

УДК 681.264.08(045)(476)

А. Л. Савченко,
Н. Т. Минченя,
А. А. Журавский,
Е. В. Берхин

ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОПОР АВТОМОБИЛЬНЫХ ВЕСОВ

В статье рассматривается динамика пружинной весоизмерительной системы на основе цилиндрических прорезных пружин. Учет динамических характеристик упругой системы при проектировании и изготовлении весов позволит повысить достоверность результатов взвешивания. Исследованы динамические характеристики пружин и экспериментально определен их коэффициент демпфирования. Исследованы компьютерные модели подвижной системы автомобильных весов. Сделан вывод, что для получения достоверных результатов взвешивания потребуется дополнительная процессорная обработка сигнала с учетом как реальных динамических характеристик подвижной системы, так и скорости движения транспортного средства.

This article describes the dynamics of spring weight measuring system on the basis of cylindrical cut springs. Account of dynamic characteristics of resilient system when designing and manufacturing of balances will allow to increase the validity of weighing results. It provides investigations of dynamic characteristics of springs and experimentally determined factor of springs deformation. It also provides computer models of vehicle balance mobile system. The outcome is that in order to obtain valid weighing results additional signal processing will be needed taking into account real dynamic characteristics of mobile system and the speed of motor vehicles.

В автоматизированных системах контроля и учета материальных потоков (АСКУМП) значительную роль играют весоизмерительные устройства. В частности, весы широко используют при взвешивании транспортных средств – автомобилей, вагонов. При этом все чаще в АСКУМП включают устройства, позволяющие взвешивать транспортные средства в движении. Это позволяет повысить производительность контроля.

Достаточно популярным решением для взвешивания автомобилей в движении являются устройства для поосного или поколесного взвешивания. Их использование позволяет получить массу полного автомобиля путем суммирования результатов взвешивания по каждой оси по отдельности. При этом размеры весоизмерительной платформы уменьшаются практически до размеров колеса, что снижает затраты на изготовление и монтаж и позволяет размещать весы прямо на участке пути. По сравнению со статическим взвешиванием на полноразмерной платформе точность, безусловно, снижается. Поэтому такой метод применяют не для коммерческого взвешивания грузов, а для оценки соответствия нагрузок на ось требуемым нормам. В статье [1] авторы сравнивали результаты поосного и статического взвешивания и сделали ряд выводов, в том числе о влиянии на погрешность взвешивания в движении большого количества трудноучитываемых факторов.

Тем не менее, делаются попытки внедрения указанной методики в практику коммерческого взвешивания, для чего требуется повышение точности взвешивания путем устранения или учета отдельных погрешностей. В частности, в патенте [2] предлагается для уменьшения колебаний платформы устранить неровности путей заезда и съезда автомобиля и укрепление краев платформы.

В патенте [3] повышение точности взвешивания обеспечивается за счет рационального размещения набора подкладных весов и пассивных площадок.

В заявке [4] авторы предлагают повысить надежность и точность взвешивания за счет защиты весов от загрязнений и использования датчиков, работающих как на сжатие, так и на растяжение. Подход, связанный с совершенствованием датчиков веса, реализован также авторами изобретения [5].

Следует отметить, что в процессе работы весоизмерительного устройства на упругих опорах возникают колебания подвижной системы, которые вносят свою долю в общую погрешность взвешивания. Величина возникающей динамической погрешности зависит от скорости движения взвешиваемого автомобиля. При этом допустимая скорость не ограничивается ни в настоящее время отмененным ГОСТ 30414-96 [6], ни действующим СТБ 1845 [7], ни межгосударственными стандартами [8, 9].

В статье рассматривается динамика пружинной весоизмерительной системы на основе цилиндри-

ческих прорезных пружин. Учет динамических характеристик упругой системы при проектировании и изготовлении весов позволит повысить достоверность результатов взвешивания.

Упругую систему весов схематично можно представить, как показано на рисунке 1.

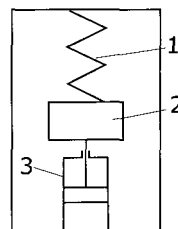


Рис. 1. Модель упругой системы весов
1 – упругий элемент весов; 2 – подвижная масса, включающая грузоприемное устройство и взвешиваемый объект; 3 – демпфер (успокоитель колебаний)

При помещении взвешиваемого объекта на грузоприемное устройство система совершает затухающие колебания, которые можно описать дифференциальным уравнением второго порядка:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = mg,$$

где m – суммарная масса взвешиваемого объекта и грузоприемного устройства; c – коэффициент демпфирования; k – жесткость пружины, x – перемещение подвижной массы.

