

УДК 629.33.021:004.94

В.С. Кончак<sup>2</sup>, А.А. Назаренко<sup>1</sup>, С.В. Хитриков<sup>2</sup>,  
Д.А. Бузановский<sup>1</sup>, С.П. Лазакович<sup>2</sup>, Ю.И. Николаев<sup>3</sup>

## ВЕРИФИКАЦИЯ КОМПЬЮТЕРНЫХ МОДЕЛЕЙ ЭЛЕМЕНТОВ РЫЧАЖНОЙ ДЛИННОХОДОВОЙ ПОДВЕСКИ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ

*Рассматриваются методы, позволяющие построить компьютерную модель длинноходовой подвески, соответствующую реальной. Показывается, что основным источником информации для получения параметров аналитической модели являются стендовые испытания. Проводится сравнительный анализ результатов стендовых и виртуальных испытаний, выполненных с использованием верифицированной модели.*

### Введение

Необходимость снижения стоимости и сроков разработки объектов новой техники потребовала широкого использования компьютерного моделирования узлов и систем машиностроительных конструкций как средства оценки их динамических характеристик. При этом в качестве модели чаще всего используется математическое описание кинематики и динамики исследуемых конструкций. Максимальный эффект от применения моделирования может быть достигнут, если проектирование ведется с использованием гаммы типовых унифицированных сборочных единиц, применение которых позволяет создать конструкцию, обладающую необходимыми потребительскими качествами. Наличие отработанных узлов и агрегатов обеспечивает возможность на их основе создать библиотеку моделей типовых элементов, используя которые, уже на начальном этапе проведения конструкторских работ можно разрабатывать модели для проверки функционирования различных систем проектируемого изделия.

При разработке математической модели применяют аналитические либо вероятностные подходы. Для механических конструкций, работающих под воздействием переменных нагрузок, динамика колебаний отображает зависимость перемещения их элементов от приложенной силы и описывается уравнениями Лагранжа второго рода совместно с алгебраическими уравнениями связи, а в простейших случаях – вторым законом Ньютона, задающим равновесие приложенных сил.

Всякая модель механической конструкции содержит ряд параметров, которые отражают ее физические и механические свойства и могут быть получены расчетным путем либо экспериментально. Вычисленные таким образом параметры импортируются в модель, после чего проводятся сравнительные испытания, на основании которых выполняется ее верификация. В соответствии с определением, данным в [1], верификация – это «разновидность анализа, имеющая целью установление соответствия двух описаний одного и того же объекта. Различают верификацию структурную и функциональную. При структурной верификации устанавливается соответствие структур, отображаемых двумя описаниями. При функциональной (параметрической) верификации проверяется соответствие процессов функционирования и, в частности, выходных параметров, отображаемых сравниваемыми описаниями. Функциональная верификация выполняется путем анализа переходных процессов с учетом перекрестных помех и задержек сигнала». Следовательно, верификация – это процедура получения оператора исследуемой системы, который преобразует входные сигналы в выходную реакцию.

Основным источником информации для получения таких характеристик динамических систем, как собственная частота колебаний, коэффициент затухания, амплитудные спектры входа, выхода и передаточной функции, фазовый спектр, коэффициенты жесткости и сопротивления перемещению, являются стендовые либо натурные испытания реальной конструкции.

## 1. Методы организации стендовых и виртуальных испытаний

Постановка эксперимента на стенде осуществляется в соответствии со схемой испытаний, которая разрабатывается в строгом соответствии с выбранной математической моделью и должна содержать способ крепления изделия на стенде, схему установки датчиков, координаты и направление приложенных сил и перемещений элементов конструкции. Исследования должны проводиться в соответствии с действующими стандартами, а также программой и методикой испытаний.

Рассмотрим основные принципы получения экспериментальной информации при решении задачи верификации на примере моделирования колебаний длинноходовой рычажной подвески, у которой в качестве упругого элемента используются пружина, обеспечивающая возможность перемещения ступицы колеса в пределах  $\pm 200$  мм; амортизатор, допускающий те же перемещения, и стойка подвески в сборе.

Техническое оснащение стендовых испытаний выполнено на основании схемы испытаний (рис. 1). В качестве нагружающего устройства использован испытательный комплекс фирмы SHENK, состоящий из гидравлической станции, гидроцилиндров различной мощности, крепежной плиты, системы гидрорегуляторов для управления потоком жидкости, аналоговой системы контроля за ходом эксперимента и видеонаблюдения за ним.

