

УДК (UDC) 62-752.2

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПРУЖИННЫХ МЕХАНИЗМОВ ВИБРОЗАЩИТНЫХ
КРЕСЕЛ ДОРОЖНО-СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИНCOMPARATIVE ANALYSIS OF SPRING MECHANISMS OF VIBROPROTECTIVE
CHAIRS OF ROAD CONSTRUCTION MACHINESКорытов М.С., Щербаков В.С., Почекуева И.Е.
Korytov M.S., Sherbakov V.S., Pochekueva I.E.Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (Омск, Россия)
Siberian State Automobile and Highway University (Omsk, Russian Federation)

Аннотация. Уменьшение вибраций оператора дорожных и строительных машин, передающихся человеку-оператору через его кресло, является актуальной задачей, поскольку вибрации оператора отрицательно влияют на процессы его жизнедеятельности, работоспособность и утомляемость, точность выполняемых машиной операций и т.д. Преимуществами для применения в виброзащитных системах обладают механические устройства без использования гидравлических и электрических элементов, как более надежные и долговечные. Среди них могут быть выделены виброзащитные системы с использованием механизмов с перескоком. Механизм с перескоком обеспечивает отрицательную жесткость, когда сила, создаваемая подобным механизмом, сонаправлена отклонению от положения равновесия и возрастает с увеличением этого отклонения. Сочетание подобного механизма с обычной пружинной обеспечивает квазиулеву жесткость. Согласно разработанным кинематическим схемам трех механизмов, рассмотренных в качестве примера (фермы Мезиса, ромбового механизма и трехточечного механизма), методом прямого вывода составлены аналитические уравнения, связывающие значение отклоняющей силы механизма от перемещения рабочей точки, связанной с креслом и оператором. Полученные аналитические зависимости позволили провести сравнительный анализ статических характеристик трех механизмов с перескоком. Габаритные размеры механизмов и жесткость пружин принимались равными. Приведены графики вертикально направленных сил, создаваемых рассматриваемыми механизмами, в зависимости от вертикального перемещения рабочей точки в диапазоне десяти сантиметров. Численно получены зависимости значений кривизны функций вертикальных сил трех механизмов от вертикального перемещения рабочей точки. Сравнительный анализ показал преимущества ромбового и, в особенности, трехточечного механизмов перед фермой Мезиса в плане обеспечения меньшей кривизны функций отклоняющей силы от перемещений рабочей точки, а также меньшего количества пружин. В ромбовом и трехточечном механизмах используются пружины растяжения вместо пружин сжатия в ферме Мезиса. Наибольшую отклоняющую

Abstract. Reduction of vibrations of the human operator of road and construction machinery, emerging and transmissible human operator through his workplace while driving cars, is an important task, since the vibration of the human operator adversely affect the processes of its life, performance and fatigue, precision machine executable operations etc. The advantages for use of vibration isolation systems have mechanical devices without the use of hydraulic and electric components as the more reliable and durable. Among them can be highlighted Vibration system using hopping mechanisms. Hopping mechanism provides a negative stiffness when force produced by a similar mechanism, co-directed the deviation from the equilibrium position, and increases with the deviation. The combination of such a mechanism with conventional spring provides a quasi-zero stiffness. According to the developed kinematic schemes of three jump mechanisms considered as an example: Mezis truss, rhombus mechanism, and three-point mechanism, analytical equations are constructed by direct inference that relate the value of the deflecting force of the mechanism from the movement of the working point associated with the payload in the form of a chair with a person the operator. The obtained analytical dependencies allowed a comparative analysis of the static characteristics of the three mechanisms with a jump. The overall dimensions of the mechanisms and the stiffness of the springs were taken equal. The graphs of vertically directed forces created by the considered mechanisms are given, depending on the vertical movement of the working point in the range of ten centimeters. In addition, the dependences of the values of the curvature of the functions of the vertical forces of the three mechanisms on the vertical movement of the working point are obtained by a numerical method. A comparative analysis showed the advantages of the rhombic and three-point mechanisms over the Mezis truss in terms of providing less curvature of the functions of the deflecting force from the displacements of the working point, as well as a smaller number of springs. In rhombic and three-point mechanisms, tension springs are used instead of compression springs in the Mezis truss. The greatest deflecting force with the same spring stiffness and the same overall dimensions of the mechanisms creates a three-point mechanism.

