементов кузова (сварочное, клеевое, разъёмное). Установить правильность выбора вышеперечисленных параметров можно путём проведения натурных экспериментов на образцах материалов, силовых элементов, а также фрагментов кузова [4–6]. Сравнение результатов подобных испытаний с результатами расчётов позволяет выбрать оптимальные размеры и форму конечных элементов. Все указанные мероприятия гарантируют получение качественной картины механизма разрушения кузова, соответствующего реальному. Для примера на рис. 1 показано деформированное состояние отдельной секции типового автобуса в сравнении с экспериментом. Сравнение деформированных видов

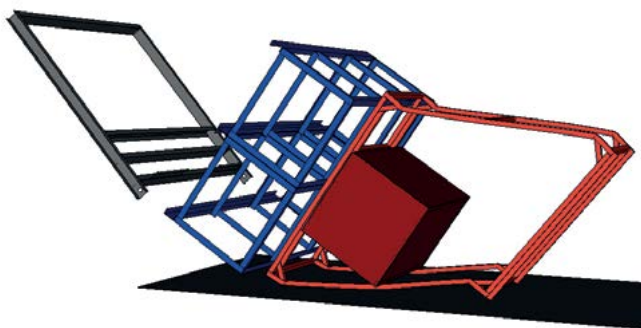


Рисунок 1. Деформированные виды типовой средней секции автобуса (б) и ее модели (а)

кузова вахтового автобуса, изготовленного из сэндвич-панелей, и его модели приведено на рис. 2.

С помощью испытаний можно оценить адекватность поведения конечно-элементной (КЭ) модели в момент её удара в опорную поверхность и при последующих деформациях. При этом важно ещё оценивать характер движения автобуса до момента удара. Следует иметь в виду, что в нелинейном конечно-элементном анализе имеет место быть величина численной ошибки при большом количестве итераций, дискретизация скруглённых контактных поверхностей и условная жёсткость контактного взаимодействия, задаваемая пользователем. Поэтому можно получить отклонения по величине кинетической энергии удара и распределению скорости модели по компонентам. Всё это может повлиять на полученный результат моделирования даже при условии хорошей сходимости расчёта и эксперимента на образцах силовых элементов кузова.

Оценивать значения компонент поступательных и угловых скоростей, а также перемещений автобуса в первоначальный момент его контакта с опорной по-

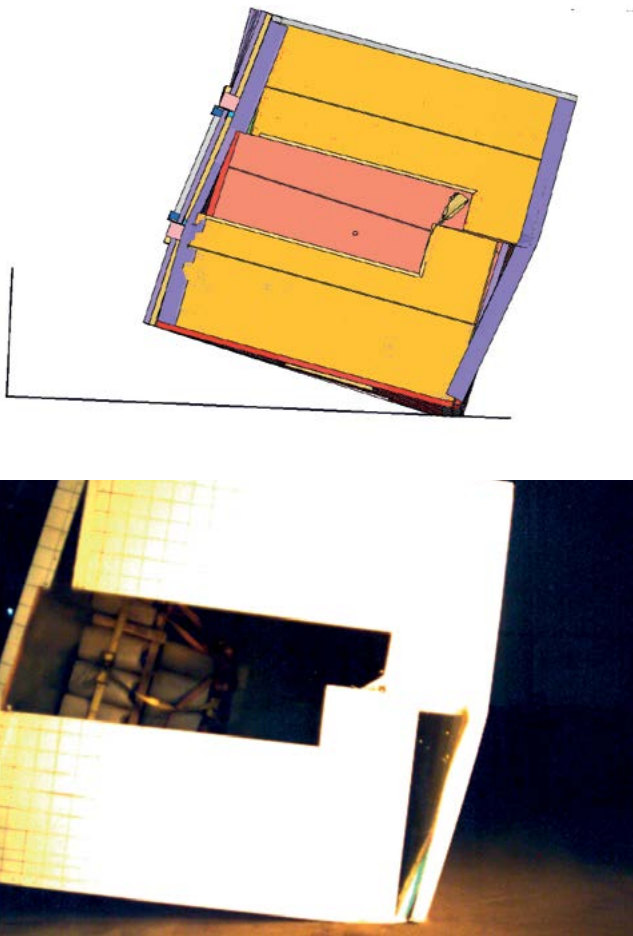


Рисунок 2. Деформированное состояние модели вахтового автобуса (а) в сравнении с результатами эксперимента (б)