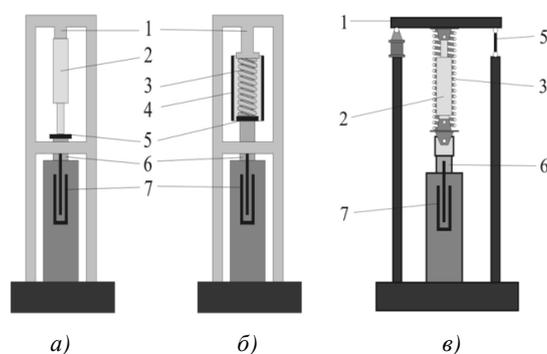


Рис. 1. Схемы испытательных стендов: а) амортизатора; б) пружины; в) стойки подвески в сборе  
(1 – неподвижная балочка; 2 – амортизатор; 3 – пружина; 4 – защитный кожух;  
5 – датчик силы; 6 – гидроцилиндр; 7 – датчик перемещения)

Процесс моделирования сигналов управления экспериментом и измерения экспериментальной информации выполнен цифровым многоканальным управляющим комплексом, разработанным и изготовленным в Республиканском компьютерном центре машиностроительного профиля Объединенного института машиностроения НАН Беларуси. Измерение входных и выходных функций в процессе эксперимента осуществлялось с помощью датчиков силы 5 и перемещений 7 (рис. 1). Оцифровка информации с датчиков и передача данных в вычислительный комплекс выполнены с помощью многоканальных синхронных аналого-цифровых преобразователей.

Фотографии стендов, использованных для проведения экспериментов, показаны на рис. 2.

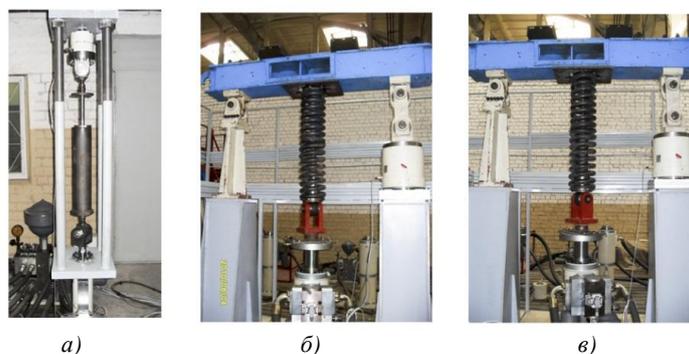


Рис. 2. Испытательные стенды: а) амортизатора; б) пружины; в) стойки подвески в сборе

Испытания проводились в режиме вынужденных колебаний. Поэтому исследуемый объект (амортизатор, пружина, стойка подвески) устанавливался в замкнутый контур оснастки таким образом, чтобы его верхняя опора упиралась в станину станда, а нижняя была прикреплена к штоку гидроцилиндра б, который в процессе испытаний выполнял гармонические колебания с заданной частотой и амплитудой. Процессы управления цилиндром и измерения экспериментальной информации синхронизированы, что позволяет с высокой точностью определить фазовые характеристики.

При проведении виртуальных испытаний динамических моделей соблюдаются все условия их организации, принятые для реальных объектов. Для их организации в пакете ADAMS была разработана динамическая модель станда. На рис. 3 изображены модели стандов, использованных при испытании моделей пружины, амортизатора и стойки подвески в сборе. С учетом принципа максимального правдоподобия виртуальные станды построены в соответствии со схемами эксперимента (см. рис. 1). Верхний элемент исследуемого объекта закреплен неподвижно, а для нижнего задается закон движения, имитирующий работу гидроцилиндра. В ходе испытания ведется измерение деформации, полученной под воздействием приложенной вынуждающей силы, скорости перемещения и силы сопротивления движению исследуемого объекта.

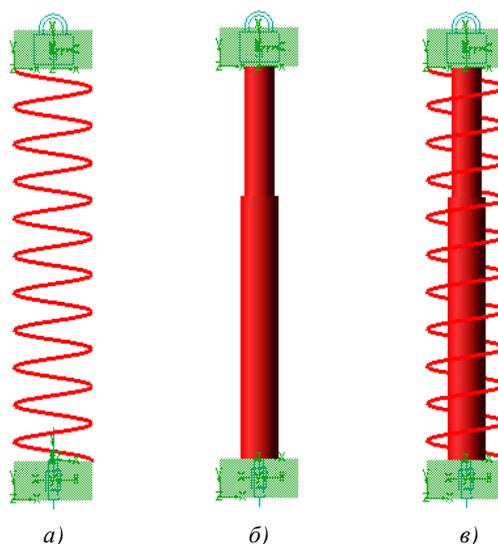


Рис. 3. Модели виртуальных стандов для испытания: а) пружины; б) амортизатора; в) стойки подвески в сборе

При проведении виртуальных испытаний закон движения формировался сплайнами [2] с использованием импортированных массивов процессов нагружения, полученных по результатам стандовых испытаний.

## 2. Методы обработки информации

С учетом принятой схемы эксперимента, когда у исследуемого объекта отсутствует подрессоренная масса, условия динамического равновесия преобразуются в уравнение

$$r\dot{y} + cy = f \sin \omega t, \tag{1}$$

решением которого будет функция перемещения

$$y = A \sin(\omega t + \alpha), \tag{2}$$

где  $r$  – коэффициент сопротивления перемещению;  $c$  – жесткость механической конструкции;  $f$  – амплитуда вынуждающей силы;  $A$  – амплитуда вынужденных колебаний. Как было показано в работе [3], параметры  $c$  и  $r$  по результатам обработки полученных в процессе эксперимента данных вычисляются как

$$c = \frac{f \cos \alpha}{A}, r = \frac{f \sin \alpha}{A\omega}. \quad (3)$$

Из соотношений (3) видно, что для вычисления параметров уравнения (1) в процессе эксперимента должны быть получены:

- амплитуда  $f(\omega_k)$  входного силового воздействия;
- амплитуда  $A(\omega_k)$  выходной реакции (перемещения);
- фазовое смещение  $\alpha_k$ , характеризующее время реакции исследуемой системы на приложенное воздействие.