силу при одинаковой жесткости пружин и одинаковых габаритных размерах механизмов создает трехточечный механизм.

Ключевые слова: вибрации, виброзащита, ферма Мезиса, ромбовый механизм, трехточечный механизм.

Дата принятия к публикации: 03.02.2020
Дата публикации: 25.03.2020

Сведения об авторах:

Корытов Михаил Сергеевич – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Автомобили, конструкционные материалы и технологии», Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: kms142@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5104-7568

Щербаков Виталий Сергеевич – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Автоматизация производственных процессов и электротехника», Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: sherbakov_vs@sibadi.org.

ORCID: 0000-0002-3084-2271

Почекуева Ирина Евгеньевна – аспирант кафедры «Автоматизация производственных процессов и электротехника», Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: iriska-97-17-13@mail.ru.

Keywords: vibration, vibration protection, Mezis truss, rhombic mechanism, three-point mechanism.

Date of acceptance for publication: 03.02.2020
Date of publication: 25.03.2020

Authors' information:

Mikhail S. Korytov – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of Department “Automobiles, Construction Materials and Technologies”, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI)», e-mail: kms142@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5104-7568

Vitaliy S. Sherbakov – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Department “Automation of Production Processes and Electrical Engineering”, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI)», e-mail: sherbakov_vs@sibadi.org.

ORCID: 0000-0002-3084-2271

Irina E. Pochekueva – postgraduate of Department “Automation of Production Processes and Electrical Engineering”, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI)», e-mail: iriska-97-17-13@mail.ru.

1. Введение

Уменьшение вибраций, передаваемых на человека-оператора дорожных и строительных машин через его рабочее место, является актуальной задачей [1-9]. Комфортные и безопасные условия работы человека-оператора способствуют повышению как производительности, так и качества выполняемых машиной работ [10-12]. В качестве рабочего места человека-оператора дорожных и строительных машин выступает его кресло или сиденье, которое располагается в кабине машины.

Вибрации отрицательно влияют на процессы жизнедеятельности человека и на надежность всей машины [10-20]. Для снижения уровня вибрации дорожных и строительных машин в целом и человека-

оператора в частности, широко применяются системы виброзащиты, которые называются также системами подрессоривания [18, 19]. Среди базовых подходов к решению данного вопроса можно выделить применение в качестве опор машины, кабины и кресла человека-оператора пневматических упругих элементов [6, 11, 12, 17] и традиционных металлических пружин в сочетании с жесткими стержнями и шарнирами [2, 5, 8, 9]. Также разрабатываются конструкции с использованием гидропневматических элементов виброзащиты кресла и кабины [16]. К недостаткам систем с пневматическими и гидропневматическими упругими и упруговязкими элементами могут быть отнесены сравнительная сложность конструкций и необходимость периодического, сравнительно частого обслуживания: проверки давлений,

подкачки и т.п. Можно отметить также и сравнительно невысокую долговечность резиновых и резинокордных оболочек, особенно подверженных постоянным динамическим воздействиям.

К традиционным пружинным механизмам в сочетании с амортизаторами для того, чтобы они лучше выполняли поставленную задачу, также предъявляются требования, которые проблематично реализовать. Так, основным требованием к системе виброзащиты машины является уменьшение жесткости упругой характеристики системы – малая или так называемая квазиулевая жесткость в рабочей области перемещений. Это приводит к уменьшению значений виброускорений защищаемого объекта [21].

Нелинейную жесткостную характеристику с квазиулевыми значениями в положении статического равновесия защищаемого объекта достаточно трудно реализовать при помощи только механических устройств без применения электрических, пневматических или гидравлических компонент. Подобные механические устройства, конструктивно являясь пассивными, обладают в то же время свойствами активных виброзащитных устройств [22]. К их достоинствам могут быть отнесены сравнительная простота конструкции, невысокая стоимость, надежность и долговечность, отсутствие энергопотребления [23].

