УДК 629.11.012.813 DOI: 10.18324/2077-5415-2019-3-44-50

Разработка методов оценки параметров датчика колебаний для испытания автомобильных амортизаторов

И.В. Антонов[a], С.П. Рыков[b]

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия
[a] ilant2019@mail.ru, [b] rsp7-8-48@rambler.ru
[a]https://orcid.org/0000-0003-1869-3557,
[b]https://orcid.org/0000-0001-9986-1641
Статья поступила 7.07.2019, принята 29.07.2019

Несмотря на то, что отечественная и зарубежная промышленность предлагает широкий выбор датчиков перемещений и колебаний, построенных на различных физических принципах, проблема создания подобных датчиков, максимально приспособленных к конкретным стендовым условиям испытания элементов подвески и виброзащиты автомобилей, является актуальной. При разработке датчика колебаний выдвигались следующие требования: использование тензометрических преобразователей в чувствительном элементе; обеспечение высокой точности измерения перемещений штока амортизатора (погрешность не более 3%); возможность измерения перемещений в диапазоне 0,1–150 мм по величине и 0–10 Гц по частоте изменения; обеспечение высокой чувствительности и стабильности показаний во всем диапазоне измерений; возможность использования для измерения других линейных и угловых перемещений в заданном частотном диапазоне; удобство и легкость монтажа на шинном и гидропульсационном стендах; незначительное влияние на частоту собственных колебаний объекта измерения; простота и надежность конструкции. Для выполнения указанных требований было необходимо теоретически обосновать методы оценки конструктивных параметров датчика, а именно размеров чувствительного элемента и кулачка, жесткости спиральной пружины. Определение геометрических размеров чувствительного элемента (упругая консольная балочка равного сечения) осуществлялось из условия обеспечения достаточной чувствительности при измерении малых перемещений и исключения остаточных деформаций при максимальном прогибе свободного конца балочки. В результате было выведено соотношение относительно любого из трех параметров (длины и толщины балочки, места наклейки тензорезистора) в зависимости от того, какие условия на их ограничения накладываются при разработке датчика. Профиль кулачка выполнялся по закону спирали Архимеда, который обеспечивает прямо пропорциональную зависимость междууглом поворота кулачка и увеличением его радиуса, следовательно, прямую пропорциональность между нормальным прогибом свободного конца чувствительного элемента (балочки) и углом поворота кулачка. Коэффициент жесткости спиральной пружины и, следовательно, ее размеры определялись из сопоставления собственной частоты колебаний динамической системы датчика с частотой измеряемых колебаний. Разработанный датчик колебаний был реализован в металле и показал в процессе экспериментальных исследований высокую точность измерения параметров амортизатора.

Ключевые слова: автомобильный гидравлический амортизатор; подвеска автомобиля; датчик колебаний; чувствительный элемент; консольная балочка; тензорезистор; кулачок; спиральная пружина; уравнение прогиба консольной балочки; уравнение свободных колебаний динамической системы датчика.

Development of methods for the estimation of the parameters of the sensor oscillation for testing automobile shock absorbes

I.V. Antonov[a], S.P. Rykov[b]

Bratsk State University; 40, Makarenko St.., Bratsk, Russia
[a] ilant2019@mail.ru, [b] rsp7-8-48@rambler.ru
[a]https://orcid.org/0000-0003-1869-3557,
[b]https://orcid.org/0000-0001-9986-1641
Received 7.07.2019, accepted 29.07.2019

