

ВИРТУАЛЬНЫЙ СТЕНД ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗОК В ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ПОДВЕСКЕ ЗАДНЕЙ ТЕЛЕЖКИ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ НА РАННИХ СТАДИЯХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Максимов Р.О., к.т.н. Чичекин И.В.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

romychmaximov@gmail.com, hiv2@mail.ru

Для определения максимальных нагрузок, действующих в задней пневматической подвеске грузового автомобиля, на ранних стадиях проектирования использовано компьютерное моделирование, основанное на решении уравнений динамики твердых тел и реализованное в программном комплексе Recurdyn. Подробно рассмотрены компоненты разработанного виртуального стенда, включающего шарниры, силовые связи, ведущие мосты, колесно-ступичный узел с колесом и опорной площадкой. Управление стендом осуществляется с помощью математической модели, созданной в среде расчета динамики твердых тел и связанной с твердотельной моделью подвески программными стандартными средствами приложения. В управляющей модели реализуются наиболее тяжелые режимы нагружения элементов задней пневматической подвески грузового автомобиля. Применение такого стенда позволяет определить нагрузки в шарнирах и силовых связях подвески, определить взаимные положения звеньев для каждого нагрузочного режима, повысить точность расчета нагрузок по сравнению с плоским кинематическим и силовым расчетом. Также математическая модель виртуального стенда позволяет проводить многочисленные параметрические исследования подвески без привлечения дорогостоящих натурных прототипов. Это позволяет на ранних стадиях проектирования определить все опасные режимы, подобрать рациональные параметры элементов подвески, сократить затраты на проектирование.

В работе показаны результаты моделирования работы виртуального стенда с пневматической подвеской в наиболее типичных режимах нагружения, выявлены наиболее опасные режимы. Доказана работоспособность и адекватность работы математической модели подвески. Показаны примеры определения усилия во всех шарнирах конструкции, выбраны максимальные нагрузки для проведения конструкторских расчетов при проектировании пневматической подвески автомобиля.

Ключевые слова: виртуальный стенд, пневматическая подвеска, динамика твердых тел, расчет нагрузок, Recurdyn.

Для цитирования: Максимов Р.О., Чичекин И.В. Виртуальный стенд для определения нагрузок в пневматической подвеске задней тележки грузового автомобиля на ранних стадиях проектирования // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 3 (49). С. 76–86. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-49-3-76-86

Введение

В настоящее время процесс проектирования автомобиля и его узлов производится с использованием различных компьютерных приложений, компьютерного моделирования и расчетов. Так, например, для расчета нагрузок, действующих в шарнирах и силовых связях – пружинах, амортизаторах, применяют приложения по расчету динамики твердых тел. Применение сложных математических моделей на основе решения уравнений динамики твердых тел позволяет создавать комплексные модели различных автомобилей [1, 2, 3, 4], которые позволяют учесть при моделировании влияние работы различных агрегатов и подси-

стем друг на друга, что затруднено при использовании классических методов расчетов и проектирования [5, 6, 7].

Однако на ранних стадиях проектирования автомобиля у конструкторов и расчетчиков недостаточно данных для создания математической модели автомобиля целиком. В этом случае можно исследовать работу проектируемого узла на так называемом виртуальном стенде.

Для расчета нагрузок в деталях подвески для всех возможных положений колес автомобиля при проектировании разработана модель виртуального стенда в среде на основе решения уравнений динамики твердых тел [8]. С помощью разработанного стенда можно проводить

исследования нагружения деталей в различных расчетных режимах и выявлять максимально возможные нагрузки для всех деталей и шарниров конструкции. Такие исследования позволяют на первоначальных этапах проектирования выявлять опасные нагрузочные режимы без проведения дорогостоящих натурных испытаний. Полученные нагрузки могут быть использованы для проведения прочностных расчетов методом конечных элементов или для подбора необходимых компонентов.

В зависимости от степени проработки конструкции математическая модель подвески может быть импортирована из CAD приложения или создана из графических примитивов непосредственно в приложении по расчету динамики твердых тел.

Создание математической модели виртуального стенда позволяет проводить на ранних стадиях проектирования исследование работы разрабатываемой подвески, исследовать кинематику и проводить силовой анализ, определять взаимные положения элементов моделей в каждом расчетном режиме. Описанный подход позволяет быстро провести большое количество различных вариантов моделирования.

Создание математической модели для анализа работы подвески с пневматическими упругими элементами в среде расчета динамики твердых тел является нетривиальным и актуальным вопросом, так как не существует конкретных методик по реализации данной задачи, а также нет специальных инструментов в среде расчета динамики твердых тел для моделирования работы пневматического упругого элемента.

В настоящей работе описана конструкция и модель в среде расчета динамики твердых тел разработанного виртуального стенда для кинематического и силового анализа работы пневматической подвески. Проведено моделирование работы стенда в наиболее часто встречающихся нагрузочных режимах.

Описание разработанной модели виртуального стенда для исследования подвески с пневматическими упругими элементами

Допущения, использованные при построении модели:

- звенья механизма подвески являются абсолютно жесткими, недеформируемыми телами;
- трение в шарнирах отсутствует;

– массовые и инерционные характеристики звеньев механизма учтены с помощью CAD геометрии и присвоенных ей свойств плотности материалов деталей, доступных в комплексе по расчету динамики твердых тел [8];

– деформация колес не учтена, внешние силовые факторы, действующие на колесо, приложены в центрах колес с добавлением соответствующих моментов. Модели колес в данном расчете используются только для задания массовых и инерционных свойств.