Одним из возможных вариантов конструктивных решений при создании пассивных механических систем виброзащиты операторов дорожно-строительных машин, является применение упругих механизмов с перескоком, обладающих достоинством в виде малой инерционности [22, 23].

2. Постановка задачи

Для получения участка с квазиулевой жесткостью (т.е. участка, на котором сила, создаваемая механизмом, является постоянной или приблизительно постоянной), в виброзащитных механизмах с перескоком создается так называемая отрицательная

жесткость. В отличие от положительной жесткости, которая создается любым типом обычной пружины (и сжатия, и растяжения) и при любом направлении деформации последней. Обычные пружины с положительной жесткостью (равно, как и любые комбинации однонаправленных пружин с последовательным или параллельным соединением) характеризуются наличием возвращающей силы, которая всегда стремится вернуть обычную пружину в положение статического равновесия как при растяжении, так и при сжатии. Механизмы с отрицательной жесткостью, напротив, характеризуются наличием отклоняющей силы, которая всегда стремится еще дальше отклонить подобный механизм от положения неустойчивого равновесия. Другими словами, возвращающая сила обычных пружин всегда противоположна отклонению от нулевого или равновесного положения, а отклоняющая сила механизмов с отрицательной жесткостью всегда совпадает по направлению с данным отклонением [22, 23]. При этом, и возвращающая, и отклоняющая силы характеризуются пропорциональным увеличением своего абсолютного значения (по линейной или нелинейной зависимости) при увеличении отклонения от нулевого или равновесного положения.

Для иллюстрации данного положения может быть использована простая физическая аналогия – действующая на шарик возвращающая или отклоняющая сила в боковом направлении, создаваемая, в свою очередь, силой тяжести и наклоном опорной поверхности (рис. 1). Шарик может находиться на вогнутой (см. рис. 1, а) или выпуклой (см. рис. 1, б) опорной поверхности.

Система, приведенная на рис. 1, а, ведет себя аналогично обычной пружине с положительной жесткостью, на рис. 1, б – аналогично механизму с перескоком, имеющему отрицательную жесткость. Комбинация (параллельное соединение) пружины или механизма с положительной жесткостью и механизма с перескоком обеспечивает создание определенного рабочего участка перемещений с квазиулевой жесткостью.