Таким образом, в процессе эксперимента достаточно измерить входную  $x(i\Delta t)$  и выходную  $y(i\Delta t)$  последовательности. Использование при проведении эксперимента гармонической функции в качестве вынуждающего силового воздействия продиктовано условием, что решением уравнения (1) является функция (2), а так как при вынужденных колебаниях на установившемся режиме функция перемещения (2) практически повторяет форму колебаний силового воздействия, то оно должно быть гармонической функцией. Кроме того, наличие у объекта моделирования нелинейных свойств приводит к нарушению принципа суперпозиции. Использование в таком случае в качестве входа негармонических функций вызывает в спектре выхода неконтролируемые погрешности.

Следует все же заметить, что уравнение (1) пригодно для описания только таких объектов, у которых колебания, вызванные гармонической вынуждающей силой, не порождают в реакции системы других гармонических колебаний. Чтобы убедиться в том, что система линейна, достаточно вычислить спектр выходного сигнала. Если в спектре присутствует только частота вынужденных колебаний, то объект линеен. В противном случае объект вызывает искажения входного воздействия и требует построения другой модели.

Для определения характера взаимной зависимости реакции исследуемого объекта на входное воздействие в системах подрессоривания автомобильной техники используют рабочие диаграммы, отображающие функциональную связь силы сопротивления движению от величины перемещения их элементов. На рис. 4, а показана рабочая диаграмма пружины для перемещений поршня стенда в пределах  $\pm 0,045$  м на частотах колебаний 2,91; 3,36; 4,0; 5,38 Гц. Видно, что упругая сила пружины линейно зависит от перемещений и практически не зависит от частоты колебаний. Тангенс угла наклона прямой, отображающей функциональную зависимость выхода от входа, характеризует величину жесткости пружины, которая может быть вычислена как  $c = \operatorname{tg} \gamma$ . На рис. 4, б изображена рабочая диаграмма амортизатора для перемещения поршня в пределах  $\pm 0,02$  м на частотах от 0,24 до 1,7 Гц. Из приведенной диаграммы можно сделать вывод, что амортизатор в рассмотренной полосе частот обладает некоторой нелинейностью. Для исследования характера нелинейности [4] была построена характеристика, график которой изображен на рис. 4, в. График зависимости силы сопротивления перемещению от скорости колебаний штока амортизатора был построен на максимальных скоростях перемещений. На рис. 4, г приведена характеристика стойки подвески в сборе. Как и следовало ожидать, эта характеристика нелинейная и из-за высокой жесткости пружины повернута по отношению к характеристике амортизатора более чем на  $45^\circ$ .

Следует заметить, что характеристику амортизатора можно построить и для каждой частоты, используя весь диапазон изменения скорости перемещения штока амортизатора. Так как функция перемещения задана уравнением