Внешний вид математической модели виртуального стенда с пневматической подвеской показан на рис. 1. Компоненты задней подвески показаны на рис. 2.

При анализе результатов моделирования можно в выбранных шарнирах и силовых связях показать вектора сил и моментов. Таким образом, можно оценивать относительные величины и направления векторов сил в каждый момент времени в течение всего процесса моделирования (рис. 3).

Модель виртуального стенда включает шесть продольных реактивных тяг (рис. 2), по две нижние и по одной верхней V-образной для каждого из мостов задней тележки автомобиля. Все реактивные штанги соединены с кронштейнами мостов и с неподвижной рамой с помощью упругих втулок (*Bushing*) [9], которые моделируют работу резинометаллических шарниров (далее РМШ) (рис. 4, а). Жесткостные свойства РМШ заданы по данным документации компаний-производителей аналогичных шарниров и представлены в таблице 1. Втулки стабилизаторов моделируются аналогично (рис. 4, б).

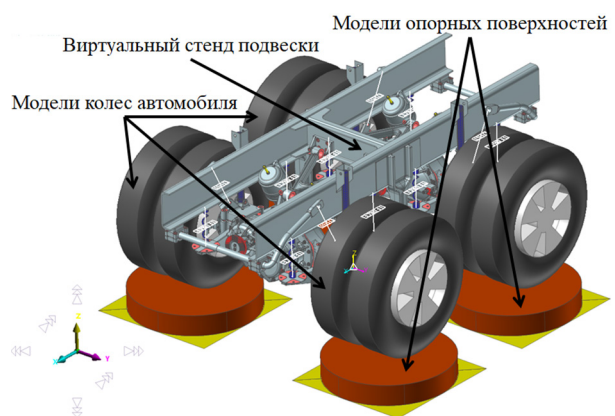


Рис. 1. Общий вид модели виртуального стенда с пневматической подвеской

Fig. 1. General view of the virtual test bench model with air suspension

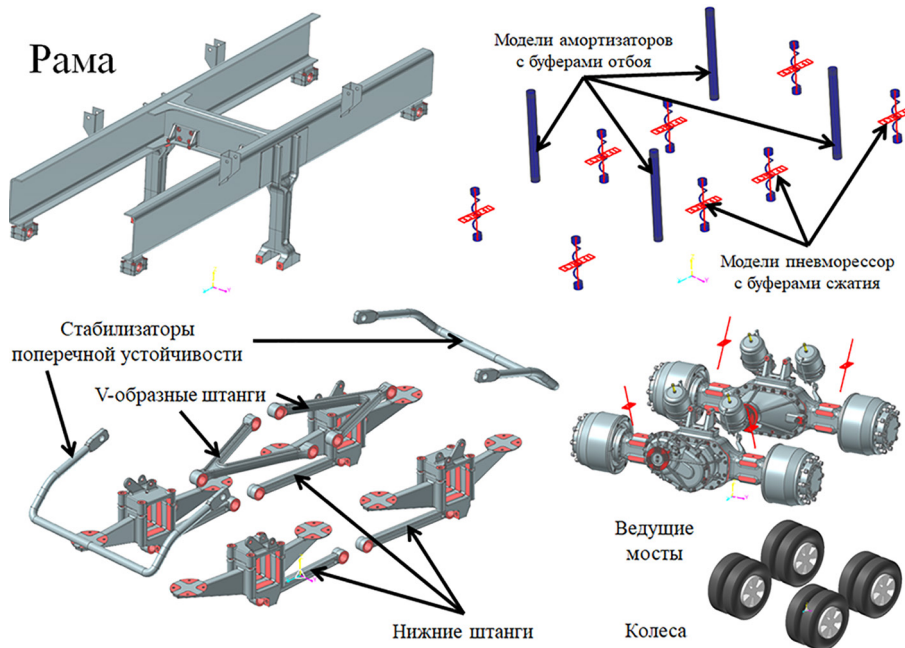


Рис. 2. Компоненты модели виртуального стенда подвески

Fig. 2. Components of virtual suspension test bench model

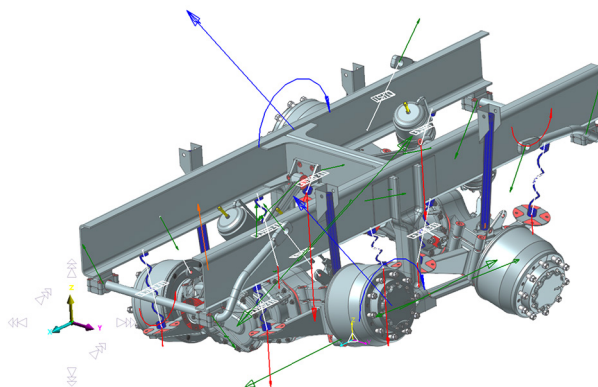


Рис. 3. Моделирование работы виртуального стенда подвески с указанием векторов сил и моментов: синим – внешние нагрузки; зеленым – реакции в шарнирах подвески; красным – силы и моменты в упругих элементах; оранжевым – силы в амортизаторах

Fig. 3. Modeling the operation of a virtual suspension test bench with indicating the vectors of forces and moments: blue – external loads; green – reactions in the suspension joints; red – forces and moments in elastic elements; orange – forces in shock absorbers

Для передачи боковых усилий между мостами и рамой служат верхние V-образные штанги.