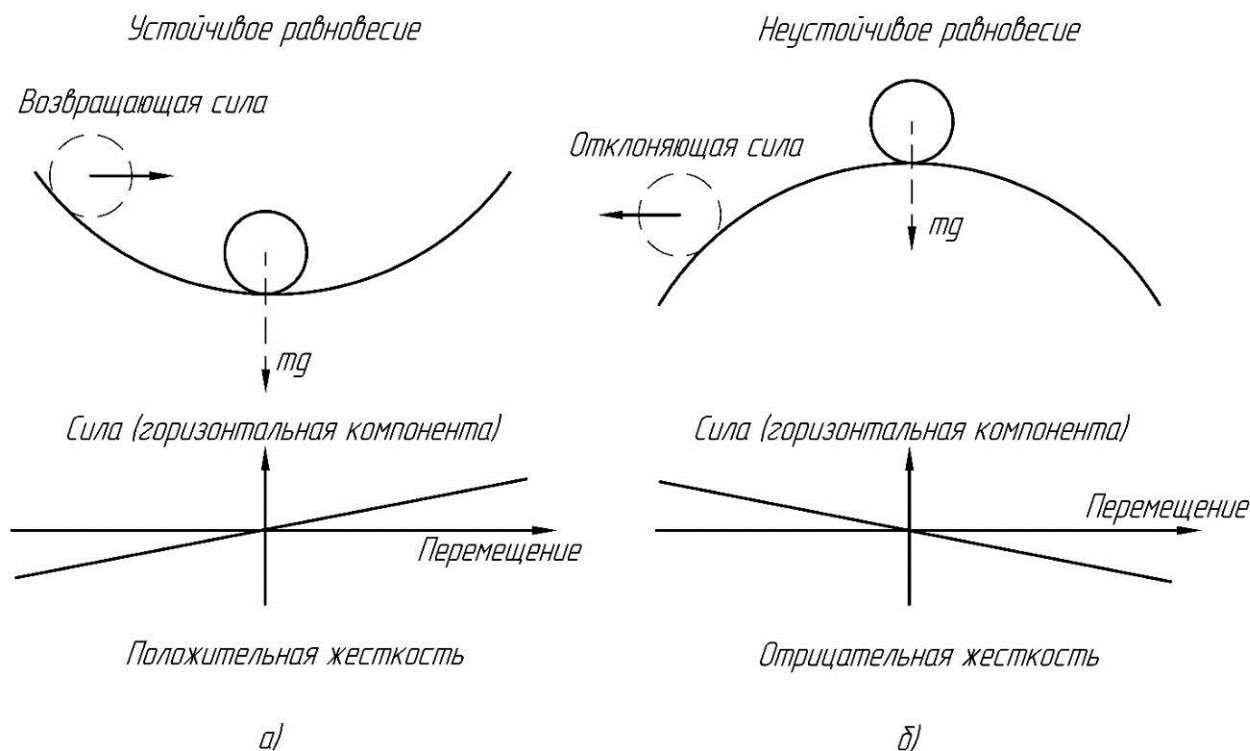


Рис. 1. Пример, иллюстрирующий возникновение в механической системе возвращающей (а) или отклоняющей сил (б)

Наибольшую сложность при проектировании представляет именно получение и использование механизма с отрицательной жесткостью.

3. Разработанные модели и методы

Механизмы с перескоком могут иметь достаточно сложную конструкцию, причем не только с механическими, но и с гидравлическими и электрическими элементами. Однако в виброзащитных системах целесообразнее использовать наиболее простые механические системы с перескоком, что снижает стоимость всей виброзащитной системы и уменьшает вероятность ее отказов. В настоящей работе рассматриваются такие механизмы с перескоком, как ферма Мезиса (рис. 2, а) [22, 23], ромбовый механизм (рис. 2, б) и трехточечный механизм (рис. 2, в).

Во всех приведенных механизмах помимо пружин используются жесткие стержни, а также вращательные и поступательные шарниры с одной степенью свободы. В ферме Мезиса используются две пружины сжатия, в

ромбовом и трехточечном механизмах – по одной пружине растяжения.

Приняты следующие общие для всех трех механизмов обозначения: h_g – высота подъема/опускания рабочей точки (приложения полезной нагрузки) относительно нулевого уровня, м; L_s – текущая длина отдельной пружины, м; L_{s0} – равновесная длина (в свободном состоянии) отдельной пружины, м; c_s – коэффициент жесткости отдельной пружины, Н/м; P_s – сила, создаваемая отдельной пружиной, Н; P_v – результирующая вертикально направленная отклоняющая сила механизма с перескоком, Н.

Кроме того, для схемы фермы Мезиса принято обозначение L_1 – постоянное горизонтальное расстояние между неподвижными точками закрепления двух пружин, м. Для ромбового и трехточечного механизмов принято обозначение L – постоянная длина каждого из боковых звеньев, м. Также на каждой из схем присутствует α – угол схемы, рад.