$$y(i\Delta t) = A \sin 2\pi k \Delta f i \Delta t,$$

ее производная (функция скорости) задается уравнением

$$\dot{y}(i\Delta t) = A 2\pi k \Delta f \cos 2\pi k \Delta f i \Delta t.$$

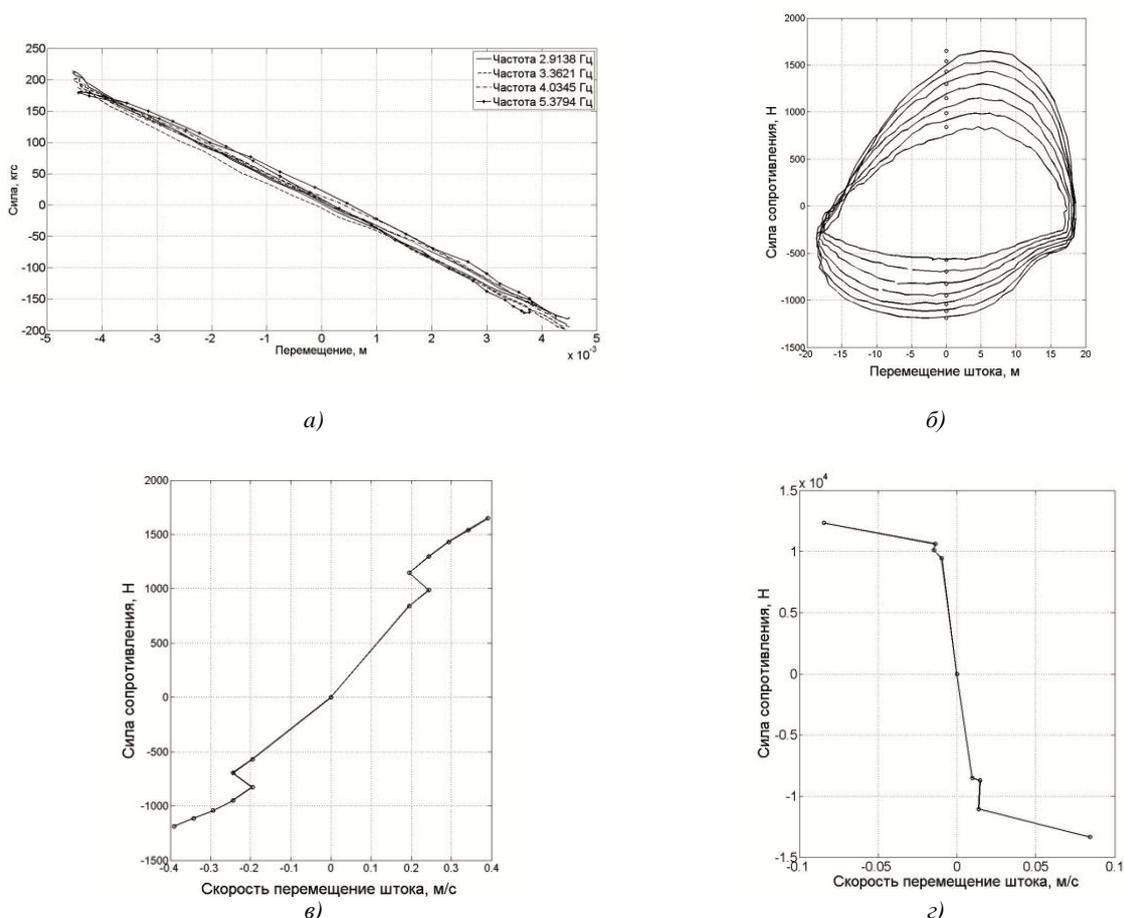
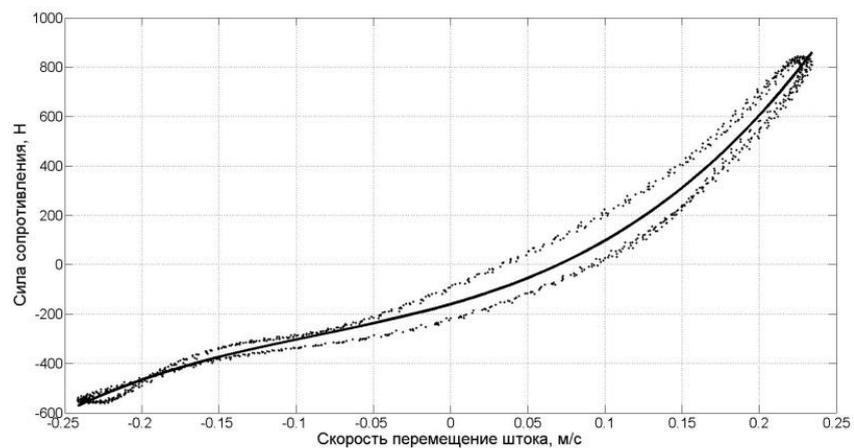


Рис. 4. Функциональные зависимости: а) зависимость упругой силы пружины от величины перемещения; б) рабочая диаграмма амортизатора; в) характеристика амортизатора; г) характеристика стойки подвески в сборе

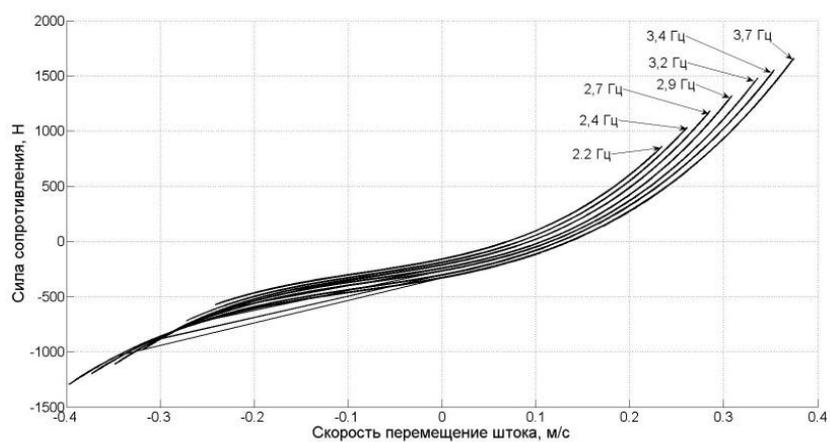
На рис. 5, а сплошной линией изображена характеристика амортизатора, построенная с помощью полиномиальной аппроксимации по методу наименьших квадратов с использованием точек рассеяния, отображающих функциональную зависимость силы сопротивления движению от скорости перемещения штока амортизатора. На рис. 5, б приведены характеристики амортизатора, построенные указанным выше способом, для частот 2,2–3,7 Гц, а на рис. 5, в – для стойки подвески в сборе.