Работа стабилизаторов поперечной устойчивости моделируется с помощью совместной работы шарниров вращения (REVOLUTE) и пружины кручения (ROTATIONAL SPRING) [9] (рис. 5, а), которые позволяют противопо-

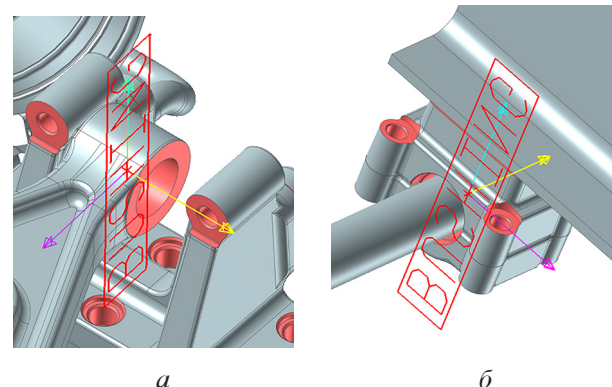


Рис. 4. Упругие втулки BUSHING для моделирования работы РМШ тяг (а) и втулок стабилизаторов (б)

Fig. 4. BUSHING for simulating the operation of rods (a) and anti-roll bar bushings silentblocks (b)

ложным концам стабилизатора вращаться друг относительно друга с заданной угловой жесткостью 54 461 Н·м/град, рассчитанной по методикам, изложенным в [10].

Соединение стабилизаторов поперечной устойчивости с кронштейнами мостов организовано шарнирами (DISTANCE) [9] (рис. 5, б), моделирующими постоянное расстояние между двумя маркерами на соединяемых звеньях в течение всего процесса моделирования. Данный шарнир передает только силу в направлении между двумя заданными параметрическими точками на соединяемых звеньях.

Таблица 1

Жесткостные свойства упругих втулок *BUSHING*, применяемых в модели задней пневматической подвески

Table 1. Rigidity properties of *BUSHING* used in the rear air suspension model

Название шарнира	Линейная жесткость, Н/мм		Угловая жесткость, Н·м/град	
	Радиальная	Осевая	При изгибе	При кручении
РМШ реактивных штанг	100 000	250 00	2150	1910
Втулки стабилизаторов	10 000	2500	0	0

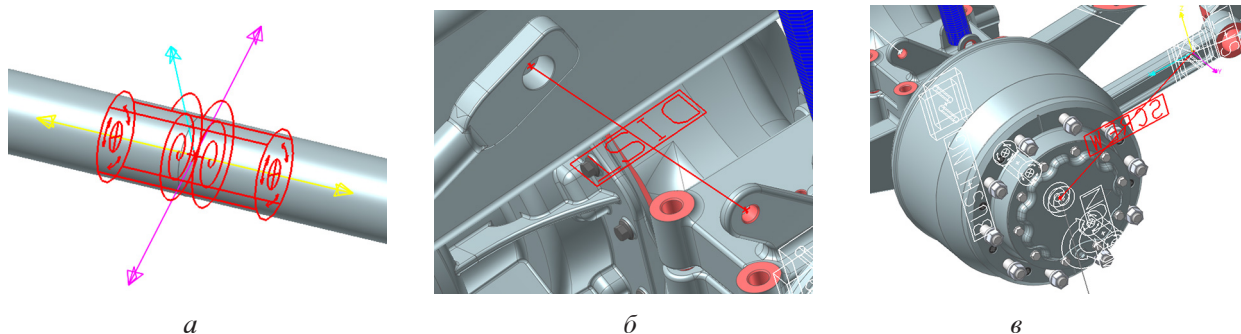


Рис. 5. Шарниры математической модели виртуального стенда

Fig. 5. Hinges of the mathematical model of the virtual test bench

Моделирование приложения реакций в пятне контакта колес автомобиля с опорной поверхностью осуществляется посредством шарниров *SCREW* [9] (рис. 5, в), позволяющих задавать силы и моменты, в проекциях на выбранную систему координат. Значения сил и моментов для каждого расчетного случая движения автомобиля для полной

массы вычислялось аналитически по методикам и формулам, изложенным в работе [10]. Вертикальные нагрузки, передаваемые от колес на мосты автомобиля, а далее на раму, воспринимаются пневматическими упругими элементами рукавного типа, внешний вид и конструкция которых представлены на рис. 6.

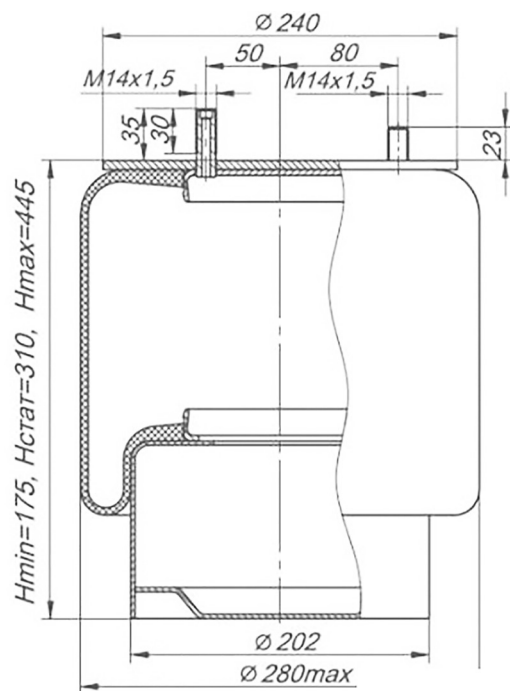


Рис. 6. Пневматический упругий элемент рукавного типа

Fig. 6. Sleeve type pneumatic elastic element

Применение пневматической рессоры такого типа позволяет получить ее упругую характеристику аналитически, так как наружный диаметр оболочки рукавного элемента при полном ходе практически не изменяется.