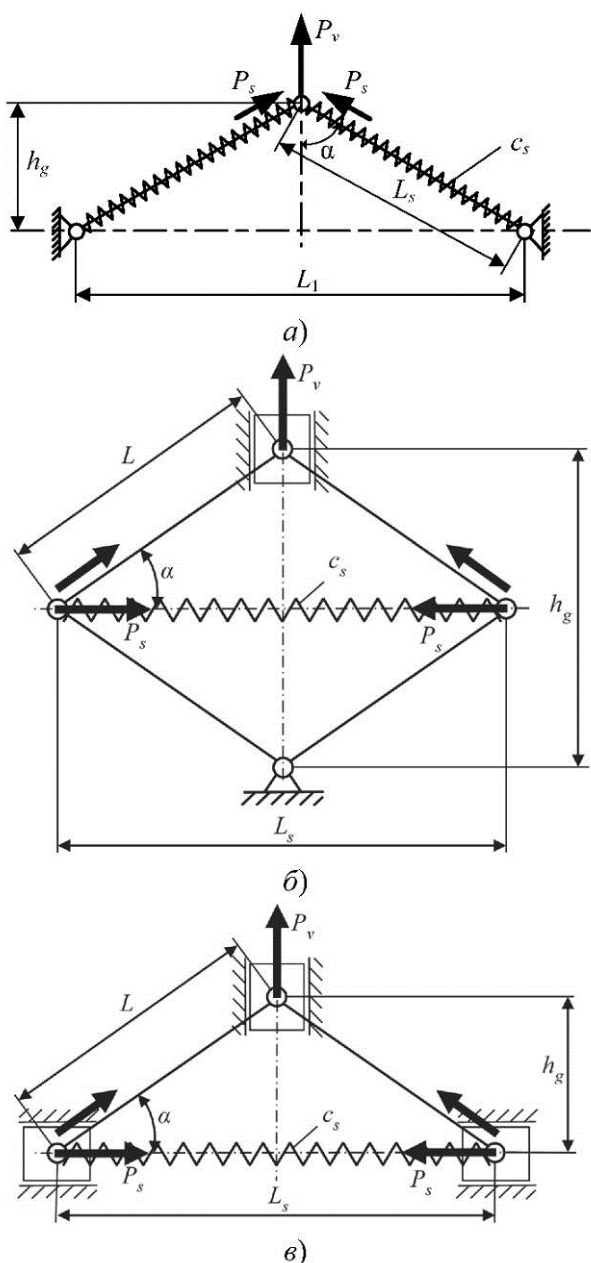


Рис. 2 – Расчетные схемы механизмов с перескоком: а - ферма Мезиса; б - ромбовый механизм; в - трехточечный механизм

Для фермы Мезиса вертикальная отклоняющая сила в зависимости от высоты подъема/опускания рабочей точки может быть вычислена по следующим формулам:

$$\alpha = \arctg\left(\frac{L_1}{2|h_g|}\right); L_s = \sqrt{h_g^2 + \left(\frac{L_1}{2}\right)^2};$$

$$P_s = -(L_s - L_{s0}) \cdot c_s; \quad (1)$$

$$P_v = 2 \cdot P_s \cdot \cos(\alpha) \cdot \text{sgn}(h_g)$$

Для ромбового механизма аналогичные зависимости имеют вид:

$$L^2 = \left(\frac{L_s}{2}\right)^2 + \left(\frac{h_g}{2}\right)^2 = \frac{L_s^2}{4} + \frac{h_g^2}{4};$$

$$L_s = \sqrt{4 \cdot L^2 - h_g^2}; \quad \alpha = \arctg\left(\frac{h_g}{L_s}\right); \quad (2)$$

$$P_s = (L_s - L_{s0}) \cdot c_s; \quad P_v = 2 \cdot P_s \cdot \tan(\alpha).$$

Для трехточечного механизма зависимости имеют незначительные отличия от аналогичных зависимостей ромбового механизма:

$$L^2 = \left(\frac{L_s}{2}\right)^2 + h_g^2 = \frac{L_s^2}{4} + h_g^2;$$

$$L_s = 2\sqrt{L^2 - h_g^2}; \quad \alpha = \arctg\left(\frac{2 \cdot h_g}{L_s}\right);$$

$$P_s = (L_s - L_{s0}) \cdot c_s; \quad P_v = 2 \cdot P_s \cdot \tan(\alpha). \quad (3)$$

Полученные аналитические зависимости (1) - (3) позволяют провести сравнительный анализ статических силовых характеристик трех рассматриваемых отклоняющих механизмов.

