

МАШИНОСТРОЕНИЕ, МЕХАНИКА
MECHANICAL ENGINEERING, MECHANICS

УДК 629.113:620.178
<https://doi.org/10.29235/1561-8358-2022-67-3-269-276>

Поступила в редакцию 27.01.2022
Received 27.01.2022

А. Т. Волочко¹, С. Н. Янкевич², И. Н. Хроль², И. В. Подорожня², Н. А. Калиновский²

¹Физико-технический институт Национальной академии наук Беларуси, Минск, Республика Беларусь
²ОАО «Приборостроительный завод Оптрон», Минск, Республика Беларусь

**ПРИМЕНЕНИЕ ВИБРОДИАГНОСТИКИ ПРИ СОЗДАНИИ ЭЛЕМЕНТОВ
ПЕРСОНАЛЬНОГО ЭЛЕКТРОТРАНСПОРТА**

Аннотация. Проведено исследование вибронгруженности основных элементов персональных электрических транспортных средств и поиск путей снижения вибрационных характеристик. Рассмотрены вопросы измерения вибрации, возникающей на велосипеде, который приводится в движение мускульной силой человека и электроприводом. Измерения виброускорения и частотных спектров на определенном участке движения осуществлялись с помощью анализатора спектра «Октава-101ВМ» в три этапа. На первом этапе электровелосипед приводился в движение с помощью педального привода, на втором – электроприводом, на третьем – педали и электропривод работали параллельно. В результате проведенных испытаний установлено, что наибольшая вибрация происходила в режиме «Мотор» в процессе использования электровелосипеда, наименьшая вибрация – при езде с выключенным электроприводом. Обнаружено, что электропривод увеличивает уровень вибрации (при этом у электровелосипеда по всем осям не происходит превышения предельно допустимых значений уровней вибраций). С целью уменьшения возникающей от электродвигателя вибрации на персональном электротранспорте разработана компьютерная 3D-модель и изготовлен по данной модели на 3D-принтере безвоздушный колесный движитель (колесо для электросамоката с внутренним демпфированием). Стендовые испытания показали, что разработанное колесо в сравнении с пневматической шиной имеет меньшее (до 45 %) пятно контакта. Полученные результаты можно использовать при разработке конкурентоспособной продукции, в частности персонального электротранспорта.

Ключевые слова: электрическое транспортное средство, вибрация, вибронпряжение, колесо с внутренним демпфированием

Для цитирования: Применение вибродиагностики при создании элементов персонального электротранспорта / А. Т. Волочко [и др.] // Вест. Нац. акад. навук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2022. – Т. 67, №3. – С. 269–276. <https://doi.org/10.29235/1561-8358-2022-67-3-269-276>

Alexander T. Volochko¹, Stsiapan N. Yankevich², Igor N. Khrol², Irina V. Podorozhniaya², Nikita A. Kalinovskij²

¹Physical-Technical Institute of the National Academy of Sciences of Belarus, Minsk, Republic of Belarus
²JSC “Instrument-Making Plant Optron”, Minsk, Republic of Belarus

**APPLICATION OF VIBRATION DIAGNOSTICS METHODS IN THE CREATING OF ELEMENTS
OF PERSONAL ELECTRIC TRANSPORT**

Abstract. The study of vibration loading of the main elements of personal electric vehicles and the search for ways to reduce vibration characteristics was conducted. The issues of measuring vibration arising on a bicycle, which is driven by human muscle power and an electric drive, are considered. Measurements of vibration acceleration and frequency spectra in a certain area of motion were carried out using the “Octave-101VM” spectrum analyzer in three stages. At the first stage, the electric bike was driven by a pedal drive, at the second – by an electric drive, at the third – the pedals and the electric drive worked in parallel. As a result of the tests carried out, it was found that the greatest vibration occurred in the “Motor” mode during the use of an electric bicycle, the least vibration occurred when driving with the electric motor turned off. It was found that the electric drive increases the vibration level (at the same time, the electric bike does not exceed the maximum permissible values of vibration levels on all axes). In order to reduce the vibration arising from the electric motor on a personal electric

vehicle, a 3D computer model has been developed and an airless wheel mover has been manufactured using this model on a 3D printer (a wheel for an electric scooter with internal damping has been manufactured). Bench tests have shown that the developed wheel, in comparison with a pneumatic tire, has a smaller (up to 45 %) contact spot. The results obtained can be used in the development of competitive products, in particular personal electric vehicles.