Despite the fact that the domestic and foreign industry offers a wide range of motion and vibration sensors, built on various physical principles, the problem of creating such sensors, the most adapted to the specific test bench conditions of the suspension elements and vibration protection of cars, is relevant. When developing the vibration sensor, the following requirements were determined: the use of strain gauges in the sensing element; ensuring high accuracy of measuring the movements of the shock absorber rod (error not more than 3%); the ability to measure movements in the range from 0.1 to 150 mm in magnitude and from 0 to 10 Hz in frequency of change; ensuring high sensitivity and stability of readings throughout the measurement range; the ability to measure other linear and angular movements in a given frequency range; convenience and ease of installation on the tire and hydraulic pulsation stands; minor impact on the natural frequency of the object of measurement; simplicity and reliability of the design. To meet these requirements, it was necessary *to theoretically justify methods for assessing the design parameters of the sensor, namely: the size of the sensing element and the cam, the stiffness of the coil spring. The geometric dimensions of the sensitive element (elastic cantilever beam of equal cross section) were determined from the condition of ensuring sufficient sensitivity when measuring small displacements and eliminating residual deformations with maximum deflection of the free end of the beam. As a result, a relation was derived with respect to any of the three parameters (length and thickness of the beam, place of the stick of the strain gauge), depending on what conditions are imposed on their limitations when developing the sensor. The cam profile was carried out according to the law of the Archimedes spiral, which provides a directly proportional relationship between the angle of rotation of the cam and an increase in its radius, therefore, direct proportionality between the normal deflection of the free end of the sensing element (beam) and the angle of rotation of the cam. The coefficient of rigidity of the coil spring and, consequently, its size is determined by the co-location of the natural frequency of the dynamic system of the sensor with the frequency of the measured oscillations. The developed oscillation sensor was implemented in metal and showed in the process of experimental studies the high accuracy of measuring shock absorber parameters.*

Keyword: automobile hydraulic shock absorber; car suspension; vibration sensor; sensitive element; cantilever beam; strain gauge; cam; coil spring; cantilever beam deflection equation; equation of free oscillations of a dynamic sensor system.

Введение

В процессе экспериментальных исследований автомобильных шин, элементов подрессоривания и виброзащиты (листовые рессоры, гидравлические амортизаторы и резиновые виброизоляторы) с использованием универсального шинного стенда, стенда комплексного нагружения и гидропульсационного стенда возникла острая необходимость в создании универсального датчика, максимально приспособленного к условиям конкретного стенда и конкретного объекта измерений, а также обладающего рядом специфических требований.

Изначально применявшийся для измерения линейных перемещений и низкочастотных колебаний датчик позаимствован из самолетного оборудования, чувствительным элементом которого был проволочный круговой реохорд (рис. 1).

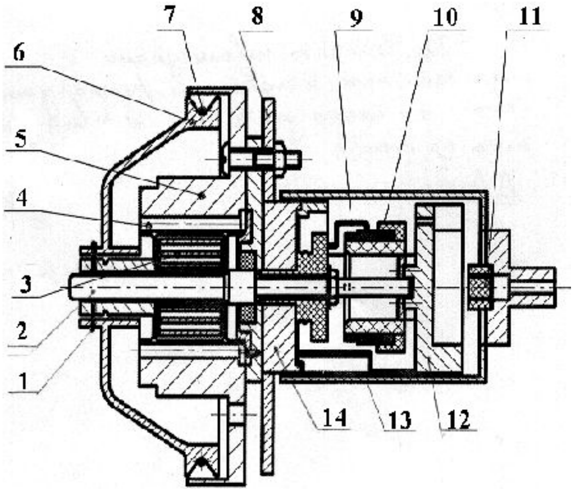


Рис. 1. Схема датчика реохордного типа: *2* — ось; *3* — спиральная пружина; *6* — шкив; *7* — гибкий тросик; *9* — ползунок; *10* — проволочный реохорд; *11* — разъем; *1*, *4*, *5*, *8*, *12*, *13*, *14* — элементы силовой конструкции

Наличие подпружиненного шкива с гибким тросом обеспечило измерение с удовлетворительной точностью не только линейных перемещений до 200 мм, но и амплитуд колебаний объекта исследования до 3 Гц. Кроме того, наличие гибкого тросика упрощало конструкцию узла связи.

К недостаткам датчика реохордного типа можно отнести резкое снижение точности измерений при увеличении частоты колебаний объекта свыше 5 Гц, а также зависимость коэффициента преобразования датчика от величины питающего напряжения от аккумуляторной батареи.

Другим прототипом разрабатываемого датчика колебаний стал датчик тензометрического типа, созданный в Институте НАМИ (рис. 2).