4. Результаты и их анализ

Для выполнения сравнительного анализа и сопоставления результатов целесообразно привести на одном графике статические кривые изменения результирующей вертикально направленной отклоняющей силы механизма с перескоком от высоты подъема/опускания рабочей точки механизма (рис. 3). Последние были получены для диапазона вертикальных перемещений h_g при одинаковых габаритных размерах механизмов в горизонтальном направлении: $L=0,25$ м (для ромбового и трехточечного механизмов), $L_1=0,5$ м (для фермы Мезиса) и одинаковой жесткости пружин $c_s=30000$ Н/м.

Коэффициент отношения равновесной длины любой пружины к ее длине в положении наибольшей деформации (возникающем при нулевом подъеме рабочей точки $h_g=0$, т.е. при горизонтальном расположении пружин) составлял 0,7. Данный относительный коэффициент характеризует наибольшую степень деформации пружины. Значению от-

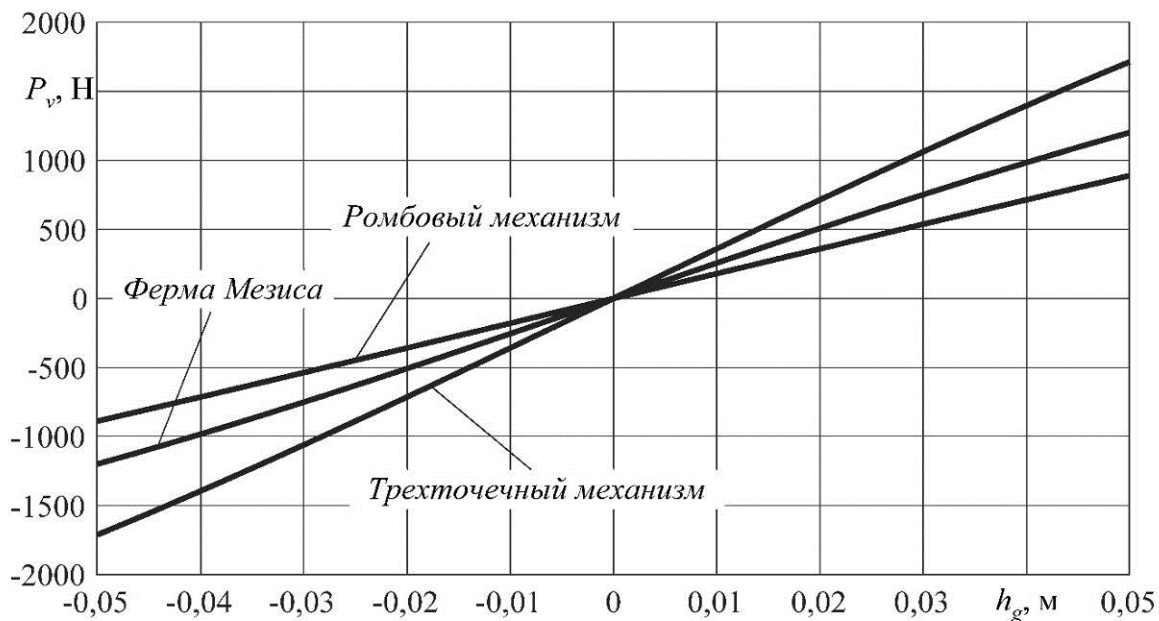


Рис. 3. Функциональные зависимости результирующей вертикально направленной отклоняющей силы механизма с перескоком от высоты подъема/опускания рабочей точки механизма

ношения 0,7 соответствовали равновесные длины пружин $L_{s0}=0,35$ м для ромбового и трехточечного механизмов и $L_{s0}=0,357$ м для фермы Мезиса.

Для сравнения трех механизмов с перескоком также использовались графические зависимости кривизны трех соответствующих кривых $P_v(h_g)$ (рис. 3). Значения кривизны K графиков на плоскости вычислялись по формуле [24-26]

$$K(h_g) = \frac{|P_v''|}{\left(\sqrt{1+(P_v')^2}\right)^3}, \quad (4)$$

где P_v', P_v'' – первая и вторая производные функции P_v по h_g соответственно.