Keywords: electric vehicle, vibration, vibration voltage, wheel with internal damping

For citation: Volochko A. T., Yankovich S. N., Khrol I. N., Podorozhniaya I. V., Kalinovskij N. A. Application of vibration diagnostics methods in the creating of elements of personal electric transport. *Vesti Natsyyanal'nai akademii navuk Belarusi. Seryya fizika-technichnykh navuk = Proceedings of the National Academy of Sciences of Belarus. Physical-technical series*, 2022, vol. 67, no. 3, pp. 269–276 (in Russian). <https://doi.org/10.29235/1561-8358-2022-67-3-269-276>

Введение. В последнее время в связи с повышением стоимости топливных ресурсов возрос интерес к электрификации уже существующих конструкций индивидуальных средств передвижения, в частности велосипедов и самокатов. Внедрение транспорта на электрической тяге призвано увеличить расстояния передвижения в городской среде без ущерба для экологии, снизить стоимость эксплуатации по сравнению с транспортом, оборудованным двигателем внутреннего сгорания.

Основные тренды в проектировании и разработке конструкций персонального электротранспорта направлены на снижение массы изделия и повышения прочностных характеристик. Между тем компоненты персонального электротранспорта подвергаются изменяющимся во времени силовым воздействиям, в том числе вибрациям, что снижает комфортность поездки. Поэтому достоверное определение динамических характеристик (собственных частот и формы колебаний) конструкций персонального электротранспорта является первостепенным фактором при разработке конкурентоспособной продукции.

В литературных источниках имеются сведения о воздействии вибраций на сидение и человека [1], а также вибраций, вызванных элементами тормозной системы, трущихся пар и колесных шин [2–7].

Цель настоящей работы – изучение вибронегруженности основных элементов персональных электрических транспортных средств и поиск путей снижения вибрационных характеристик.

Методика исследований. Экспериментальные исследования параметров вибраций (вибродеформации и вибронпряжения, перемещения, скорости, ускорения и частотные спектры) элементов конструкций обусловлена отсутствием на стадии предварительных расчетов сведений о характеристиках действующих нагрузок. Для определения воздействия вибрационной нагрузки проводились замеры виброускорения велосипеда. Испытания осуществляли в два этапа. На первом этапе проводился замер вибрации, возникающей на раме велосипеда, который приводился в движение: а) с помощью педального привода, б) электроприводом, в) педали и электропривод работали параллельно. Испытания осуществлялись на площадях ОАО «Приборостроительный завод Оптрон».

Виброускорение и частотные спектры измерялись с помощью анализатора спектра «Октава-101ВМ». Для определения локальной импульсной вибрации использовались малогабаритные пьезоэлектрические акселерометры. Их технические параметры отличаются надежностью и стабильностью, широкими частотными и динамическими диапазонами, линейными характеристиками в этих диапазонах, прочной конструкцией. Чувствительным элементом такого акселерометра является диск из пьезоэлектрического материала, который при растяжении, сжатии или сдвиге генерирует электрический заряд, пропорциональный воздействию силы.

Крепление преобразователя в настоящем испытании было выполнено стальным хомутом к раме велосипеда (рис. 1).

Значения третьоктавных весовых коэффициентов (поправок) для общей и локальной вибрации выбраны согласно ГОСТ 31 191.1-2004 (ИСО 2631-1:1997) «Вибрация и удар. Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека. Часть 1: Общие требования». Корректированный по частоте уровень параметра вибрации (\bar{L}) представляет собой одночисловую характеристику на основе третьоктавного частотного анализа с последующим суммированием в частотной области с учетом числовых значений функций частотной коррекции и рассчитывался по выражению (ГОСТ 31 191.1-2004)

$$\bar{L} = 10 \lg \left(\sum_{i=1}^n 10^{0,1(L_{wi} + \Delta L_{wi})} \right), \quad (1)$$

где L_{wi} – октавные уровни параметра вибрации, дБ; ΔL_{wi} – октавные весовые поправки, дБ; i – порядковый номер октавной полосы; n – количество октавных полос.

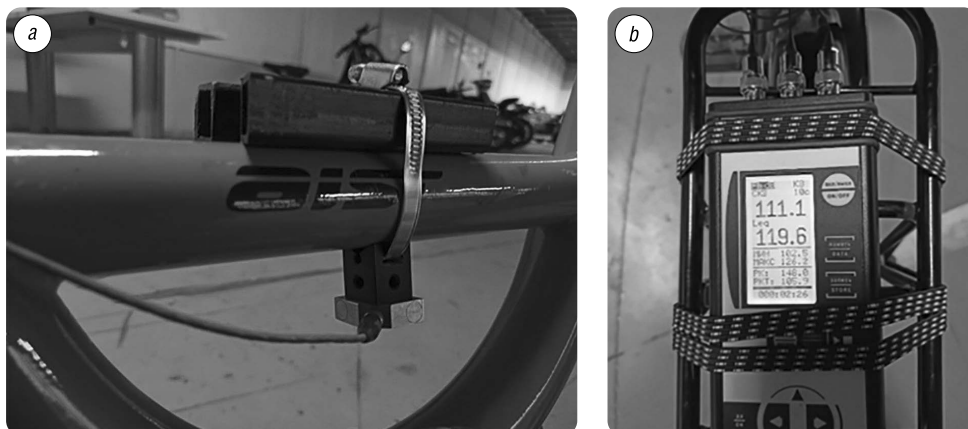


Рис. 1. Пример крепления анализатора спектра «Октава-101VM» с пьезоэлектрическим датчиком на велосипеде: *a* – крепление датчика, *b* – крепление анализатора спектра «Октава-101VM»