В соответствии с методикой, изложенной в [10], работа упругого элемента описывается уравнением политропного процесса, протекающего внутри оболочки рессоры. Зная все необходимые параметры работы данной пневморессоры, имеем возможность получить аналитическую зависимость силы, воспринимаемой упругим элементом, только определив деформацию пневмобаллона.

В среде расчета динамики твердых тел работа упругих элементов моделируется силовой связью (*TRANSLATION*) [9] (рис. 7, а), которая имеет возможность задавать силы между двумя звеньями, по заданной аналитической зависимости. Причем в данную зависимость интегрирована функция для определения расстояния между маркерами в каждый момент времени. Расчетная упругая характеристика пневмобаллона показана ниже (рис. 7, б).

В конструкции подвески, а также в модели для расчета динамики твердых тел, предусмотрены буферы отбоя и сжатия. Для гашения колебаний применяются амортизаторы. В рассматриваемой подвеске буфер сжатия установлен внутри пневматической рессоры. Буфер отбоя встроен в амортизатор.

В модели для расчета динамики твердых тел буферы и амортизаторы заданы с помо-

щью инструментов моделирования пружин (*SPRING*) [9] (рис. 8, а), в качестве параметров для которых задаются упругие и демпфирующие характеристики (рис. 8, б–г) реальных элементов конструкции, полученные аналитически в соответствии с рекомендациями, представленными в [10].

Описание нагрузочных режимов

В процессе эксплуатации максимальные нагрузки в задней подвеске грузового трехосного автомобиля возникают в нескольких ситуациях, которые можно смоделировать, используя разработанный стенд (рис. 1). В таблице 2 представлен список нагрузочных режимов, моделирование которых производилось в данной работе. Проекции на оси глобальной системы координат сил и моментов, прикладываемых к колесам автомобиля, для различных случаев движения рассчитаны аналитически по методикам, изложенным в [10].

Моделирование всех режимов (табл. 2) производилось в одном расчете. Приложение всех силовых факторов по времени моделирования задавалось аналитически с помощью встроенных в программный комплекс функций включения/отключения тех или иных силовых факторов во времени [9]. Для удобства работы с моделью и анализа графиков рассчитанных сил колесам стенда присвоены соответствующие номера. Номера колес заданы в таблице 3.

На рис. 9 представлен пример изменения вертикальных нагрузок на колеса виртуального стенда пневматической подвески во времени.

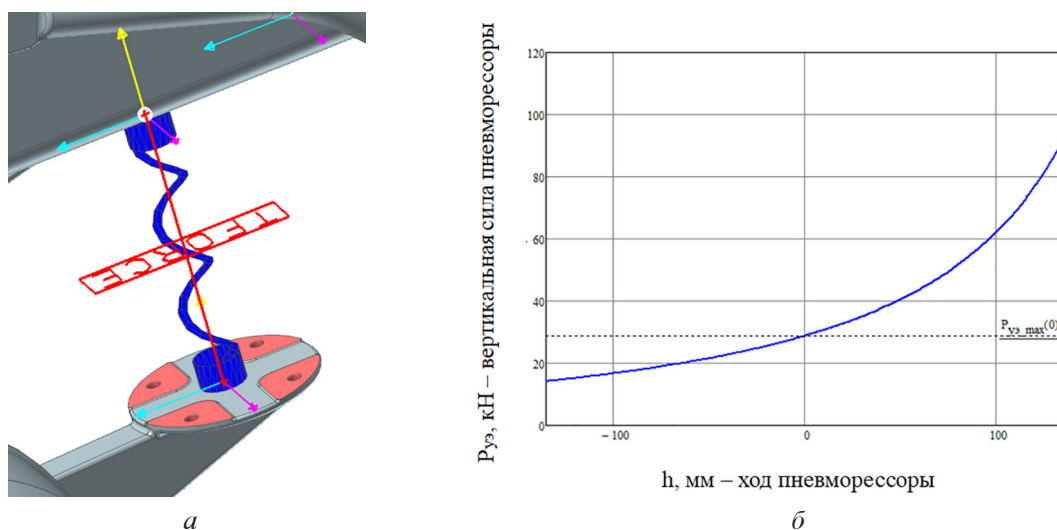


Рис. 7. а) модель пневматического упругого элемента в среде по расчету динамики твердых тел; б) упругая характеристика пневматического элемента для автомобиля полной массы

Fig. 7. а) model of a pneumatic elastic element in a medium according to the calculation of the dynamics of rigid bodies; б) elastic characteristic of a pneumatic element for full mass vehicle