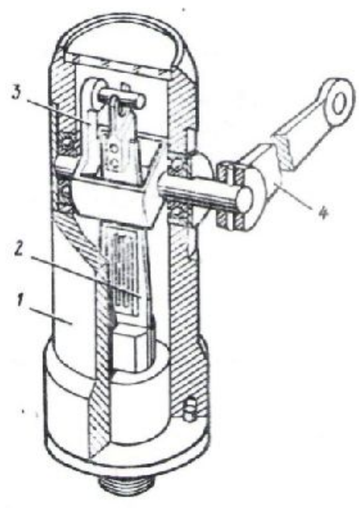


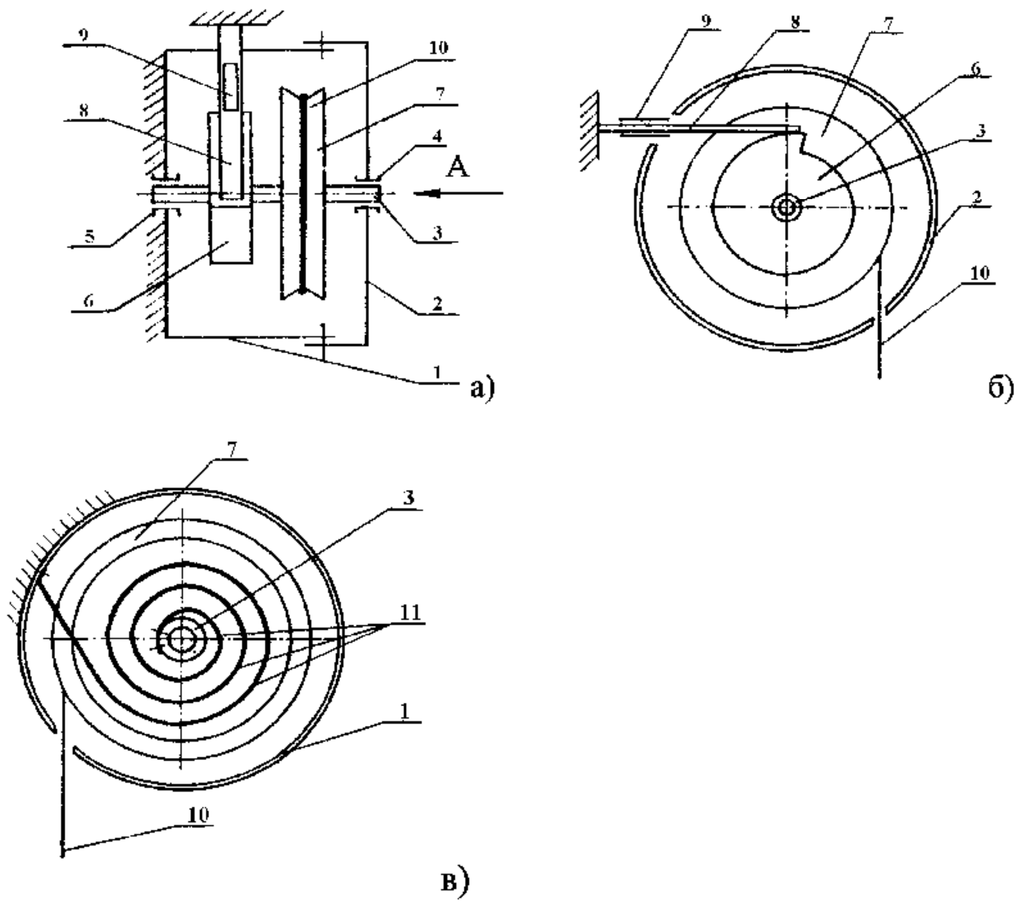
Рис. 2. Схема датчика тензометрического типа НАМИ: *1* — корпус; *2* — упругая пластинка с наклеенными проволочными тензорезисторами; *3* — поводок; *4* — рычаг.

Чувствительным элементом этого датчика является консольная балочка равного сечения с наклеенными на ее поверхность тензорезисторами, что повышает чувствительность датчика к изменению малых перемещений.

К недостаткам датчика можно отнести его жесткую связь с объектом измерений, что значительно усложняет конструкцию узла связи.

Анализ преимуществ и недостатков датчиков-прототипов позволил разработать схему датчика колебаний, учитывающую все положительные стороны рассмотренных датчиков.

Схема нового датчика приведена на рис. 3.