Fig. 1. Example of mounting the spectrum analyzer “Octave-101VM” with a piezoelectric sensor on a bicycle: *a* – mounting the sensor, *b* – mounting the spectrum analyzer “Octave-101VM”

Логарифмический уровень виброускорения (L_α , дБ) определялся непосредственно в третьоктавной полосе частот или по формуле (ГОСТ 31191.1-2004)

$$L_\alpha = 20 \lg \alpha / \alpha_0, \quad (2)$$

где α – среднеквадратичное значение виброускорения в третьоктавной полосе частот, м/с^2 ; α_0 – исходное (опорное) значение виброускорения, равное $3 \cdot 10^{-4} \text{ м/с}^2$.

На втором этапе (после получения результатов по вибрационным испытаниям) разработана компьютерная 3D-модель и изготовлен по данной модели на 3D-принтере безвоздушный колесный движитель (колесо для электросамоката с внутренним демпфированием).

Испытание изготовленного колеса проводили на разработанном авторами стенде (рис. 2), который состоит из рамы 1, оснащенной статическим механизмом нормального осевого нагружения 2 испытуемого колеса. Платформа 3 может перемещаться как в нормальном направлении, так и осевом, и оснащена механизмом пружинного возврата в каждом направлении. Динамическое

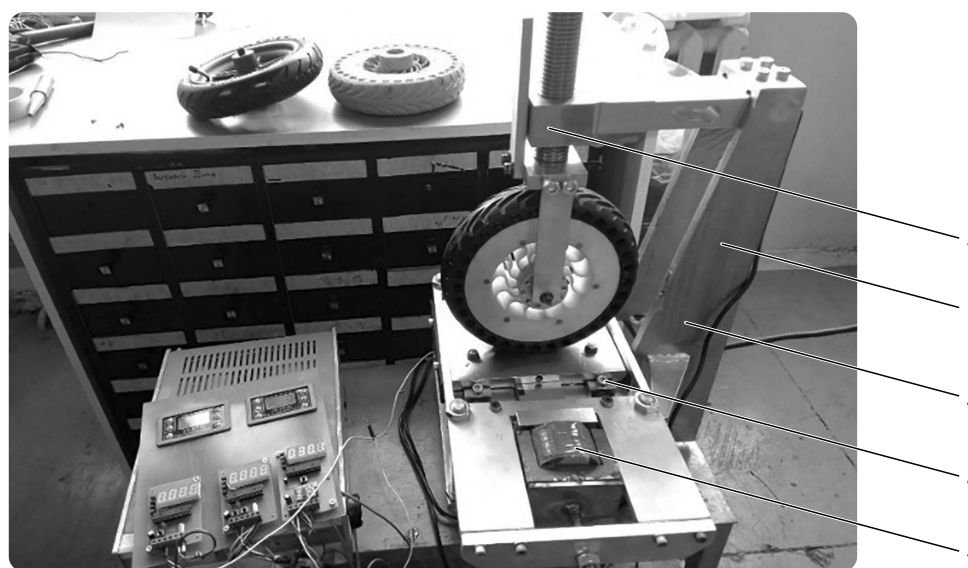


Рис. 2. Установка для проведения сравнительных стендовых испытаний: 1 – рама, 2 – статический механизм нормального осевого нагружения, 3 – платформа, 4 – электромагниты, 5 – тензометрический датчик

Fig. 2. Installation for comparative bench tests: 1 – frame, 2 – static mechanism of normal axial loading, 3 – platform, 4 – electromagnets, 5 – strain gauge

нагружение осуществляется за счет пары электромагнитов 4, расположенных во взаимно перпендикулярных направлениях и управляемых электронным блоком широтно-импульсной модуляции. Частота и амплитуда колебаний определяются инкрементными оптическими датчиками угла поворота и посредством кривошипных механизмов, преобразующих поступательные колебания платформы. Регистрация нагрузки на колесо осуществляется тензометрическим датчиком 5, установленным на кронштейне механизма статического нагружения в нормальном направлении. За счет отсутствия механической связи двух перпендикулярно расположенных колебательных механизмов имеется возможность оказывать вибрационные воздействия одновременно в двух направлениях с произвольной амплитудой и частотой с фиксированием параметров в режиме реального времени.