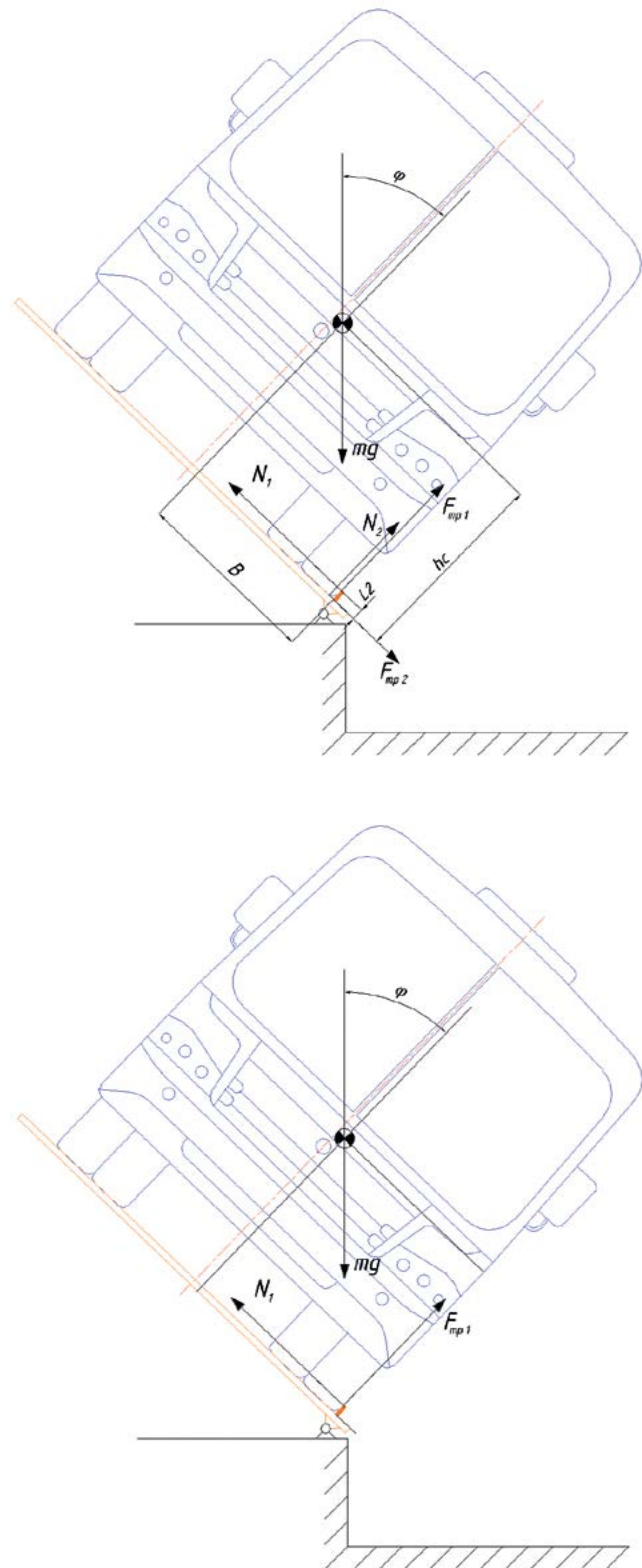


Рисунок 3. Расчётные схемы движения автобуса при  $\varphi < 90^\circ$   
а) с учётом скольжения конструкции по упорам поворотной платформы;  
б) без учёта скольжения

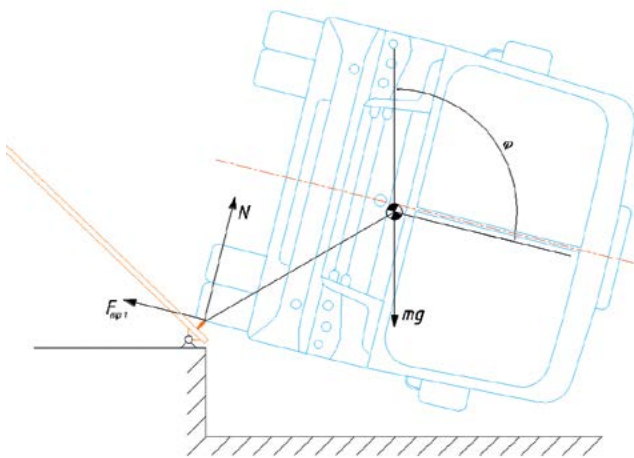


Рисунок 4. Расчетная схема движения автобуса при  $\varphi \geq 90^\circ$

верхностью можно путём решения систем уравнений свободного движения автобуса. На данном этапе была составлена и решена математическая модель плоского движения абсолютно жёсткого тела. Данная модель состоит из нескольких систем уравнений, которые последовательно решаются при достижении переменными соответствующих условий. На рис. 3 и 4 показаны три расчётные схемы, которые становятся актуальными на определённых этапах плоского движения автобуса во время опрокидывания. Стоит отметить, что схема на рис. 4 справедлива для движения со скольжением и без него.