Вид А:

Рис. 3. Схема нового датчика колебаний тензометрического типа: *а* — вид сверху; *б* — вид на кулачок (без корпуса); *в* — вид на шкив (без крышки). *1* — корпус; *2* — крышка; *3* — ось; *4*, *5* — подшипники; *6* — кулачок; *7* — шкив; *8* — консольная балочка; *9* — тензорезисторы; *10* — тросик; *11* — спиральная пружина

В качестве чувствительного элемента нового датчика применена консольная балочка равного сечения с наклеенными на нее короткобазными проволочными тензорезисторами, что позволяет уменьшить габариты и массу датчика, повысить частоту собственных колебаний балочки и упростить технологию ее изготовления по сравнению с балочкой равного сопротивления изгибу.

Для обеспечения непрерывности и линейности характеристики преобразователя применен кулачок с профилем по закону спирали Архимеда.

Для расширения диапазона измерений как по величине перемещений и размахов колебаний, так и по частоте их изменения применен комплект шкивов различных диаметров.

Для измерения перемещений в двух режимах движения объекта, в квазистатическом и динамическом с частотой до 10 Гц, что упрощает эксперимент и снижает его стоимость, применена спиральная пружина для подпружинивания шкива.

Чтобы принятые конструктивные решения привели к положительному эффекту при использовании нового датчика, т. е. к повышению точности измерений во всем рабочем диапазоне изменения перемещений и колебаний и, в конечном итоге, к повышению качества и эффективности проводимых исследований, необходимо обосновать расчетным методом основные параметры датчика. Это геометрические размеры консольной балочки, геометрические разметы и жесткость спиральной пружины.

Метод оценки геометрических параметров чувствительного элемента датчика колебаний. Целью данного метода является вывод такого функционального соотношения между основными геометрическими размерами упругой балочки, чтобы оно было доказательно, наглядно и позволяло оценить размеры балочки в зависимости от места наклейки тензорезисторов на стадии проектирования датчика.

Геометрические размеры упругой балочки будем определять из условий обеспечения достаточной чувствительности при измерении малых перемещений и исключения остаточных напряжений и деформаций при максимальном прогибе свободного конца балочки. Тогда в месте расположения ближайшего к заделке сечения тензорезистора эти условия выражаются следующими неравенствами [2; 8; 10]:

для нормальных напряжений изгиба балочки:

$$\sigma_ч \le \sigma_\partial \le [\sigma]_и\,; \qquad (1а)$$

для относительных деформаций поверхности балочки:

$$\varepsilon_{\min} \le \varepsilon_\partial \le \varepsilon_{\max}\,, \qquad (1б)$$

где σ_∂, ε_∂ — действующие значения нормальных напряжений и относительных деформаций в указанном сечении балочки; $\sigma_ч$ — нижний порог чувствительности материала балочки; $[\sigma]_и$ — предельно допустимое значение напряжений изгиба при пульсирующей нагрузке; ε_{min}, ε_{max} — минимальное и максимальное значения относительной деформации поверхности балочки в указанном сечении.

Между относительными деформациями и нормальными напряжениями изгиба выполняются соотношения:

$$\varepsilon_{\min} = \frac{\sigma_ч}{E}\,, \varepsilon_{\max} = \frac{[\sigma]_и}{E}\,,$$

где E — модуль продольной упругости материала балочки.

Представим расчетную схему упругой балочки датчика, как на рис. 4.

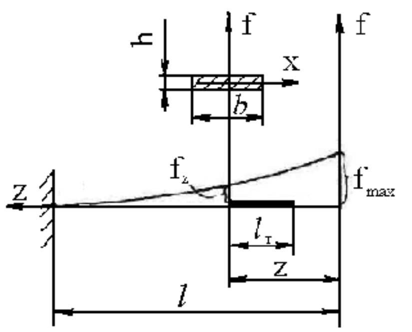


Рис. 4. Расчетная схема упругой балочки: l — длина; z — расстояние от крайнего левого сечения решетки тензорезистора до свободного конца балочки; h — толщина; f_z — прогиб балочки в сечении z; b — ширина

Решая дифференциальное уравнение изогнутой оси [9] для консольной схемы крепления упругой балочки, можно получить уравнение прогиба балочки в произвольном сечении z вида:

$$f_z = \frac{P}{6EJ_x}(l-z)^2(2l+z), \qquad (2)$$

где P — вертикальная сила, действующая на свободном конце балочки и вызывающая ее прогиб, равный прогибу от кинематического воздействия кулачка; J_x — осевой момент инерции сечения балочки относительно оси x.