Из соотношения (3) видно, что параметры, полученные в результате подстановки решения (2) в уравнение (1), являются функциями частоты. Эти параметры присутствуют и в импульсной переходной характеристике, которая является интегральным оператором для линейных систем с памятью. В отличие от соотношений (3) в данном операторе они присутствуют как константы. Так как исследуемая система обладает незначительной нелинейностью, которая возникла из-за нелинейного поведения амортизатора, то далее ансамбли реализаций входных и выходных последовательностей перед обработкой подверглись фильтрации, в результате чего объект и его модель были линеаризованы. Учитывая, что импульсная переходная характеристика исследуемого объекта является источником информации для получения таких параметров, как собственная частота и коэффициент затухания колебаний, которые, в свою очередь, отображают жесткость и коэффициент сопротивления колебаниям, по коэффициентам преобразования Фурье  $S_x(j\omega_k)$  и  $S_y(j\omega_k)$  входной и выходной последовательностей были вычислены коэффициенты импульсной переходной характеристики  $S_h(j\omega_k)$  в соответствии с формулой

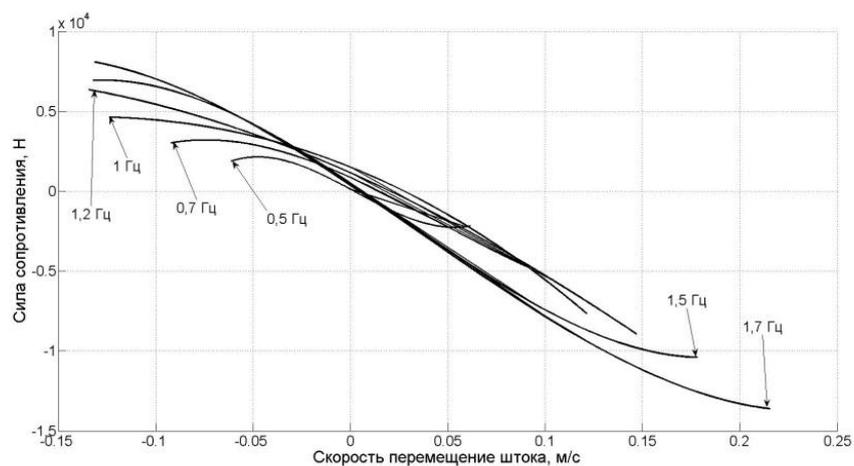
$$S_h(j\omega_k) = \frac{S_y(j\omega_k)S^*(j\omega_k)}{|S_x(j\omega_k)|}$$



а)



б)



в)

Рис. 5. Характеристики нелинейных объектов, построенные полиномом третьей степени:  
а) амортизатора для частоты 0,97656 Гц; б) амортизатора для частот 2,2–3,7 Гц;  
в) стойки подвески для частот 0,5–1,7 Гц

Импульсная переходная характеристика была получена в результате обратного преобразования Фурье от коэффициентов  $S_h(j\omega_k)$ :

$$\overline{h(i\Delta t)} = F_{ik}^{-1} \overline{S_h(j\omega_k)} = A_0 e^{-\beta i \Delta t} \sin(\omega_0 i \Delta t + \alpha),$$

где  $\beta = r/2m$  – коэффициент демпфирования;  $\omega_0 = \sqrt{c/m}$  – частота собственных колебаний.

Используя алгоритм, представленный в работе [5], параметры исследуемого объекта вычисляются как собственная частота:

$$\omega_0 = \frac{2\pi}{T_0} \text{ рад/с,}$$

где  $T_0$  – период собственных колебаний, вычисляемый как среднее значение от временных интервалов  $T_i$ , измеренных между соседними локальными максимумами импульсной переходной характеристики:

$$T_0 = \frac{\sum_{i=1}^n T_i}{n}. \quad (4)$$

Скорость затухания колебаний характеризует декремент затухания, который определяется как среднее значение натурального логарифма от отношения величин двух соседних максимумов:

$$\lambda = \frac{\sum_{i=1}^n \ln\left(\frac{A_i}{A_{i+1}}\right)}{n}. \quad (5)$$

Коэффициент демпфирования вычисляется в соответствии с выражением

$$\beta = \frac{\lambda}{T_0}. \quad (6)$$

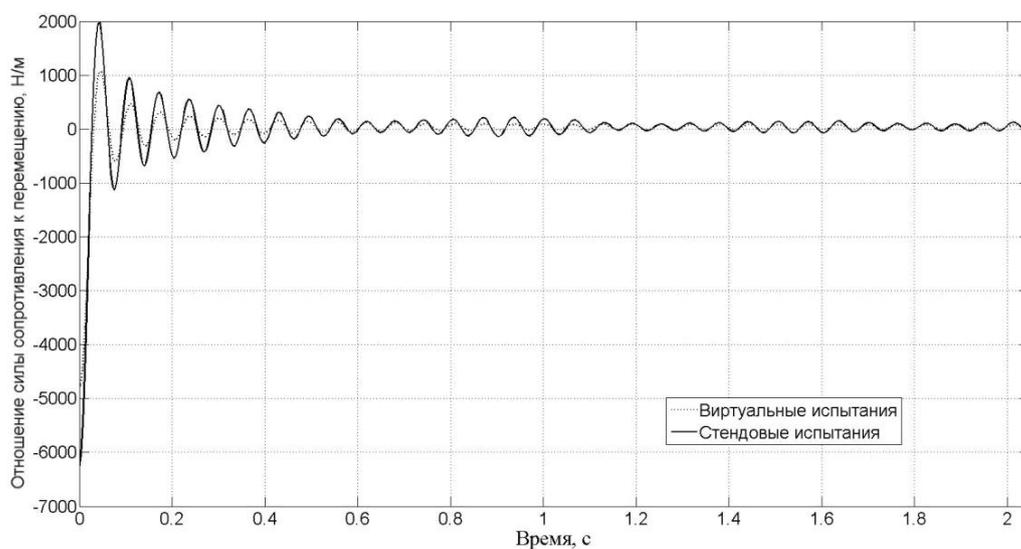
### 3. Сравнение результатов обработки экспериментальной информации, полученной по итогам стендовых и виртуальных испытаний