Для снижения издержек при прототипировании использована 3D-печать. При изготовлении опытных образцов применялась FDM-технология, которая обычно используется для печати изделий со сложной геометрией. Большинство исследований в области FDM-технологий сосредоточены на получении геометрической точности детали. Однако исследований, касающихся механических свойств конечного продукта, выполнено относительно немного. Вместе с тем данный метод позволяет получить огромное разнообразие структур и плотностей заполнения деталей, а следовательно, предоставляет пользователю эффективный инструмент для создания прототипов с заданными конструкторско-технологическими параметрами.

Выбор схемы нагружения обусловлен выполненным анализом нагруженности колеса электросамоката как стержневой системы.

В качестве материала для печати был использован PLA-пластик. Печать осуществлялась на 3D-принтере TEVO Michelangelo. Технологические параметры: диаметр сопла – 0,4 мм, скорость печати – 60 мм/с, температура печатающей головки – 220 °С; два наружных слоя твердого заполнения. Создание управляющей программы 3D-принтера проводилось с использованием программного обеспечения CURA.

Результаты исследований и их обсуждение. В ходе проведения исследований получены зависимости виброускорения от частоты при трех способах приведения в движение велосипеда (рис. 3). Установлено, что наибольшая вибрация в процессе использования электровелосипеда происходит в режиме «Мотор», наименьшая – при езде с выключенным электродвигателем. Спектр виброускорения содержит единственный пик в полосе частот от 0 до 20 Гц, далее вибрация постепенно убывает в область высоких частот.

Полученные авторами настоящей статьи результаты соотносятся с данными исследований [8–13], где источником низкочастотной вибрации выступило колесо, на котором крепился электродвигатель. В [8–13] имеются сведения, что низкочастотная вибрация оказывает отрицательное влияние на обменные процессы человека, что выражается в изменении углеводного, белкового, ферментного, витаминного и холестерина обмена, биохимических показателей крови.

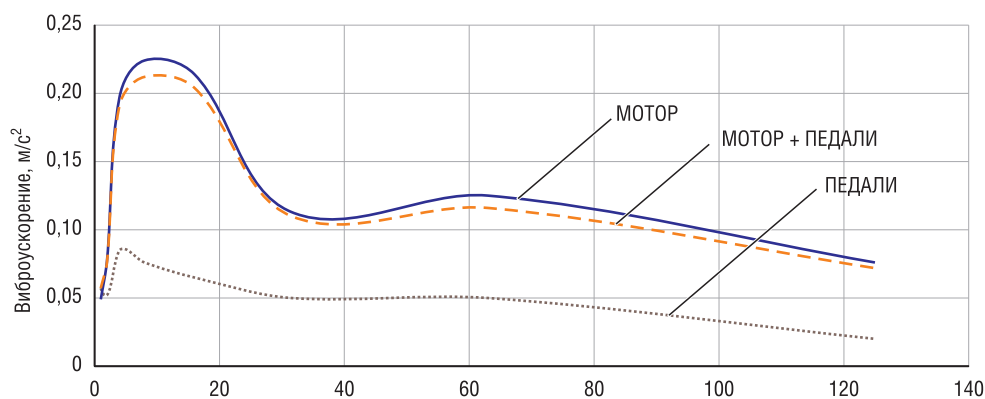


Рис. 3. Экспериментальные зависимости виброускорения от частоты при различных способах приведения в движение велосипеда

Fig. 3. Experimental dependences of vibration acceleration on frequency for various methods of driving a bicycle

Исходя из полученных результатов по замерам вибрации на легком персональном электротранспорте создана компьютерная модель с увеличенными демпфирующими свойствами колесного движителя. Авторами разработано безвоздушное колесо из пластика для электросамоката как самого компактного массового средства персонального электротранспорта. В безвоздушных шинах гибкие упругие элементы выполняют функции воздуха в пневматических шинах. Несущая способность безвоздушных шин в значительной мере определяется эксплуатационными характеристиками упругих элементов, и прежде всего радиальной жесткостью.

Реализацию внутреннего демпфирования проводили за счет оптимизации формы спиц безвоздушного колеса. В качестве приемлемого решения принято конструктивное исполнение спиц в виде витых пружин S-образной формы (рис. 4). Данное решение продиктовано необходимостью обеспечения боковой жесткости колеса при минимальном количестве деталей и узлов изделия. Применение витых пружин в подобных конструкциях ведет к необходимости наличия направляющих в конечном изделии. Вместе с тем благодаря своей форме плоские витые пружины выполняют функцию бокового ребра жесткости.

Моделирование напряжений, действующих на конструкцию движителя, проводилось с использованием программного комплекса SolidWorks. В результате создана расчетная модель с фиксированными посадочными размерами и свободными размерами геометрии спиц-демпферов (рис. 5). Для определения прочности были заданы статические и рабочие нагрузки, а также выполнен анализ деформированного состояния спиц обода в среде Simulation.