Учитываем выражения для максимального прогиба балочки на свободном конце (f_{max}) и напряжений изгиба в сечении z ($\sigma_и$) вида:

$$f_{\max} = \frac{Pl^3}{3EJ_x}.\ \sigma_и = \frac{Pzh}{2J_x}.$$

Последовательно подставляем их в уравнение (2) и приравниваем правые части полученных выражений. Имеем:

$$\frac{f_{\max}}{2l^3} = \frac{\sigma_и}{3Ezh}. \qquad (3)$$

Учитывая соотношение $\sigma_и/E = \varepsilon_\partial$ и решая равенство (3) относительно ε_∂, получим:

$$\varepsilon_\partial = \frac{3zh}{2l^3} f_{\max}. \qquad (4)$$

Подставим выражение (4) в неравенство (1б), тогда:

$$\varepsilon_{\min} \le \frac{3zh}{2l^3} f_{\max} \le \varepsilon_{\max}. \qquad (5)$$

Известно [6], что максимальный прогиб балочки можно выразить также через коэффициент преобразования как:

$$f_{\max} = \frac{n\varepsilon_T}{K_П}\,, \qquad (6)$$

где $K_п$ — коэффициент преобразования (для преобразователей перемещений с консольным чувствительным элементом $K_п = (0{,}6...1{,}2)\times10^{-3}$), *мм*$^{-1}$; n — число активных плеч в тензометрическом мосте (принимаем $n = 2$); $\varepsilon_т$. — допустимая относительная деформация тензорезистора (для проволочных тензорезисторов типа ПКБ и ПКП $\varepsilon_т = 3\times10^{-3}$) [6; 10].

Преобразуем неравенство (5) относительно длины балочки l с учетом (6). Имеем:

$$\sqrt[3]{\frac{3n\cdot\varepsilon_T\cdot z\cdot h}{2K_П\cdot\varepsilon_{\max}}} \le l \le \sqrt[3]{\frac{3n\cdot\varepsilon_T\cdot z\cdot h}{2K_П\cdot\varepsilon_{\min}}}. \qquad (7)$$

Подставляя числовые значения входящих в неравенство (7) параметров: $n, \varepsilon_T, \varepsilon_{\min}, \varepsilon_{\max}, K_П$ и округляя цифры до целых значений в сторону увеличения диапазона, получим окончательно:

$$20\cdot\sqrt[3]{zh} \le l \le 35\cdot\sqrt[3]{zh}\,. \qquad (8)$$

Неравенство (8) позволяет вывести соотношения относительно любого из трех параметров z, h, l — в зависимости от того, какие условия на их ограничения накладываются при разработке датчика колебаний.

Неравенство (8) позволяет вывести соотношения относительно любого из трех параметров: z, h, l — в зависимости от того, какие условия на их ограничения накладываются при разработке датчика колебаний.

Метод оценки геометрии и жесткостных свойств спиральной пружины датчика колебаний. Задача разработки метода оценки параметров спиральной пружины заключается в определении длины пружины и числа оборотов до туго заведенного состояния, а также в согласовании размеров шкива и кулачка, чтобы обеспечить измерение колебаний в заданном частотном диапазоне без заметного влияния на поведение объекта измерения.

Проектирование датчика колебаний предложенной схемы возможно лишь под конкретный образец спиральной пружины, поэтому размеры ее поперечного сечения заранее известны.

Тогда, используя соотношения из литературных источников [7], можно определить необходимую длину пружины $l_{пр}$; число оборотов до туго заведенного состояния n_{max}; максимальный момент, развиваемый пружиной в туго заведенном состоянии M_{max}; коэффициент крутильной жесткости пружины в туго заведенном состоянии $C_{пр}$.

Выражение для крутильной жесткости пружины имеет вид:

$$c_{пр} = \frac{EJ_{пр}}{l_{пр}} n_{\max}, \qquad (9)$$

где E — модуль упругости материала пружины; $J_{пр}$ — осевой момент инерции сечения пружины.

Решая дифференциальное уравнение свободных колебаний системы вида:

$$J_{вр}\ddot{\varphi} + c_{пр}\varphi = 0,$$

при нулевых начальных условиях можно определить частоту ее собственных колебаний ω:

$$\omega = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{c_{пр}}{J_{вр}}}. \qquad (10)$$

Чтобы измеряемые колебания не искажались динамической системой датчика, необходимо обеспечить превышение собственной частоты датчика над частотой измеряемых колебаний не менее чем в 10 раз, т. е. должно выполняться условие:

$$\omega = p\kappa_ч,$$

где p — частота измеряемых колебаний; $\kappa_ч$ — коэффициент увеличения частоты ($\kappa_ч \geq 10$).