В левой части уравнения расположена сумма сил, действующих на подвижную массу, в правой – внешняя сила (вес взвешиваемого объекта и грузоприемного устройства). При этом слагаемое $c\dot{x}$ является силой, создаваемой линейным успокоителем колебаний ($F_{ycn} = c\dot{x}$).

Для анализа динамики упругой системы и подбора коэффициента демпфирования вместо решения дифференциального можно воспользоваться программной моделью на основе передаточной функции. Запишем уравнение с использованием оператора дифференцирования $p = d/dt$:

$$mxp^2 + cpx + kx = mg,$$

или, вынося x за скобки,

$$x(mp^2 + cp + k) = mg.$$

Теперь в левой части уравнения записана выходная величина x , умноженная на полином в скобках, в правой – входная величина mg . Передаточная функция $W(p)$ связывает выходную величину с входной: $x = W(p) \cdot mg$, то есть

$$W(p) = \frac{1}{mp^2 + cp + k}.$$

Динамическое звено с такой передаточной функцией называется колебательным, если квадратный трехчлен невозможно разложить на множители (дискриминант меньше нуля), или апериодическим второго порядка (дискриминант равен или больше нуля). В первом случае при скачко-

образном изменении входной величины выходная изменяется по закону затухающих колебаний (рис. 2а), во втором – плавно приближается к установившемуся значению (рис. 2б). Изменяя c , можно менять параметры колебаний (чем меньше c , тем больше колебаний совершает система до затухания) или перейти к аperiodическому закону (система становится аperiodической при критическом коэффициенте $c_{кр}$, когда дискриминант знаменателя передаточной функции равен нулю).

В общем виде передаточная функция колебательного звена

$$W(p) = \frac{K}{T^2 p^2 + 2\xi T p + 1},$$

где K – коэффициент передачи; T – постоянная времени; ξ – параметр затухания, характеризующий потери энергии в системе. Параметр затухания находится в пределах $0 < \xi < 1$. При значении $\xi \geq 1$ система становится аperiodической с передаточной функцией

$$W(p) = \frac{K}{T_2^2 p^2 + T_1 p + 1} = \frac{K}{(T_3 p + 1)(T_4 p + 1)},$$

при $\xi = 0$ колебания в переходном процессе становятся незатухающими.

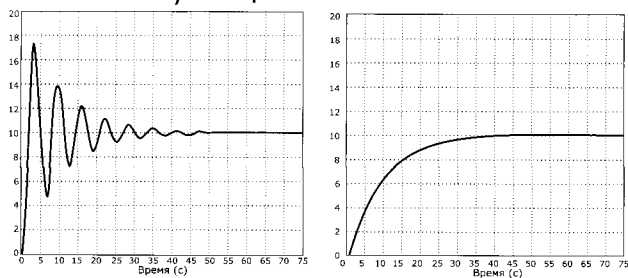


Рис. 2. Переходный процесс (изменение выходной величины при скачкообразном изменении входной) в колебательных (а) и аperiodических (б) системах

Для рассматриваемого примера коэффициент передачи $K = 1/k$; постоянная времени $T = \sqrt{m/k}$; параметр затухания $\xi = \frac{c}{2\sqrt{mk}}$. Переходный процесс будет колебательным, если $c < 2\sqrt{mk}$.

Исследуемая цилиндрическая прорезная пружина представляет собой трубу с прорезями, параллельными торцам и расположенными друг под другом в шахматном порядке (рис. 3).

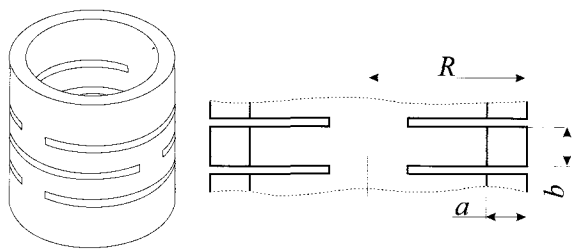


Рис. 3. Цилиндрическая прорезная пружина

Статические характеристики пружины описаны в [10].