В качестве переменных параметров использовались толщина спицы H , а также радиусы $R1$ и $R2$, которые являются зависимыми от H и перестраиваются автоматически (см. рис. 4). Всего проанализировано 43 возможных сценария с параметрами оптимизации – напряжения во всех точках детали меньше предела текучести [14]. Максимальная деформация при заложенных нагрузках составила 4 мм без разрушений.

Согласно результатам моделирования, спицы обода испытывают преимущественно нагрузки на растяжение [14]. Поэтому для этой части детали следует использовать концентрический рисунок заполнения. Для корреляции данных с результатами моделирования было выбрано 100%-ное заполнение детали.

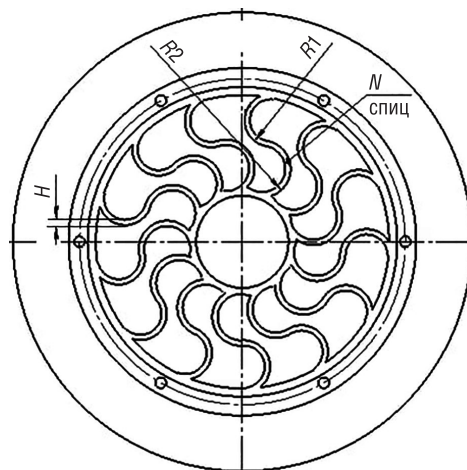


Рис. 4. Предлагаемая конструкция безвоздушного колеса

Fig. 4. Proposed airless wheel design

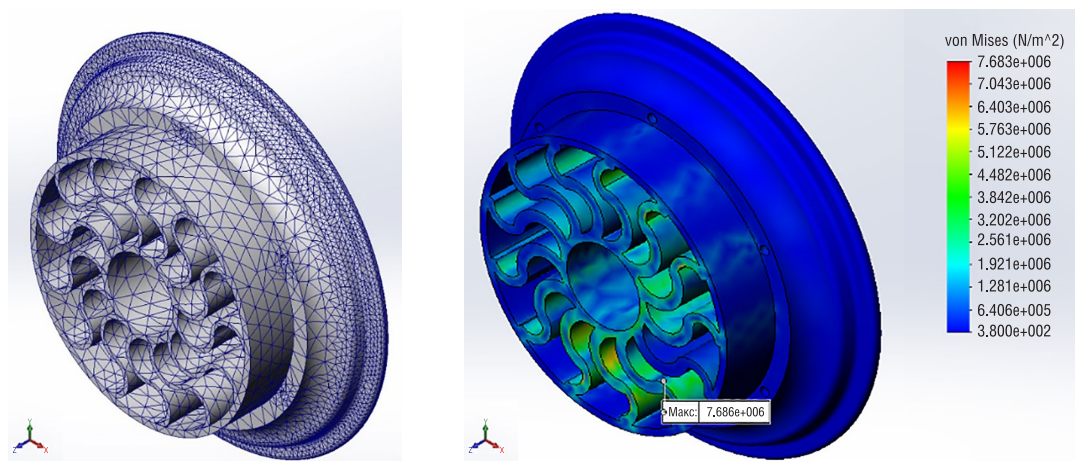


Рис. 5. Конечно-элементная модель безвоздушного колеса (а) и эпюра напряжений спиц обода (б)

Fig. 5. Finite element model of an airless wheel (a) and a stress diagram of the spokes of the rim (b)

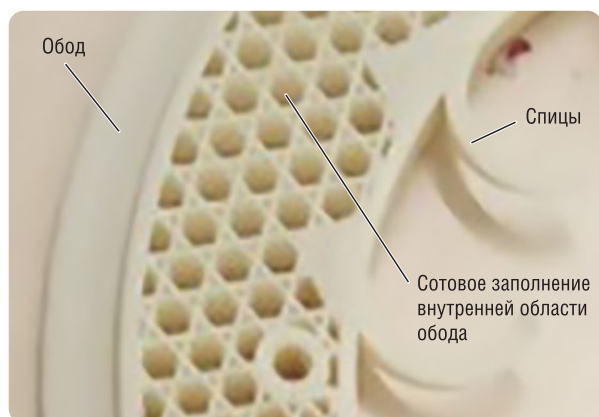


Рис. 6. Внутренняя структура обода колеса
Fig. 6. The internal structure of the wheel rim



Рис. 7. Зависимость степени внутреннего заполнения образца от среднего значения предела прочности на растяжение

Fig. 7. Dependence of the degree of internal filling of the sample on the average value of the tensile strength

Коэффициент нормальной жесткости шины C_z является первой производной нормальной нагрузки колеса P_z по нормальному прогибу шины h_z [14] и определяется согласно выражению

$$C_z = \frac{\partial P_z}{\partial h_z}, \quad (3)$$

где h_z определяется как линейное смещение центра колеса относительно опорной поверхности под действием нормальной нагрузки, измеренное по нормали к опорной поверхности.