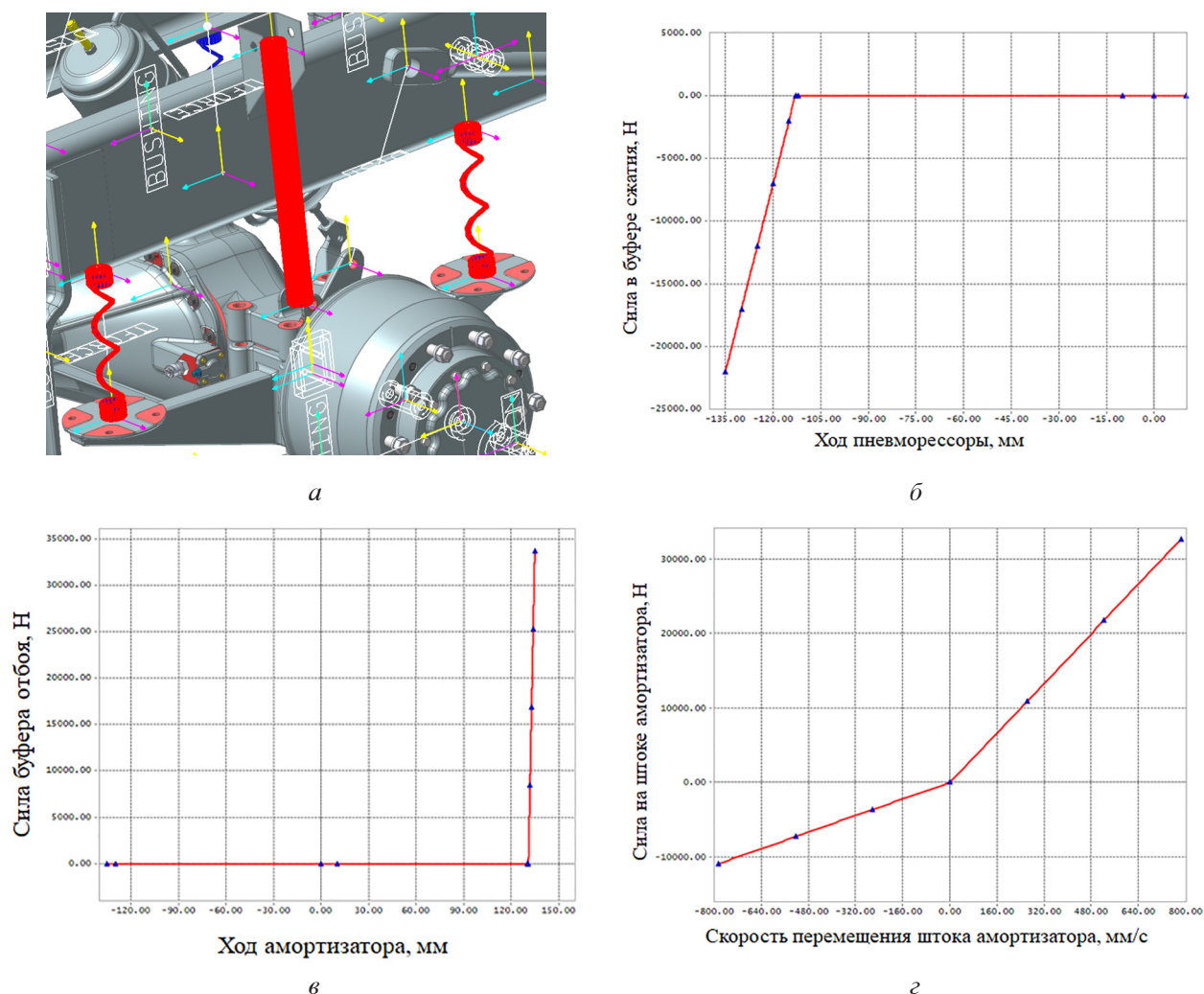


Рис. 8. а) модели буферов сжатия, отбоя и амортизаторов в среде по расчету динамики твердых тел;
б) упругая характеристика буфера сжатия; в) упругая характеристика буфера отбоя;
г) демпфирующая характеристика амортизатора

Fig. 8. a) models of compression buffers, rebound dampers and shock absorbers in an environment for calculating the dynamics of rigid bodies; b) compression buffer elastic characteristic; c) rebound buffer elastic characteristic; d) damping characteristic of the shock absorber

Таблица 2

Нагрузки для определения усилий в шарнирах подвески
Table 2. Loads for determining the forces in the suspension joints

Расчетный случай			Сила, Н	Первая ось тележки		Вторая ось тележки	
№	Название	Время моделирования, с		Левое колесо	Правое колесо	Левое колесо	Правое колесо
1	Приложение статической вертикальной нагрузки	0–10	Fx	0	0	0	0
			Fy	0	0	0	0
			Fz	57070	57070	62330	62330
2	Перегрузка 4,5 g	10–20	Fx	0	0	0	0
			Fy	0	0	0	0
			Fz	256814	256814	280487	280487
3	Тяговый режим с вывешиванием среднего моста	20–30	Fx	0	0	83460	83460
			Fy	0	0	0	0
			Fz	0	0	104325	104325

Окончание таблицы 2

Расчетный случай			Сила, Н	Первая ось тележки		Вторая ось тележки	
№	Название	Время моделирования, с		Левое колесо	Правое колесо	Левое колесо	Правое колесо
4	Тяговый режим с вывешиванием заднего моста	30–40	Fx	113420	113420	0	0
			Fy	0	0	0	0
			Fz	141775	141775	0	0
5	Диагональное вывешивание мостов задней тележки	40–50	Fx	91312	0	0	99729
			Fy	0	0	0	0
			Fz	114140	0	0	124661
6	Подъем 30° с вывешиванием среднего моста	50–60	Fx	0	0	89633	89633
			Fy	0	0	0	0
			Fz	0	0	112041	112041
7	Подъем 30° с вывешиванием заднего моста	60–70	Fx	122565	122565	0	0
			Fy	0	0	0	0
			Fz	153207	153207	0	0
8	Торможение на спуске 30° с вывешиванием среднего моста	70–80	Fx	0	0	-54925	-54925
			Fy	0	0	0	0
			Fz	0	0	68656	68656
9	Торможение на спуске 30° с вывешиванием заднего моста	80–90	Fx	-74641	-74641	0	0
			Fy	0	0	0	0
			Fz	93302	93302	0	0
10	Автомобиль в статике на косяке 30°	90–100	Fx	0	0	0	0
			Fy	0	57070	0	62331
			Fz	0	98848	0	107960