Аналитические выражения соответствующих производных P_v' , которые могут быть получены по выражениям (1) - (3), слишком громоздки и, вследствие этого, неудобны для практического использования. Поэтому в настоящей работе использовались зависимости для численного дифференцирования

функций P_v , полученные для текущего шага перемещения по h_g с номером i [27]:

$$\left(P_v'\right)_i = \frac{(P_{vi} - P_{vi-1})}{\Delta h_g}; \quad (5)$$

$$\left(P_v''\right)_i = \frac{((P_v')_i - (P_v')_{i-1})}{\Delta h_g}, \quad (6)$$

где Δh_g – постоянный малый шаг приращения h_g (принимался равным 0,0001 м).

Полученные графические зависимости кривизны $K(h_g)$ приведены на рис. 4.

5. Заключение

Анализ схем механизмов с перескоком и графиков, приведенных на рис. 3 и 4, позволил сделать следующие выводы:

1. Механизмы с перескоком способны обеспечить т.н. отрицательную жесткость, когда отклоняющая сила подобного механизма увеличивается при удалении от точки неустойчивого равновесия. Применение механических устройств с отрицательной жесткостью в сочетании с обычными пружинами сжатия или растяжения, имеющими всегда положительную жесткость, позволяет

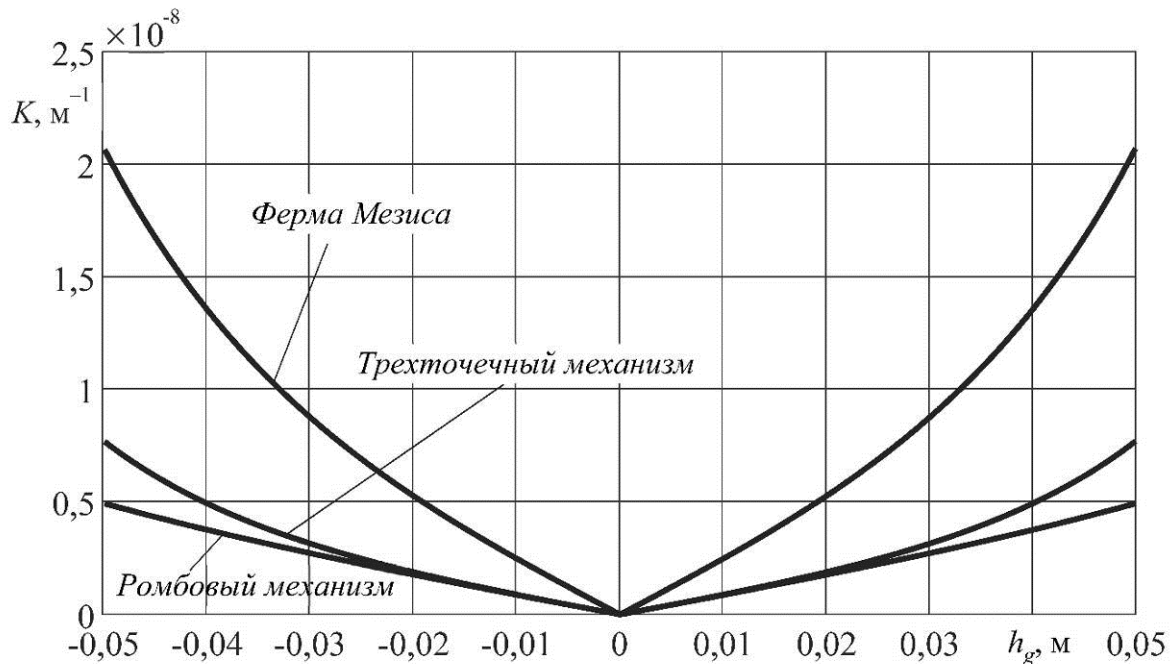


Рис. 4. Функциональные зависимости кривизны результирующей вертикально направленной отклоняющей силы механизма с перескоком от высоты подъема/опускания рабочей точки механизма

обеспечить квазиузеловую жесткость в определенном диапазоне перемещений.