На рис. 8 представлена зависимость коэффициента нормальной жесткости от нагрузки. У пневматической шины при малых нагрузках коэффициент нормальной жесткости довольно высокий, после приложения нагрузки происходит его снижение за счет упругопластических деформаций в каркасе шины и уменьшения влияния внутреннего давления воздуха.

Снижение упругих деформаций безвоздушной шины (уменьшение коэффициента нормальной жесткости при больших нагрузках, рис. 8) связано с механическими свойствами структуры заполнения и геометрии изготовленного образца.

Закключение. Результаты вибрационных испытаний с различными вариантами привода велосипеда показали, что электропривод увеличивает уровень вибрации.

Установлено, что использование безвоздушного колеса существенно снижает негативное воздействие низкочастотного (до 20 Гц) уровня вибраций, что положительно влияет на комфорт и безопасность использования транспортного средства.

Обод колеса испытывает комплексные нагрузки сжатия-растяжения во время эксплуатации при знакопеременном нагружении. В соответствии с результатами испытаний для снижения неподрессоренных масс внутренняя область обода выполнена с неполным заполнением (60%), рисунок заполнения – шестигранник из треугольников (данный вид заполнения показал более высокие относительно других образцов показатели прочности как при испытаниях на растяжение, так и при испытаниях на сжатие) (рис. 6, 7).

Результаты стендовых испытаний приведены в таблице. Видно, что пятно контакта стандартного и безвоздушного колес существенно отличаются по площади в сторону увеличения ее у колеса с пневматической шиной (до 45%). Это происходит вследствие различия, причем существенного, физико-механических характеристик деформируемых тел: трехмерной эластичной оболочки, накачанной воздухом, и литой шины, у которых направления и зоны распространения деформаций, равно как и их величины, – различны.

При формировании пятна контакта пневматической шины (обычно в форме эллипса) каркас деформируется как в продольной плоскости, так и в поперечной за счет давления воздуха и соответствующего прогиба упругой оболочки шины. У безвоздушного колеса деформация периферии происходит по закону «ленты», в основном только в продольной плоскости за счет деформации изгиба.

Результаты сравнительных стендовых испытаний стандартного и безвоздушного колес
Results of comparative bench tests of standard and airless wheels

Параметр	Величина статической нагрузки					
	Колесо с пневматической шиной			Безвоздушное колесо		
	10 кг	30 кг	50 кг	10 кг	30 кг	50 кг
Площадь пятна контакта при нагрузке, мм ²	676	1354	1711	510	760	940
Площадь пятна контакта при нагрузке с поперечным смещением 5 мм, мм ²	811	1705	1760	914	1002	1256
Линейное смещение центра колеса, мм	1	4	7	3	6	7

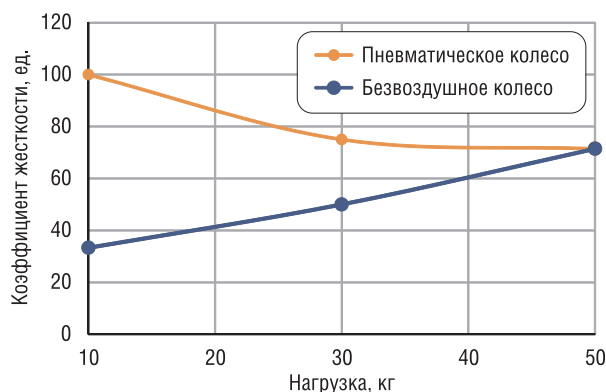


Рис. 8. Зависимость коэффициента нормальной жесткости от нагрузки стандартного и безвоздушного колес

Fig. 8. Dependence of the coefficient of normal stiffness on the load of standard and airless wheels

Разработка конечно-элементной модели и анализ эпюры напряжений обода колеса позволили оптимизировать и изготовить с применением 3D-печати колеса с внутренним демпфированием.

Результаты стендовых испытаний показали, что коэффициент нормальной жесткости у пневматической шины электросамоката достаточно высокий при малых нагрузках, а при ее увеличении до 50 кг сопоставим с разработанным безвоздушным колесом, которое имеет меньшее (до 45 %) пятно контакта.