В процессе проведения сравнительных испытаний были вычислены:

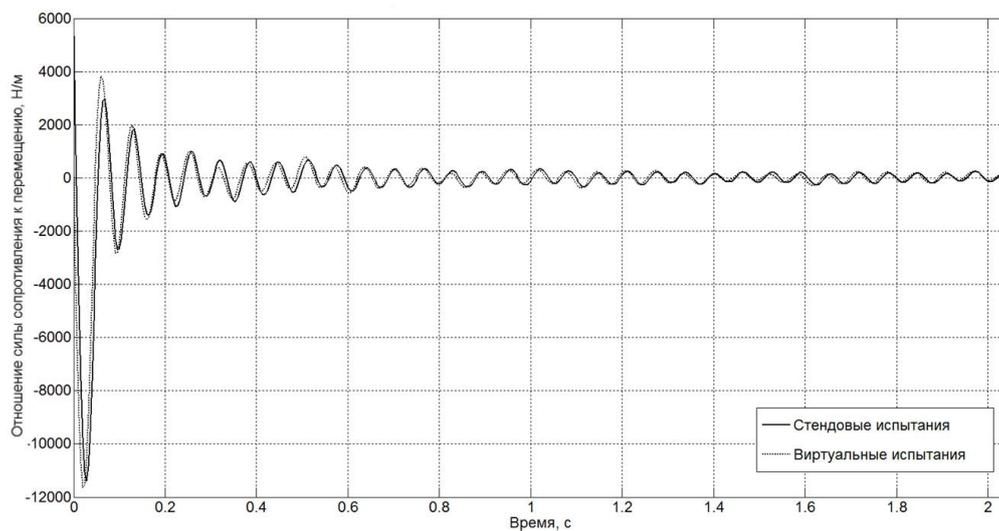
- импульсная переходная характеристика пружины;
- импульсная переходная характеристика амортизатора;
- импульсная переходная характеристика стойки подвески в сборе при статическом нагружении 2,15 т;
- импульсная переходная характеристика стойки подвески в сборе при статическом нагружении 4,5 т;
- аппроксимированные полиномами четвертой степени характеристики реального амортизатора и его виртуальной модели.

Результаты выполненных расчетов оператора исследуемых объектов приведены на графиках:

- импульсной переходной характеристики пружины (рис. 6, а);
- импульсной переходной характеристики амортизатора (рис. 6, б);
- импульсной переходной характеристики стойки подвески для статики 4,5 т (рис. 7, а) и для статики 2,15 т (рис. 7, б).



а)



б)

Рис. 6. Импульсные переходные характеристики элементов подвески: а) пружины; б) амортизатора

Из рис. 6 и 7 видно, что импульсные переходные характеристики исследуемых элементов подвески, полученные по результатам стендовых и виртуальных испытаний, хорошо совпадают как по частотам, так и по характеру затухания колебаний.

Сравнительный анализ результатов стендовых и виртуальных испытаний

Предмет исследования	$T_0$ , с		Погрешность, %	$\omega_0$ , рад/с		Погрешность, %	$\lambda$		Погрешность, %	$\beta$ , с <sup>-1</sup>		Погрешность, %
	стенд.	вирт.		стенд.	вирт.		стенд.	вирт.		стенд.	вирт.	
Пружина	0,058	0,0587	1,192	108,33	107,1	1,135	0,0976	0,0913	6,455	1,683	1,555	7,605
Амортизатор	0,0643	0,0587	8,709	97,666	107,1	8,808	0,0949	0,0917	3,372	1,476	1,563	5,566
Подвеска в сборе (статика 4,5 т)	0,128	0,127	0,781	49,1	49,5	0,808	0,45	0,42	6,667	3,516	3,307	5,944
Подвеска в сборе (статика 2,15 т)	0,129	0,127	1,551	48,8	49,5	1,414	0,38	0,3	7,895	2,946	2,756	6,449