Таблица 3

Номера колес задней тележки
Table 3. Rear trolley wheel numbers

	Первая ось тележки	Вторая ось тележки
Левое колесо	21	31
Правое колесо	22	32

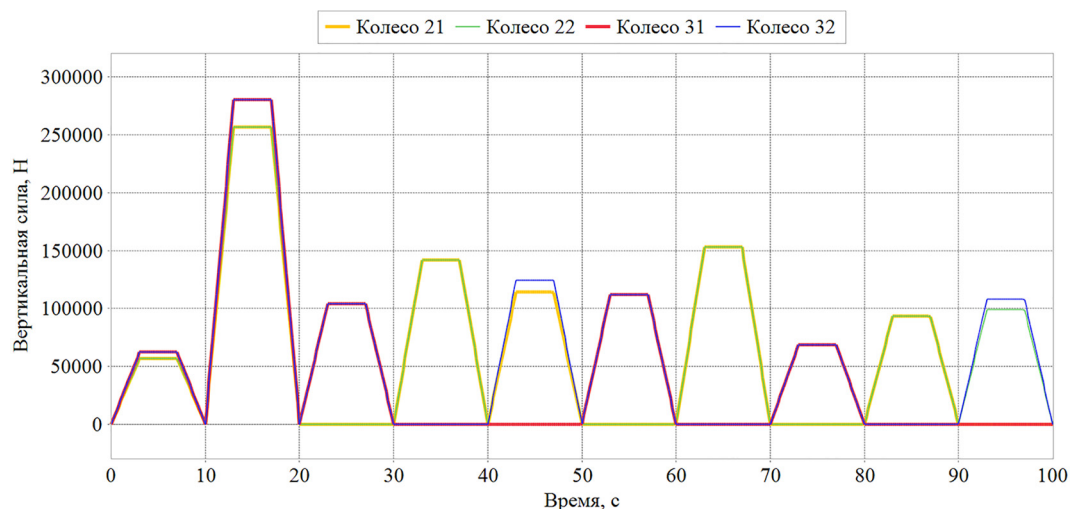


Рис. 9. Графики изменения вертикальной нагрузки на колеса виртуального стенда

Fig. 9. Graphs of changes in the vertical load on the wheels of the virtual test bench

Результаты расчета

В результате проведенных исследований установлено, что наиболее опасными расчетными случаями движения автомобиля являются диагональное вывешивание, подъем и спуск 30° с вывешиванием заднего моста, кособога.

Положение звеньев стелла в указанных расчетных режимах показано на рис. 10. Нагрузки в шарнирах подвески приведены в таблице 4.

Выводы

1. В результате проведенной работы создан виртуальный стенд в среде по расчету динамики твердых тел для анализа работы пневматической подвески задней тележки грузового автомобиля.

2. Разработанный стенд позволяет в кратчайшие сроки провести большое количество раз-

личных расчетов и выявить все опасные режимы на ранней стадии проектирования подвески.

3. Проведено моделирование работы подвески в наиболее типичных режимах нагружения и выявлены наиболее опасные режимы. Доказана работоспособность и адекватность работы математической модели.

4. Определены усилия во всех шарнирах конструкции, выбраны максимальные нагрузки, которые далее применяются в конструкторских проектных и проверочных расчетах при проектировании пневматической подвески автомобиля.

5. Разработанный стенд универсален. Возможно проведение обратной задачи, в которой в качестве исходных данных будут использоваться перемещения колес тележки, а анализируемыми параметрами будут силовые факторы в пятне контакта.