Система уравнений, составленная для схемы 2 (рис. 3б), выглядит следующим образом:

$$\begin{cases} J\ddot{\varphi} = N_1 \left( h_c - \frac{L_2}{\cos(\varphi_1 - \varphi_0)} - \frac{2\pi r(\varphi - \varphi_0)}{360} \right) - \mu N_1 B; \\ m\ddot{x} = -N_1 \cos \varphi + \mu N_1 \sin \varphi; \\ m\ddot{y} = N_1 \sin \varphi - mg + \mu N_1 \cos \varphi; \\ y = \sqrt{B^2 + \left( h_c - \frac{L_2}{\cos(\varphi_1 - \varphi_0)} - \frac{2\pi r(\varphi - \varphi_0)}{360} \right)^2} \cos(\varphi - \varphi_0), \end{cases}$$

где  $J$  — момент инерции автобуса;  $\varphi$  — угловое ускорение; размеры  $h_c$ ,  $L_2$  и  $B$  и показаны на рис. 3а;  $\mu$  — коэффициент трения;  $r$  — радиус вершин упоров поворотной платформы;  $N_1$  — реакция со стороны упоров поворотной платформы;  $\varphi_1$  — угол, при котором прекращается скольжение (при отсутствии скольжения в начальный момент времени  $\varphi_1 = \varphi_0$ );  $\varphi_0$  — угол поворота автобуса, соответствующий началу его опрокидывания.

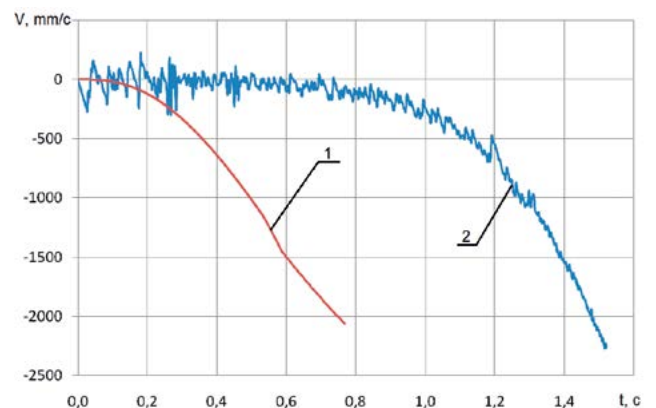
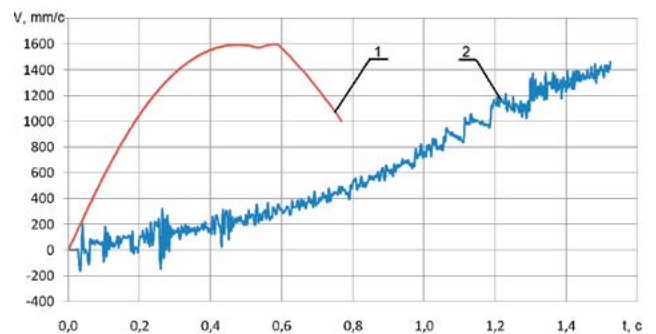
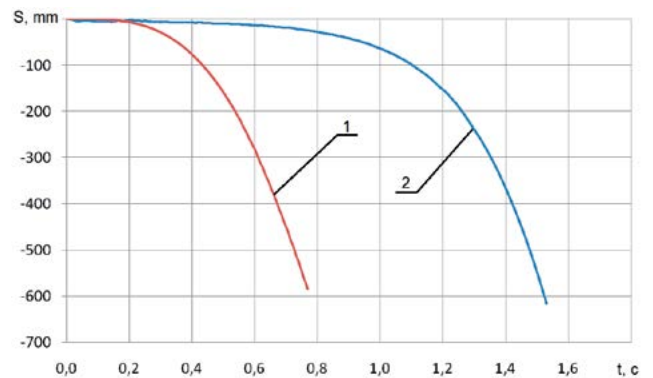
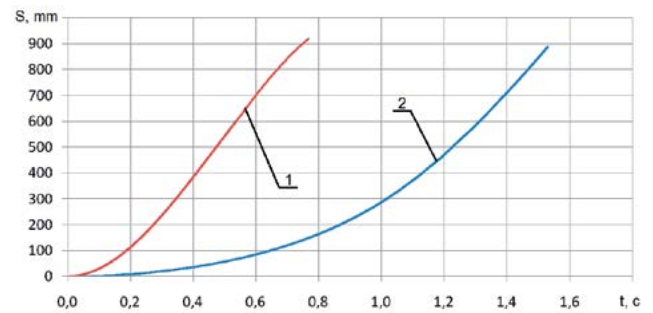