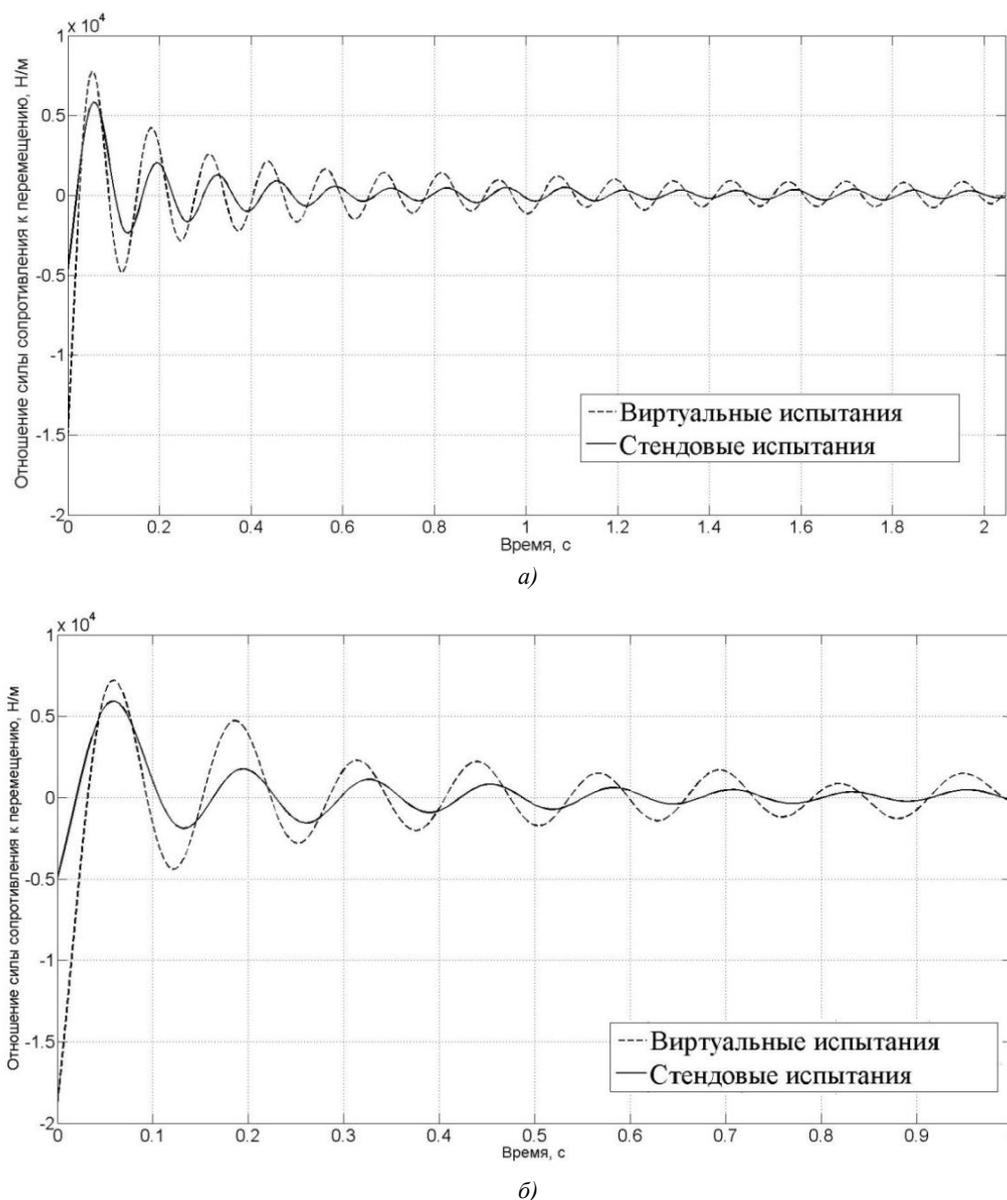


Рис. 7. Импульсная переходная характеристика стойки подвески при статическом нагружении: а) 4,5 т; б) 2,15 т

Результаты сравнительного анализа сведены в таблицу, где приведены как сами значения параметров, так и расчет погрешностей их вычисления по результатам виртуальных испытаний. Максимальная погрешность оценки не превосходит 9 %. Исследуемая модель объекта нелинейная. Ее характеристика, представленная на рис. 8 сплошной линией, была вычислена по результатам стендовых испытаний и импортирована в ADAMS для создания модели.

Полученная по результатам виртуальных испытаний характеристика модели показана на рис. 8 пунктирной линией. Несовпадение этих характеристик связано с погрешностями их построения. Оценка указанных характеристик была вычислена в виде полинома четвертой степени по методу наименьших квадратов, а полученная разность в их представлении не превосходит среднеквадратического отклонения поля рассеяния точек, по которым строится полином.

Кроме того, в соответствии с технологией изготовления амортизаторов точность усилия, при котором открываются перепускные дроссели на скорости перемещения 0,52 м/с, гарантируется в пределах  $\pm 15\%$  от расчетной величины. Поэтому точность расчета характеристики, не превышающую 9 %, можно считать удовлетворительной.