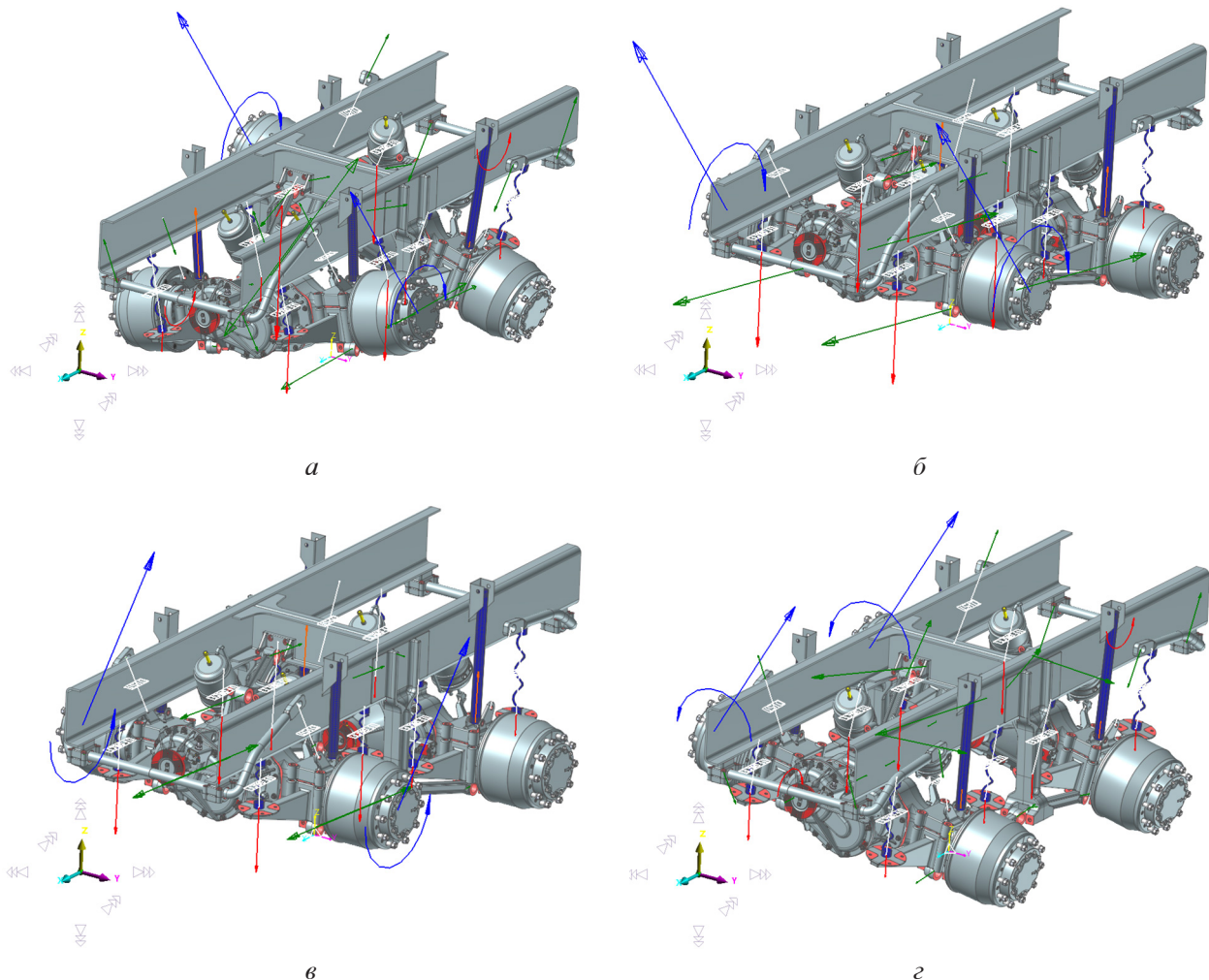


Рис. 10. Перемещения элементов подвески под действием нагрузок в режимах:
а) диагонального вывешивания; б) подъема 30° с вывешиванием заднего моста;
в) спуска 30° с вывешиванием заднего моста; г) кособога

Fig. 10. Movement of suspension elements under the action of loads in the following modes: а) diagonal hanging; б) lifting 30° with hanging the rear axle; в) descending 30° with hanging the rear axle; г) slope

Таблица 4

Результаты расчета усилий в шарнирах стенда подвески

Table 4. The results of calculating the forces in the hinges of the suspension stand

№	Название шарнира	Ось	Диагональное вывешивание	Подъем 30° с вывешиванием заднего моста	Спуск 30° с вывешиванием заднего моста	Косогор
1	Соединение среднего моста с нижней штангой 21	X	126212	154860	-110744	15069
		Y	31737	0	0	-3324
		Z	12818	19458	-6327	-5132
2	Соединение среднего моста с нижней штангой 22	X	-2152	154856	-110743	-10584
		Y	1006	0	0	643
		Z	-903	19460	-6337	150
3	Соединение заднего моста с нижней штангой 31	X	-72879	3557	3557	-18282
		Y	-18198	0	0	-4174
		Z	-18523	-436	-436	-5906
4	Соединение заднего моста с нижней штангой 32	X	158458	3557	3557	11194
		Y	43892	0	0	821
		Z	-25907	-436	-436	0
5	Соединение среднего моста с верхней штангой	X	-36914	-64380	72200	-5753
		Y	-32888	0	0	61323
		Z	9286	-6143	5694	11008
6	Соединение заднего моста с верхней штангой	X	20468	-9056	-9056	9198
		Y	-17957	0	0	67404
		Z	-5697	-4511	-4511	13632
7	Опора стабилизатора 21	X	-22368	0	0	12745
		Y	-904	0	0	464
		Z	-32339	0	0	27845
8	Опора стабилизатора 22	X	17315	0	0	-15470
		Y	-1001	0	0	405
		Z	35548	0	0	-26096
9	Опора стабилизатора 31	X	-19438	0	0	-14095
		Y	1455	0	0	609
		Z	38875	0	0	30300
10	Опора стабилизатора 32	X	27521	0	0	17620
		Y	1337	0	0	540
		Z	-33752	0	0	-28093

6. Разработанная модель подвески может быть импортирована в общую модель автомобиля для проведения дальнейших более глубоких исследований.

Литература

- Вдовин Д.С. Расчет нагрузок на звенья независимой подвески ходовой части автомобиля 8x8 с использованием Nx Motion. Сборник трудов секции “Автомобили и тракторы” 85-ой международной научно-технической конференции «Будущее автомобилестроения в России», Ассоциация Автомобильных Инженеров, Университет Машиностроения (МАМИ), Москва, 24 апреля 2014 г. С. 2–6.
- Горобцов А.С., Карцов С.К., Поляков Ю.А., Дьяков А.С. Динамический анализ параметров передней подвески кабины грузового автомобиля // Известия МГТУ «МАМИ». 2014. № 4 (22). Том 1. С. 74–80.
- Горобцов А.С., Шурыгин В.А., Серов В.А., Дьяков А.С., Лаптева В.О., Макаров А.А. Разработка математической модели многоопорной транспортной машины для перевозки крупногабаритных неделимых грузов // Грузовик. 2014. № 11. С. 2–5.
- Xiaobin Ning et al. Dynamic Analysis of Car Suspension Using ADAMS/Car for Development of a Software Interface for Optimization / Procedia Engineering 16 (2011) 333–341.