Подставляем это равенство в выражение (10), решаем его относительно коэффициента жесткости пружины и правую часть полученного уравнения приравниваем к правой части уравнения (9).

В результате получаем соотношение между частотой измеряемых колебаний p, коэффициентом увеличения частоты $k_ч$, параметрами спиральной пружины E, $J_{пр}$, $l_{пр}$, n_{max} и динамической системы датчика $J_{вр}$, т. е.:

$$p\kappa_ч = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{EJ_{пр}}{l_{пр}J_{вр}} n_{\max}}. \qquad (11)$$

При заданных параметрах спиральной пружины и динамической системы датчика произведение $pк$ должно быть постоянным ($p\kappa_ч$ = const).

Чтобы датчик подобной схемы мог измерять колебания большей частоты, необходимо уменьшить момент инерции вращающихся частей, что практически возможно при установке шкива меньшего диаметра. Если требуется измерять колебания с меньшей частотой p_i, чем определяемая соотношением (11), то количество оборотов завода можно определить из соотношения:

$$n_i = n_{\max}\frac{p_i}{p_{\max}}.$$

Для оценки влияния датчика колебаний на режим колебаний объекта измерений (амортизатор с приспособлениями) необходимо рассчитать усилие, с которым тросик датчика воздействует на объект, т. е.:

$$P_{тр} = \frac{M_{\max}}{R_o} = \frac{2\pi \cdot c_{пр}}{R_0}.$$

Это усилие эквивалентно установке на колеблющийся объект дополнительной массы величиной:

$$\Delta m = P_{тр}/g.$$

Определим массу колеблющегося объекта измерений, частота собственных колебаний которого будет изменяться не более чем на 1 % при установке на него дополнительной массы Δm, т. е.:

$$\frac{\omega_0^I - \omega_0}{\omega_0} = 0{,}01,$$

где ω_0, ω_0^I — собственная частота колебаний объекта до и после установки дополнительной массы.

После несложных вычислений можно получить соотношение для минимальной приведенной массы колебательной системы объекта исследования вида:

$$m_{пр} = 99\Delta m. \qquad (12)$$

Отсюда следует, что измерять колебания объектов, приведенная масса которых меньше значения (12), при помощи датчика колебаний рассмотренной схемы в туго заведенном состоянии пружины нецелесообразно [3; 5].

Заключение

В результате применения разработанных методов расчетной оценки конструктивных параметров датчика колебаний как тензометрического преобразователя был изготовлен опытный образец (рис. 5).

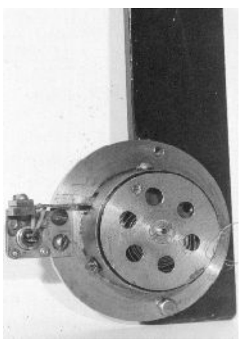
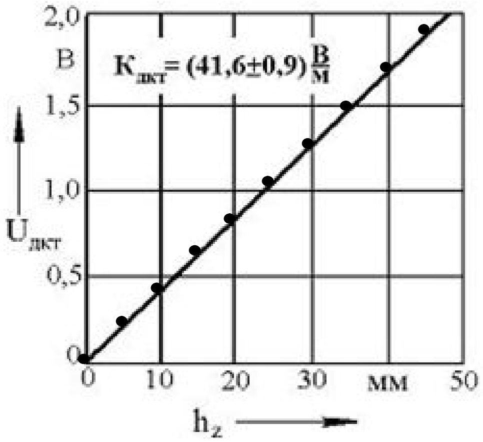


Рис. 5. Общий вид датчика колебаний

Для подтверждения метрологических свойств созданного датчика колебаний была проведена его статистическая и динамическая градуировка (рис. 6).