Рисунок 5. Графики изменения перемещений и скоростей центра тяжести секции при математическом моделировании (кривая 1) и конечно-элементном расчёте (кривая 2):

- а) горизонтальное перемещение; б) вертикальное перемещение;  
в) горизонтальная скорость; г) вертикальная скорость

$$\begin{aligned} \dot{y} = & \frac{\cos(\varphi - \varphi_0) \left( h_c - \frac{L_2}{\cos(\varphi - \varphi_0)} - \frac{2\pi r(\varphi - \varphi_0)}{360} \right)^2 \left( -\frac{2\pi r \dot{\varphi}}{360} \right)^2}{\sqrt{\left( B^2 + \left( h_c - \frac{L_2}{\cos(\varphi - \varphi_0)} - \frac{2\pi r(\varphi - \varphi_0)}{360} \right)^2 \right)^3} + \frac{2\sin(\varphi - \varphi_0) \left( h_c - \frac{L_2}{\cos(\varphi - \varphi_0)} - \frac{2\pi r(\varphi - \varphi_0)}{360} \right) \left( \frac{2\pi r \dot{\varphi}^2}{360} \right)}{\sqrt{B^2 + \left( h_c - \frac{L_2}{\cos(\varphi - \varphi_0)} - \frac{2\pi r(\varphi - \varphi_0)}{360} \right)^2}} + \frac{\cos(\varphi - \varphi_0) \left( \frac{2\pi r \dot{\varphi}^2}{360} \right)^2}{\sqrt{B^2 + \left( h_c - \frac{L_2}{\cos(\varphi - \varphi_0)} - \frac{2\pi r(\varphi - \varphi_0)}{360} \right)^2}} - \\ & \frac{\cos(\varphi - \varphi_0) \left( h_c - \frac{L_2}{\cos(\varphi - \varphi_0)} - \frac{2\pi r(\varphi - \varphi_0)}{360} \right) \frac{2\pi r \dot{\varphi}}{360}}{\sqrt{B^2 + \left( h_c - \frac{L_2}{\cos(\varphi - \varphi_0)} - \frac{2\pi r(\varphi - \varphi_0)}{360} \right)^2}} - \sqrt{B^2 + \left( h_c - \frac{L_2}{\cos(\varphi - \varphi_0)} - \frac{2\pi r(\varphi - \varphi_0)}{360} \right)^2} (\cos(\varphi - \varphi_0) \dot{\varphi}^2 + \sin(\varphi - \varphi_0) \ddot{\varphi}); \\ \ddot{x} = & - \frac{\sin(\varphi - \varphi_0) \left( h_c - \frac{L_2}{\cos(\varphi - \varphi_0)} - \frac{2\pi r(\varphi - \varphi_0)}{360} \right)^2 \left( \frac{2\pi r \dot{\varphi}}{360} \right)^2}{\sqrt{\left( B^2 + \left( h_c - \frac{L_2}{\cos(\varphi - \varphi_0)} - \frac{2\pi r(\varphi - \varphi_0)}{360} \right)^2 \right)^3}} - \frac{2\cos(\varphi - \varphi_0) \left( h_c - \frac{L_2}{\cos(\varphi - \varphi_0)} - \frac{2\pi r(\varphi - \varphi_0)}{360} \right) \left( \frac{2\pi r \dot{\varphi}^2}{360} \right)}{\sqrt{B^2 + \left( h_c - \frac{L_2}{\cos(\varphi - \varphi_0)} - \frac{2\pi r(\varphi - \varphi_0)}{360} \right)^2}} + \\ & + \frac{\sin(\varphi - \varphi_0) \left( \frac{2\pi r \dot{\varphi}}{360} \right)^2}{\sqrt{B^2 + \left( h_c - \frac{L_2}{\cos(\varphi - \varphi_0)} - \frac{2\pi r(\varphi - \varphi_0)}{360} \right)^2}} - \frac{\sin(\varphi - \varphi_0) \left( h_c - \frac{L_2}{\cos(\varphi - \varphi_0)} - \frac{2\pi r(\varphi - \varphi_0)}{360} \right) \frac{2\pi r \dot{\varphi}}{360}}{\sqrt{B^2 + \left( h_c - \frac{L_2}{\cos(\varphi - \varphi_0)} - \frac{2\pi r(\varphi - \varphi_0)}{360} \right)^2}} - \\ & - \sqrt{B^2 + \left( h_c - \frac{L_2}{\cos(\varphi - \varphi_0)} - \frac{2\pi r(\varphi - \varphi_0)}{360} \right)^2} (\sin(\varphi - \varphi_0) \dot{\varphi}^2 - \cos(\varphi - \varphi_0) \ddot{\varphi}). \end{aligned} \tag{Формула 1}$$