Список использованных источников

1. Yoshida, J. Improvement of Bicycle Ride Comfort by Reduction of Seat Vibration / J. Yoshida, N. Kawagoe, T. Kawamura // *J. Syst. Design Dynamics*. – 2013. – Vol. 78, №792. – P. 2837–2847. <https://doi.org/10.1299/kikaic.78.2837>
2. A Robust Low Cost Device for Measuring Road Induced Vibrations / G. Mason [et al.] // *J. Sci. Cycling*. – 2016. – Vol. 5, №1. – P. 13–17.
3. An Experimental-Numerical Method for the Prediction of On-Road Comfort of City Bicycles / A. Doria [et al.] // *Vehicle System Dynamics: Int. J. Vehicle Mech. Mobility*. – 2021. – Vol. 59, №9. – P. 1376–1396. <https://doi.org/10.1080/00423114.2020.1759810>
4. Gogola, M. Analysing the Vibration of Bicycles on Various Road Surfaces in the Clity of Žilina / M. Gogola // *The Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji*. – 2020. – Vol. 88, №92. – P. 77–97.
5. Redfield, R. Bike Braking Vibration Modelling and Measurement / R. Redfield // *The 2014 Conference of the International Sports Engineering Association: Procedia Engineering*. – 2014. – Vol. 72. – P. 471–476. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.06.051>
6. Evaluating the Cycling Comfort on Urban Roads Based on Cyclists’ Perception of Vibration / Jie Gao [et al.] // *J. of Cleaner Production*. – 2018. – Vol. 192. – P. 531–541. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2018.04.275>
7. Lépine, J. A Laboratory Excitation Technique to Test Road Bike Vibration Transmission / J. Lépine, Y. Champoux, J.-M. Drouet // *Experimental Techniques*. – 2016. – Vol. 40, №1. – P. 227–234. <https://doi.org/10.1007/s40799-016-0026-8>
8. Measurement of Dynamic Vibration in Cycling Using Portable Terminal Measurement System / Ning Xie [et al.] // *IET Intell. Transp. Syst.* – 2019. – Vol. 13, iss. 3. – P. 469–474. <https://doi.org/10.1049/iet-its.2018.5181>
9. Olieman, M. Measurement of Dynamic Comfort in Cycling Using Wireless Acceleration Sensors / M. Olieman, R. Marin-Perianu, M. Marin-Perianu // *9th Conference of the International Sports Engineering Association (ISEA): Procedia Engineering*. – 2012. – Vol. 34. – P. 568–573. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.04.097>
10. Measuring Cycle Riding Comfort in Southampton Using an Instrumented Bicycle / S. Miah [et al.] // *6th International Conference on Models and Technologies for Intelligent Transportation Systems (MT-ITS)*. – 2019. – P. 1–8. <https://doi.org/10.1109/MTITS.2019.8883328>
11. Lépine, J. Road Bike Comfort: on the Measurement of Vibrations Induced to Cyclist / J. Lépine, Y. Champoux, J.M. Drouet // *Sports Eng.* – 2014. – Vol. 17. – P. 113–122. <https://doi.org/10.1007/s12283-013-0145-8>
12. The dynamic response of the bicycle rider’s body to vertical, fore-and-aft, and lateral perturbations / G. Dialynas [et al.] // *Proc. IMechE. Part D: J. Automobile Eng.* – 2019. – Vol. 234, Iss. 7. – P. 1944–1957. <https://doi.org/10.1177/0954407019891289>
13. The effect of mountain bike suspensions on vibrations and off-road uphill performance / R. Faiss [et al.] // *J. Sports Med. Phys. Fitness*. – 2007. – Vol. 47, №2. – P. 151–158.
14. Янкевич, С.Н. Разработка и апробация методики проектирования демпфирующих элементов колес персонального электротранспорта с применением аддитивных технологий / С.Н. Янкевич, А.Т. Волочко // *Кузнечно-штамповочное производство, обработка материалов давлением*. – 2021. – №3. – С. 27–33.