5. Кушвид Р.П., Чичекин И.В. Шасси автомобиля. Конструкция и элементы расчета: учебник. М.: МГИУ, 2014. 555 с.
 6. Равкин Г.О. Пневматическая подвеска автомобиля / Под ред. канд. техн. наук А.А. Лапина. М.: Mashgiz, 1962. 288 с.
 7. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Элементы подвески / Пер. с нем. А.Л. Карпухина; Под ред. Г.Г. Гридасова. М.: Машиностроение, 1987. 288 с.
 8. RecurDyn Professional | MBD | Multibody dynamics analysis | FunctionBay. – URL: <https://functionbay.com/en/page/single/16/professional> (Дата обращения 08.02.2021).
 9. Introduction. – URL: <https://functionbay.com/documentation/onlinehelp/default.htm> (Дата обращения 08.02.2021).
 10. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов: В 3 т. / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Г.И. Гладов и др.; Под ред. А.А. Полунгяна. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008.
- References**
1. Vdovin D.S. Calculation of loads on the independent suspension links of the chassis of an 8 wheel drive vehicle using Nx Motion. Sbornik trudov sektsii “Avtomobili i traktorY” 85-oy mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Budushcheye avtomobilstroyeniya v RossiI», Assotsiatsiya Avtomobil’nykh Inzhenerov, Universitet Mashinostroyeniya (MAMI), Moscow, 24 aprelya 2014 g. [Proceedings of the section “Automobiles and tractors” of the 85th international scientific and technical conference “Future of the automotive industry in Russia”]. pp. 2–6 (in Russ.).
 2. Gorobtsov A.S., Kartsov S.K., Polyakov Yu.A., D’yakov A.S. Dynamic analysis of the parameters of the front suspension of the truck cabin. Izvestiya MGTU «MAMI». 2014. No 4 (22). V 1, pp. 74–80 (in Russ.).
 3. Gorobtsov A.S., Shurygin V.A., Serov V.A., D’yakov A.S., Lapteva V.O., Makarov A.A. Development of a mathematical model of a multi-support transport vehicle for the transportation of large-sized indivisible cargo. Gruzovik. 2014. No 11, pp. 2–5 (in Russ.).
 4. Xiaobin Ning et al. Dynamic Analysis of Car Suspension Using ADAMS/Car for Development of a Software Inter-face for Optimization / Procedia Engineering 16 (2011) 333–341.
 5. Kushvid R.P., Chichekin I.V. Shassi avtomobilya. Konstruktsiya i elementy rascheta [Vehicle chassis. Design and elements of calculation]: uchebnik. Moscow: MGIU Publ., 2014. 555 p.
 6. Ravkin G.O. Pnevmaticheskaya podveska avtomobilya [Air suspension of vehicle] / Pod red. kand. tekhn. nauk A.A. Lapina. Moscow: Mashgiz Publ., 1962. 288 p.
 7. Raympel’ Y. Shassi avtomobilya: Elementy podveski [Automobile chassis: Suspension elements]. Per. s nem. A.L. Karpukhina; Pod red. G.G. Gridasova. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1987. 288 p.
 8. RecurDyn Professional | MBD | Multibody dynamics analysis | FunctionBay. – URL: <https://functionbay.com/en/page/single/16/professional> (accessed 08.02.2021).
 9. Introduction. – URL: <https://functionbay.com/documentation/onlinehelp/default.htm> (accessed 08.02.2021).
 10. Proyektirovaniye polnoprivodnykh kolesnykh mashin [Design of all-wheel drive wheeled vehicles]: Uchebnik dlya vuzov: v 3 t. / B.A. Afanas’yev, B.N. Belousov, G.I. Gladov i dr.; Pod red. A.A. Polungyana. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauma-na Publ., 2008.

A VIRTUAL TEST BENCH FOR DETERMINING THE LOADS IN THE AIR SUSPENSION OF THE REAR TROLLEY OF A TRUCK AT THE EARLY STAGES OF DESIGN

R.O. Maksimov, PhD in Engineering **I.V. Chichekin**
Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia
romychmaksimov@gmail.com, hiv2@mail.ru

To determine the maximum loads acting in the rear air suspension of a truck at the early stages of design there was used computer modeling based on solving equations of dynamics of solids and implemented in the Recurdyn software. The components of the developed virtual test bench, including hinges, power connections, drive axles, a wheel-hub assembly with a wheel and a support platform, are considered in detail. The test bench is controlled using a mathematical model created in the environment for calculating the dynamics of rigid bodies and associated with a solid suspension model by standard software tools of the application. The test bench is controlled using a mathematical model created in the environment for calculating the dynamics of rigid bodies and associated with a solid suspension model by standard software tools of the application. The use of such a test bench makes it possible to determine the loads in the hinges and power connections of the suspension, to determine the mutual positions of the links for each load mode, to increase the accuracy of the calculation of loads in comparison with the flat kinematic and force calculation. The mathematical model of the virtual test bench allows to carry out numerous parametric studies of the suspension without the involvement of expensive full-scale prototypes. This makes it possible at the early stages of design to determine all hazardous modes, select rational parameters of the elements, and reduce design costs.

The paper shows the results of modeling the operation of a virtual test bench with an air suspension in the most typical loading modes, identifying the most dangerous modes. The efficiency and adequacy of the mathematical model of the suspension was proved. Examples of determining the force in all the joints of the structure, the choice of maximum loads for design calculations when designing the air suspension of vehicle were shown.

Keywords: virtual test bench, air suspension, rigid body dynamics, load calculation, Recurdyn.

Cite as: Maksimov R.O., Chichekin I.V. A virtual test bench for determining the loads in the air suspension of the rear trolley of a truck at the early stages of design. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No 3 (49), pp. 76–86 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-49-3-76-86