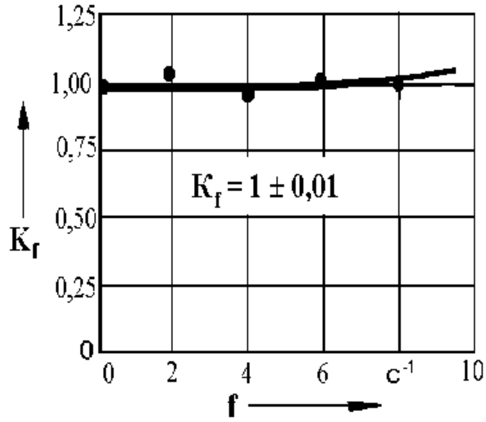


Рис. 6. Градуировочные характеристики датчика колебаний: *а* — статическая; *б* — динамическая; h_z — входное воздействие; $U_{дкт}$ — выходной сигнал; $K_{дкт}$ — коэффициент преобразования; f — частота колебаний; K_f — коэффициент искажения амплитуд

В результате статической градуировки был определен коэффициент преобразования $K_{дкт}$ датчика и оценена погрешность измерения, а в результате динамической градуировки получена амплитудно-частотная характеристика датчика, оценены диапазон частот измеряемых колебаний и коэффициент искажения амплитуд K_f.

Ниже приведены значения основных параметров технической характеристики созданного датчика колебаний:

– коэффициент преобразования $K_{дкт}$ = (41,6 ± 0,9) В/м;

– диапазон измеряемых перемещений L = (0…150) мм;

– частотный диапазон измерений f = (0…8) Гц;

– основная погрешность (от коэффициента преобразования) $\gamma_{дкт}$ = ±2,16 %

Таким образом, следует подчеркнуть, что получение более высоких в качественном отношении значений параметров технической характеристики созданного датчика колебаний было обеспечено следующими решениями:

– применением чувствительного элемента в виде консольной балочки равного сечения с обоснованными размерами и малобазных тензорезисторов. Это позволило повысить собственную частоту колебаний и уменьшить длину балочки, не снижая чувствительности и диапазона изменения прогибов;

– применением кулачка с профилем по закону спирали Архимеда с обоснованными размерами. Это позволило повысить чувствительность и точность измерений за счет обеспечения непрерывности и линейности характеристики преобразователя во всем диапазоне измеряемых величин;

– применением комплекта шкивов различных диаметров. Это позволило расширить пределы измерений как по величине перемещений и размахов колебаний, так и по частоте их изменения, не снижая точности, так как чувствительность датчика подбирается по максимально возможным значениям измеряемых величин;

– применением спиральной пружины с обоснованными размерами и жесткостью для подпружинивания шкива. Это позволило использовать датчик для измерения перемещений в двух режимах движения объекта, квазистатическом и динамическом с частотой до 10 Гц, что упрощает эксперимент и уменьшает его стоимость, поскольку иначе требовалось бы применение двух различных датчиков, соответствующей аппаратуры, проведение дополнительной градуировки датчиков и пр.

В конечном итоге создание датчика колебаний позволило повысить качество и эффективность научных исследований автомобильных амортизаторов.

Литература

1. Проектирование датчиков для измерения механических величин / Под ред. Е.П. Осадчего. М.: Машиностроение, 1979. 480 с.

2. Измерения в промышленности: Справочник. Пер. с нем. / Под ред. П. Профоса. М.: Металлургия, 1980. 648 с.

3. Биргер И.А., Шор Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1979. 702 с.

4. Писаренко Г.С., Агарев В.А., Квитка А.Л. и др. Сопротивление материалов. 3-е изд., перераб. и доп. / Под ред. Г.С. Писаренко. Киев. 1973. 672 с.

5. Логинов В.Н. Электрические измерения механических величин. 2-е изд., доп. М.: Энергия, 1976. 104 с.

6. Тензометрия в машиностроении: справ. пособие / Под ред. Р.А. Макарова. М.: Машиностроение, 1975. 288 с.

7. Пономарев С. Д., Андреева Л.Е. Расчет упругих элементов машин и приборов. М.: Машиностроение, 1980. 326 с.

8. Цимбалин В.Б., Успенский И.Н., Кравец В.Н. и др. Испытания автомобилей. М.: Машиностроение, 1978. 199 с.

9. Колебания, излучение и демпфирование упругих структур: сб. статей / Под ред. А.В. Римского-Корсакова. М.: Наука, 1973. 237 с.