Уравнения для нахождения ускорений, полученные в ходе решения данной системы, представлены в формуле 1.

Условие появления скольжения и, соответственно, перехода к другой системе уравнений формуле 2.

Полученную математическую модель можно применять для верификации движения КЭ-модели до удара в опорную поверхность при оценке пассивной безопасности автобуса по результатам расчёта его отдельных секций или для двухосного автобуса, у которого распределение массы по осям приблизительно одинаково. Данная модель также позволяет уточнить значение кинетической энергии удара, приведённое в [7, 8], необходимое для оценки пассивной безопасности автобуса на ранних этапах проектирования.

Сравнение результатов, полученных с помощью решения систем уравнений, и результатов конечно-элементного моделирования при аналогичных исходных данных приведено на графиках на рис. 5.

Для всех приведённых графиков характерным является сильное расхождение между математическим

моделированием и КЭ-расчётом по длительности процесса опрокидывания. Это объясняется тем, что в первоначальный момент КЭ-расчёта из-за своего неустойчивого положения секция совершает колебания, обусловленные действием реакций в зонах контакта нижней части секции с упорами поворотной платформы и самой платформой. Так как упоры располагаются перпендикулярно платформе, движение в начальный момент времени происходит во взаимнообратных направлениях. Максимальное расхождение по конечным значениям перемещений не превышает 30 мм, что является приемлемым. Что касается значений скоростей, то поступательная скорость в горизонтальном направлении в конечно-элементном анализе выше почти в 1,5 раза. На заключительном этапе движения в КЭ-анализе происходит скольжение секции в горизонтальном направлении, тогда как по условиям математического моделирования этого не должно происходить. По всей видимости, скольжение вызвано дискретизацией скруглённых поверхностей упоров поворотной платформы (размер конечных элементов в данном месте

$$\begin{aligned} mg \cos \varphi > \mu m \left[ - \frac{\cos(\varphi - \varphi_0) \left( h_c - \frac{L_2}{\cos(\varphi - \varphi_0)} - \frac{2\pi r(\varphi - \varphi_0)}{360} \right)^2 \left( -\frac{2\pi r \dot{\varphi}}{360} \right)^2}{\sqrt{\left( B^2 + \left( h_c - \frac{L_2}{\cos(\varphi - \varphi_0)} - \frac{2\pi r(\varphi - \varphi_0)}{360} \right)^2 \right)^3}} + \frac{2\sin(\varphi - \varphi_0) \left( h_c - \frac{L_2}{\cos(\varphi - \varphi_0)} - \frac{2\pi r(\varphi - \varphi_0)}{360} \right) \left( \frac{2\pi r \dot{\varphi}^2}{360} \right)}{\sqrt{B^2 + \left( h_c - \frac{L_2}{\cos(\varphi - \varphi_0)} - \frac{2\pi r(\varphi - \varphi_0)}{360} \right)^2}} + \right. \\ & \left. \frac{\cos(\varphi - \varphi_0) \left( \frac{2\pi r \dot{\varphi}^2}{360} \right)^2}{\sqrt{B^2 + \left( h_c - \frac{L_2}{\cos(\varphi - \varphi_0)} - \frac{2\pi r(\varphi - \varphi_0)}{360} \right)^2}} - \frac{\cos(\varphi - \varphi_0) \left( h_c - \frac{L_2}{\cos(\varphi - \varphi_0)} - \frac{2\pi r(\varphi - \varphi_0)}{360} \right) \frac{2\pi r \dot{\varphi}}{360}}{\sqrt{B^2 + \left( h_c - \frac{L_2}{\cos(\varphi - \varphi_0)} - \frac{2\pi r(\varphi - \varphi_0)}{360} \right)^2}} - \sqrt{B^2 + \left( h_c - \frac{L_2}{\cos(\varphi - \varphi_0)} - \frac{2\pi r(\varphi - \varphi_0)}{360} \right)^2} \cos(\varphi - \varphi_0) \dot{\varphi}^2 - \right. \\ & \left. \sqrt{B^2 + \left( h_c - \frac{L_2}{\cos(\varphi - \varphi_0)} - \frac{2\pi r(\varphi - \varphi_0)}{360} \right)^2} \sin(\varphi - \varphi_0) \ddot{\varphi} + g \right] / (\sin \varphi + \mu \cos \varphi). \end{aligned} \tag{Формула 2}$$