References

1. Yoshida J., Kawagoe N., Kawamura T. Improvement of Bicycle Ride Comfort by Reduction of Seat Vibration. *Journal of System Design and Dynamics*, 2013, vol. 78, no. 792, pp. 2837–2847. <https://doi.org/10.1299/kikaic.78.2837>
2. Mason G., Larson M., Deng R., Reed D., Pahlmeyer M., Wright N., Wu Z. P., Yahata J. A Robust Low Cost Device for Measuring Road Induced Vibrations. *Journal of Science and Cycling*, 2016, vol. 5, no. 1, pp. 13–17.
3. Doria A., Marconi E., Munoz L., Polanco A., Suarez D. An Experimental-Numerical Method for the Prediction of On-Road Comfort of City Bicycles. *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 2021, vol. 59, no. 9, pp. 1376–1396. <https://doi.org/10.1080/00423114.2020.1759810>
4. Gogola M. Analysing the Vibration of Bicycles on Various Road Surfaces in the City of Žilina. *The Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji*, 2020, vol. 88, no. 92, pp. 77–97.
5. Redfield R. Bike Braking Vibration Modelling and Measurement. *The 2014 Conference of the International Sports Engineering Association: Procedia Engineering*, 2014, vol. 72, pp. 471–476. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.06.051>
6. Gao J., Sha A., Huang Y., Hu L., Tong Zh., Jiang W. Evaluating the Cycling Comfort on Urban Roads Based on Cyclists' Perception of Vibration. *Journal of Cleaner Production*, 2018, vol. 192, pp. 531–541. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2018.04.275>
7. Lépine J., Champoux Y., Drouet J.-M. A Laboratory Excitation Technique to Test Road Bike Vibration Transmission. *Experimental Techniques*, 2016, vol. 40, no. 1, pp. 227–234. <https://doi.org/10.1007/s40799-016-0026-8>
8. Ning Xie, Hui Li, Wenzhong Zhao, Ying Ni, Chenwen Liu, Yi Zhang, Zhigang Xu. Measurement of Dynamic Vibration in Cycling Using Portable Terminal Measurement System. *IET Intelligent Transport Systems*, 2019, vol. 13, no. 3, pp. 469–474. <https://doi.org/10.1049/iet-its.2018.5181>
9. Olieman M., Marin-Perianu R., Marin-Perianu M. Measurement of Dynamic Comfort in Cycling Using Wireless Acceleration Sensors. *9th Conference of the International Sports Engineering Association (ISEA): Procedia Engineering*, 2012, vol. 34, pp. 568–573. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.04.097>
10. Miah S., Kaparias I., Ayub N., Milonidis E., Holmes W. Measuring Cycle Riding Comfort in Southampton Using an Instrumented Bicycle. *6th International Conference on Models and Technologies for Intelligent Transportation Systems (MT-ITS)*, 2019, pp. 1–8. <https://doi.org/10.1109/MTITS.2019.8883328>
11. Lépine J., Champoux Y., Drouet J.M. Road Bike Comfort: on the Measurement of Vibrations Induced to Cyclist. *Sports Engineering*, 2014, vol. 17, pp. 113–122. <https://doi.org/10.1007/s12283-013-0145-8>
12. Dyalynas G., W de Haan J., Schouten A. C., Happee R., Schwab A.L. The dynamic response of the bicycle rider's body to vertical, fore-and-aft, and lateral perturbations. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2019, vol. 234, iss. 7, pp. 1944–1957. <https://doi.org/10.1177/0954407019891289>
13. Faiss R., Praz M., Meichtry A., Gobelet C., Deriaz O. The effect of mountain bike suspensions on vibrations and off-road uphill performance. *The Journal of Sports Medicine and Physical Fitness*, 2007, vol. 47, no. 2, pp. 151–158.
14. Yankevich S. N., Volochko A. T. Development and approbation of a methodology for designing damping elements of wheels of personal electric transport using additive technologies. *Kuznechno-shtampovochnoe proizvodstvo, obrabotka materialov davleniem = Forging and Stamping Production. Material Working by Pressure*, 2021, no. 3, pp. 27–33 (in Russian).

Информация об авторах

Волочко Александр Тихонович – доктор технических наук, профессор, начальник отдела, Физико-технический институт Национальной академии наук Беларуси (ул. Академика Купревича, 10, 220141, Минск, Республика Беларусь). E-mail: volochkoat@mail.ru

Янкевич Степан Николаевич – начальник научно-исследовательского отдела ОАО «Приборостроительный завод Оптрон» (ул. Ф. Скорины, 52, 220141, Минск, Республика Беларусь). E-mail: nio@optron.by

Хроль Игорь Николаевич – научный сотрудник, ОАО «Приборостроительный завод Оптрон» (ул. Ф. Скорины, 52, 220141, Минск, Республика Беларусь). E-mail: igor_aspirant_fmm@mail.ru

Подорожня Ири́на Викторовна – научный сотрудник, ОАО «Приборостроительный завод Оптрон» (ул. Ф. Скорины, 52, 220141, Минск, Республика Беларусь). E-mail: iaya@tut.by

Калиновский Никита Александрович – младший научный сотрудник, ОАО «Приборостроительный завод Оптрон» (ул. Ф. Скорины, 52, 220141, Минск, Республика Беларусь). E-mail: kirillf57@gmail.com

Information about the authors

Alexander T. Volochko – D. Sc. (Engineering), Professor, Head of the Department, Physical-Technical Institute of the National Academy of Sciences (10, Academician Kuprevich Str., 220141, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: volochkoat@mail.ru

Stsiapan N. Yankevich – Head of the Scientific Department, JSC “Instrument-Making Plant Optron” (52, F. Skorina Str., 220141, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: nio@optron.by

Igor N. Khrol – Researcher, JSC “Instrument-Making Plant Optron” (52, F. Skorina Str., 220141, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: igor_aspirant_fmm@mail.ru

Irina V. Podorozhniaya – Researcher, JSC “Instrument-Making Plant Optron” (52, F. Skorina Str., 220141, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: iaya@tut.by

Nikita A. Kalinovskij – Junior Researcher, JSC “Instrument-Making Plant Optron” (52, F. Skorina Str., 220141, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: kirillf57@gmail.com