10. Певзнер Я.М., Гридасов Г.Г., Конев А.Д., Плетнев А.Е. / Под ред. Я.М. Певзнера. Колебания автомобиля: Испытания и исследования / М.: Машиностроение, 1979. 208 с.

References

1. Design of sensors for measurement of mechanical sizes / Under the editorship of E.P. Osadchiy. M.: Mechanical engineering, 1979. 480 p.
2. Measurements in the industry: Reference book. The lane with it / Under the editorship of. P. Profosa. M.: Metallurgy, 1980. 648 p.
3. Birger I.A., Blinders B.F., Iosilevich G.B. Calculation on durability of details of cars: Reference book. 3rd prod., reslave. and additional. M.: Mechanical engineering, 1979. 702 p.
4. Pisarenko G.S., Agarev V.A., Receipt A.L., etc. Resistance of materials. 3rd prod., reslave. and additional / Under the editorship of G.S. Pisarenko. Kiev. 1973. 672 p.
5. V.N. logins. Electric measurements of mechanical sizes. 2nd prod., additional. M.: Energy, 1976. 104 p.
6. Tenzometriya in mechanical engineering: The handbook / Under the editorship of. R.A. Makarova. M.: Mechanical engineering, 1975. 288 p.
7. Ponomarev S. D., Andreyeva L.E. Calculation of elastic elements of the machinery and appliances. M.: Mechanical engineering, 1980. 326 p.
8. Tests of cars / V.B. Tsimbalin, I.N. Uspensky, V.N. Kravets, etc. M.: Mechanical engineering, 1978. 199 p.
9. Fluctuations, radiation and damping of elastic structures: The collection of articles / Under the editorship of A.V. Rimsky-Korsakov. M.: Science, 1973. 237 p.
10. Pevzner M., Gridasov G.G., Konev A.D., Pletnev A.E. Fluctuations of the car: Tests and research(es) / Under the editorship of Ya.M. Pevzner. M.: Mashinokstroyeniye, 1979. 208 p.

УДК 621.833 DOI: 10.18324/2077-5415-2019-3-50-57

Изготовление образца и исследование кинематических возможностей зубчатой шарнирно-роликовой передачи

А.А. Тупицын[1a], В.Е. Гозбенко[1, 2b]

[1]Иркутский государственный университет путей сообщения, ул. Чернышевского 15, Иркутск, Россия
[2]Ангарский государственный технический университет, ул. Чайковского 60, Ангарск, Россия
[a]altfr@mail.ru, [b]vgozbenko@yandex.ru
[a]https://orcid.org/0000-0003-0615-2518
[b]https://orcid.org/0000-0001-8394-0054
Статья поступила 23.07.2019, принята 8.08.2019

Методом 3D печати изготовлен образец, предназначенный для подтверждения кинематической работоспособности волновой зубчатой шарнирно-роликовой передачи, в которой в качестве гибкого звена используется трехрядная роликовая цепь. Метод последовательного наплавления полимера (наиболее распространенный и доступный метод 3D печати) обеспечивает точность воспроизведения размеров и прочность деталей, достаточную для предварительных кинематических испытаний передачи. Замена деформируемого зубчатого колеса цепью позволяет значительно увеличить срок службы волновой передачи и использовать ее в механических приводах непрерывного действия, в то время как стандартные волновые передачи способны работать только в периодическом режиме. В отличие от других волновых передач с промежуточными телами качения, конструкция исследуемой передачи обеспечивает симметрию нагрузки на ролики, находящиеся в разных рядах цепи, повышенную долговечность цепи за счет исключения ее вращения в окружном направлении, реализацию трения качения при контакте роликов с другими звеньями передачи. Результаты испытаний образца передачи показали возможность зацепления и передачи движения, равенство передаточного отношения определенному аналитически, отсутствие вращения цепи.

Ключевые слова: механическая передача, волновая передача, втулочно-роликовая цепь, кинематика.

Sample production and study of the kinematic capabilities of the gear roller-hinge transmission

A.A. Tupitsyn[1a], V.E. Gozbenko[1, 2b]

[1]Irkutsk State Transport University; 15, Chernyshevsky St., Irkutsk, Russia
[2]Angarsk State Technical University; 60, Chaikovsky St., Angarsk, Russia
[a]altfr@mail.ru, [b]vgozbenko@yandex.ru
[a]https://orcid.org/0000-0003-0615-2518