не превышал 2,5 мм), которые контактируют с нижней частью секции при её опрокидывании. Из-за этого направление реакции опоры не всегда перпендикулярно конструкции, что противоречит условиям математического моделирования. Также величина реакции опоры в КЭ-анализе зависит от выбранной условной жёсткости контактного взаимодействия. Для того чтобы добиться приемлемой сходимости значений скоростей, эти два параметра должны быть соответствующим образом отлажены. Для этой цели возможно умышленное завышение коэффициента трения между секцией и упорами поворотной платформы.

Проведённый в данной статье анализ показывает, что при оценке пассивной безопасности автобуса по результатам компьютерного моделирования для получения достоверного результата необходимо проведение серии испытаний отдельных образцов силовых элементов кузова и их соединений. Для верификации движения модели автобуса до её удара в опорную поверхность желательно проведение натурного опрокидывания отдельной секции кузова либо сравнение данных КЭ-анализа с результатом решения полученных систем уравнений.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения крупногабаритных пассажирских транспортных средств в отношении прочности их силовой структуры: Правила ЕЭК ООН № 66. — Пересмотр 1.
2. Оценка несущей способности каркаса кузова автобуса по результатам компьютерного моделирования / А. В. Тумасов, А. Н. Орлов, П. С. Рогов и др. // Труды Нижегородского государственного технического университета им. Р. Е. Алексеева. — Нижний Новгород, 2012. — № 3 (96). — С. 150–156 [Электронный ресурс]. Систем. требования: Adobe Acrobat Reader. — URL: <http://www.nntu.nnov.ru/trudy/2012/03/150-156.pdf> (дата обращения: 17.05.2014).
3. Оценка пассивной безопасности автобуса по результатам компьютерного моделирования / А. В. Тумасов, А. Н. Орлов, П. С. Рогов и др. // Современные проблемы науки и образования. — 2013. — № 3 [Электронный ресурс]. URL: <http://www.science-education.ru/109-9423> (дата обращения: 17.05.2014).
4. Bojanowski C., Kwasniewski L., Wekezer J. W. Comprehensive Rollover Testing of Paratransit Buses // International Journal of Heavy Vehicle Systems. — 2013. — Vol. 20. — P. 76–98.
5. Analysis of Simulation Approaches for Calculative Estimation of Buses Passive Safety / A. Tumasov, L. Orlov, P. Rogov, A. Vashurin // Proceedings of 2012 International Conference on Advanced Vehicle Technologies and Integration. — Changchun, 2012. — P. 519–523.
6. Вашурин А. С. Разработка методики и оценка пассивной безопасности кузовов из многослойных панелей вахтовых автобусов: автореф. дис. ... канд. тех. наук. — Нижний Новгород: НГТУ, 2014. — 19 с.
7. Ким И. В., Зузов В. Н. Оценка прочности силовой структуры кузовов автобусов методами математического моделирования // Журнал автомобильных инженеров. — 2008. — Ч. 1. — № 5. — С. 30–31.
8. Ким И. В., Зузов В. Н. Оценка прочности силовой структуры кузовов автобусов методами математического моделирования // Журнал автомобильных инженеров. — 2008. — Ч. 2. — № 6. — С. 40–41.