Деформация пружины обычно не превышает 1...2 мм. Для преобразования деформации в электрический сигнал возможно использование индуктивных и дифференциально-трансформаторных датчиков. Авторами разработано несколько конструкций весоизмерительных устройств с цилиндрическими прорезными пружинами [11]. Весоизмерительная опора показана на рисунке 4.

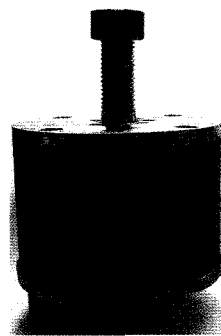


Рис. 4. Весоизмерительная опора (защитный кожух снят)

Для экспериментального определения коэффициента демпфирования пружины использовались импульсные переходные характеристики (функции веса). Для их получения были взяты пружины с одинаковыми габаритами, но с различной высотой колец b (рис. 3), то есть с разной жесткостью. Пружины подвергались ударной нагрузке, после приложения которой регистрировалась деформация с помощью встроенного в опору бесконтактного индуктивного преобразователя. По полученным функциям веса в соответствии с [12] рассчитывался коэффициент демпфирования (рис. 5):

$$\xi = \frac{\gamma}{\sqrt{\gamma^2 + \lambda^2}}, \quad \gamma = \frac{\lambda}{\pi} \ln \frac{B_1}{B_2}.$$

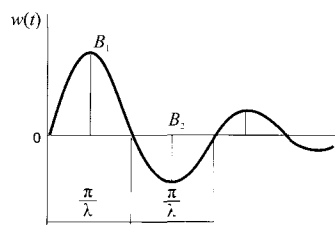


Рис. 5. Функция веса

В ходе обработки результатов эксперимента было установлено, что коэффициент демпфирования не зависит от жесткости пружин, а только от их габаритов и материала. Для пружин с габаритами, пригодными для создания весоизмерительных опор, изготовленными из стали ШХ15 с закалкой, величина коэффициента демпфирования составила примерно 150000 Н·с/м.

Рассмотрим поведение системы для поосного взвешивания, которая состоит из платформы на

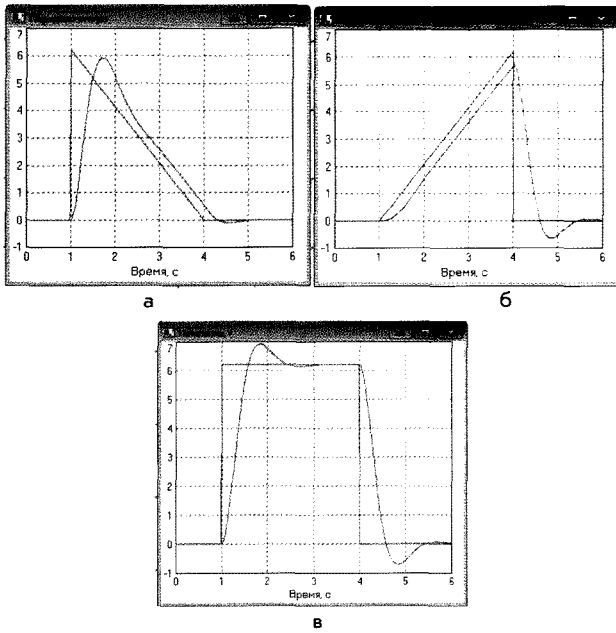


Рис. 6. Нагрузка на переднюю ось:
а – передняя опора; б – задняя опора;
в – суммарный сигнал

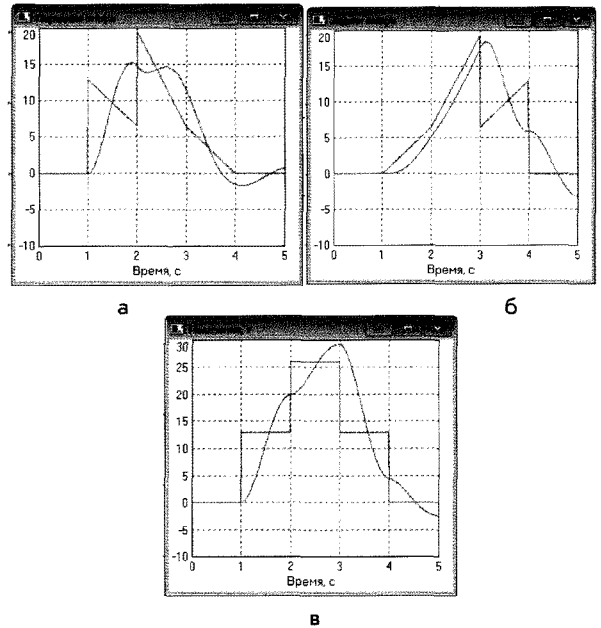


Рис. 7. Нагрузка на заднюю ось:
а – передняя опора; б – задняя опора;
в – суммарный сигнал