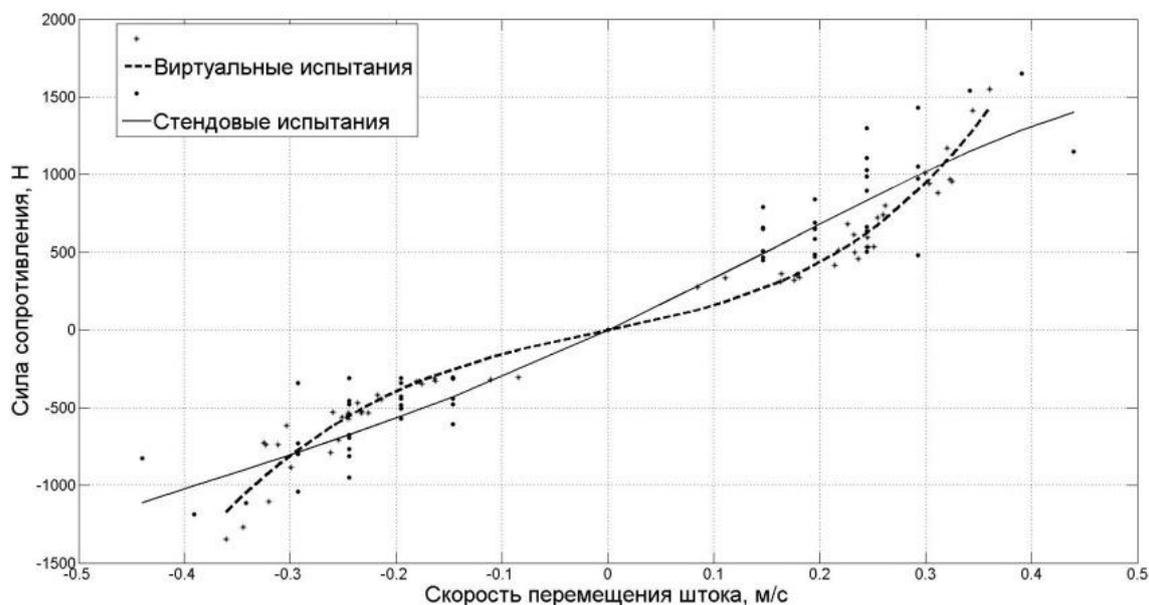


Рис. 8. Сравнение характеристик амортизатора, полученных по результатам стендовых и виртуальных испытаний

### Заключение

В работе приведены результаты обработки экспериментальной информации, полученной при выполнении стендовых испытаний элементов длинноходовой подвески автомобиля МЗКТ 6001.

В результате обработки получены параметры пружины, нелинейная характеристика амортизатора и стойки подвески, которые были переданы в пакет ADAMS для создания компьютерных моделей перечисленных элементов системы поддрессоривания шасси указанного автомобиля. Рассмотрены схемы испытаний, по которым в пакете ADAMS были разработаны модели виртуальных стендов. Проведены виртуальные испытания разработанных моделей элементов подвески и дан сравнительный анализ из результатов. Показано, что величины погрешности не превосходят допусков на регулировку гидросистемы амортизатора, определяемых стандартами.

Разработанная и верифицированная модель стойки подвески может быть использована при построении модели поддрессоривания шасси автомобиля для прогнозирования плавности его хода.

### Список литературы

1. Системы автоматизированного проектирования. Кн. 9 / Д.М. Жук [и др.] – М. : Высшая школа, 1986. – 160 с.
2. Поляков, К.А. Создание виртуальных моделей в пакете прикладных программ ADAMS / К.А. Поляков. – Самара : Самарский университет, 2003. – 88 с.
3. Методы определения динамических характеристик упругих элементов подвески по экспериментальным данным / В.С. Кончак [и др.] // Весці НАН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2008. – № 2. – С. 20–25.

4. Дербаремдикер, А.Д. Амортизаторы транспортных машин / А.Д. Дербаремдикер. – М. : Машиностроение, 1985. – 197 с.

5. Петько, В.И. Экспериментальные исследования динамических свойств элементов машиностроительных конструкций / В.И. Петько, В.С. Кончак, А.Н. Колесникович // Материалы Междунар. науч. конф. «Механика машин на пороге III тысячелетия», 23, 24 ноября 2000 г. – Минск, 2000. – С. 397–404.

Поступила 11.12.12

<sup>1</sup>Объединенный институт проблем информатики НАН Беларуси,  
Минск, ул. Сурганова, 6  
e-mail: lipn@newman.bas-net.by

<sup>2</sup>Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси,  
Минск, ул. Академическая, 12  
e-mail: bats@ncrmm.bas-net.by

<sup>3</sup>ОАО «Минский завод колесных тягачей»,  
Минск, пр. Партизанский, 150  
e-mail: ugk@mzkt.by

**V.S. Konchak, A.A. Nazarenko, S.V. Hitrikov, D.A. Buzanovsky,  
S.P. Lazakovich, J.I. Nikolaev**

### **COMPUTER MODELS VERIFICATION OF LEVER LONG-RUNNING SUSPENSION ELEMENTS BASED ON THE BENCH TESTS RESULTS**

The computer modeling methods of lever long-running suspension are considered. It is shown that the main source of information for the analytical model is bench tests. The results of bench tests and virtual tests performed by the verified model are given. A comparative analysis of the tests results is performed.