четырёх опорах (две передние и две задние по ходу движения автомобиля). Для наглядности примем, что осуществляется взвешивание автобетоносмесителя АБС-9DA на шасси МАЗ 55516A5 при движении со скоростью 5 км/ч. Платформа имеет длину 2 м, что позволяет полное размещение обеих задних осей автомобиля. Нагрузка на переднюю ось составляет 6225 кг, на заднюю – 26000 кг. Каждая из четырех опор имеет жесткость 65000 Н/мм.

На рисунках 6, 7 показаны результаты моделирования процесса взвешивания в программе VisSim 3.0. На рисунках приведены результаты взвешивания в тоннах в зависимости от времени движения автомобиля по платформе. На каждом графике ломаная соответствует идеальному результату без учета инерционности подвижной системы, кривая – реальному результату.

Из рисунков видно, что для получения достоверных результатов взвешивания потребуется дополнительная процессорная обработка сигнала с учетом как реальных динамических характеристик подвижной системы, так и скорости движения транспортного средства.

Список использованной литературы

1. Сенянский М.В. Методологические особенности поосного взвешивания автомобилей // Законодательная и прикладная метрология, 2013. – № 1. – С. 36 – 45.
2. Годзиковский В.А., Петсон В.Л., Сенянский М.В. Врезные весы для взвешивания автомобилей и автопоездов в движении и с поосной остановкой. Пат. РФ 140578.

3. Речицкая Л.В., Речицкий В.И. Устройство динамического взвешивания автотранспортного средства. Пат. РФ 148073.
4. Степаненко Ю.П., Исаев К.В. Автомобильные весы для поосного взвешивания. Заявка на изобретение РФ 95101655.
5. Речицкая Л.В., Речицкий В.И. Линейный дорожный датчик веса. Патент РФ 2564151.
6. ГОСТ 30414-96. Весы для взвешивания транспортных средств в движении. Общие технические требования. – Введ. 01.07.1998. – М.: Изд. стандартов, 1997. – 8 с.
7. СТБ 1845-2008. Весы автоматические для взвешивания транспортных средств в движении. Общие требования и методы испытаний. – Введ. 31.03.2008. – Минск: Госстандарт, 2008. – 39 с.
8. ГОСТ 33242-2015. Весы автоматические для взвешивания транспортных средств в движении и измерения нагрузок на оси. Метрологические и технические требования. Испытания – Введ. 27.02.2015. – М.: Стандартиформ, 2016. – 58 с.
9. ГОСТ 8.646-2015. Весы автоматические для взвешивания транспортных средств в движении и измерения нагрузок на оси. Методика поверки – Введ. 27.02.2015. – М.: Стандартиформ, 2016. – 18 с.
10. Детали машин. Расчет и конструирование. Справочник: В 5 т. / Под ред. Н.С. Ачеркана. – М.: Машиностроение, 1968. – Т. 2. – 408 с.
11. Минченя Н.Т., Савченко А.Н. Весоизмерительное устройство к дозатору компонентов бетонных смесей / Материалы МНТК «Наука и технологии на рубеже XXI века», Минск, 2000. – С. 491 – 495.

12. Бесекерский В. А. Теория систем автоматического регулирования / В. А. Бесекерский, Е. П. Попов. – СПб.: Професия, 2004. – 752 с.

Андрей Леонидович Савченко, доцент, кандидат технических наук, Белорусский национальный технический университет;

Николай Тимофеевич Минченя, доцент, кандидат технических наук, Белорусский национальный технический университет;

Артем Анатольевич Журавский, инженер отдела измерений механических величин БелГИМ;

Евгений Всеволодович Берхин, инженер-конструктор ОАО «Пеленг»

Дата поступления 15.06.2017