2. При одинаковых габаритных размерах трех механизмов с перескоком (фермы Мезиса, ромбового механизма и трехточечного механизма), а также при одинаковой жесткости используемых в них пружин, трехточечный механизм создает наибольшую отклоняющую силу.

3. Кривизна графика отклоняющей силы трехточечного механизма с перескоком в зависимости от высоты подъема/опускания рабочей точки механизма, в полтора раза больше, чем у ромбового механизма. В то же время кривизна графика фермы Мезиса существенно (в 3-4 раза) превышает соответствующие значения и для ромбового, и для трехточечного механизмов. Малая кривизна графика отклоняющей силы механизма с перескоком позволяет получить меньший диапазон колебаний результирующей силы на квазилинейном участке. По критерию малости кривизны, наилучшими свойствами обладает ромбовый механизм. Однако он создает меньшую отклоняющую силу, чем трехточечный механизм, при одинаковой жесткости пружины.

4. Необходимость использования одной пружины растяжения вместо двух пружин сжатия, создает преимущества для ромбового и трехточечного механизмов по сравнению с фермой Мезиса. Кроме того, при использовании фермы Мезиса существует опасность потери устойчивости и изгиба двух пружин сжатия в поперечных направлениях, перпендикулярных продольным осям пружин.

5. Преимуществом всех рассмотренных механизмов с перескоком является сравнительная простота их конструкции, надежность и долговечность, вызванные отсутствием гидравлических и электрических элементов. В большей мере это относится к ромбовому и трехточечному механизмам.

6. Все перечисленное позволяет рекомендовать использование ромбового и, в наибольшей степени, трехточечного механизмов в системах виброзащиты операторов дорожно-строительных машин. К преимуществам трехточечного механизма относятся его максимальная простота, минимальное количество подвижных звеньев и шарниров, необходимость использования одной пружины растяжения меньшей жесткости по сравнению с другими механизмами перескока. К

преимуществам ромбового механизма – наименьшая кривизна графика отклоняющей

силы в зависимости от перемещения.

Список литературы

1. Korchagin P.A., Teterina I.A., Rahuba L.F. Improvement of human operator vibroprotection system in the utility machine // *Journal of Physics: Conference Series*. 2018. Vol. 944. P. 012059. DOI: 10.1088/1742-6596/944/1/012059
2. Teterina I.A., Korchagin P.A., Letopolsky A.B. Results of investigating vibration load at human operator's seat in utility machine // *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2019. No. 9783319956299. P. 177-184. DOI: 10.1007/978-3-319-95630-5_19
3. Nehaev V.A., Nikolaev V.A., Zaker-nichnaya N.V. Vibration protection of a human-operator based on the application of disturbance-stimulated control mechanism // *Journal of Physics Conference Series*. 2018. Vol. 1050. Pp. 012057. DOI: 10.1088/1742-6596/1050/1/012057
4. Sorica E., Vladut V., Cardei P., Sorica C. Comparative analysis of the noise and vibration transmitted to the operator by a brush cutter // *Springer Proceedings in Physics*. 2018. Vol. 198. P. 165-172. DOI: 10.1007/978-3-319-69823-6_20
5. Ling X., Zhang L., Feng X. A novel bio-inspired anti-vibration structure for operating hand-held jackhammers // *Mechanical systems and signal processing*. 2019. Vol. 118. P. 317-339. DOI: 10.1016/j.ymssp.2018.09.004
6. Lyashenko M., Potapov P., Iskaliev A. Analysis of vibroprotection characteristics of pneumatic relaxation seat suspension with capability of vibration energy recuperation // *MATEC Web of Conferences*. 2017. Vol. 129. P. 06018. DOI: 10.1051/mateconf/201712906018
7. Rokosch F., Schick R., Schaefer K. Vibration exposure of pallet truck operators. Internal transport of goods // *Zentralblatt fur arbeitsmedizin arbeitsschutz und ergonomie*. 2017. Vol. 67. No. 1. P. 15-21.
8. Lyashenko M.V., Pobedin A.V., Potapov P.V. Analysis of possible dynamic vibration dampers uses in tractor cabins suspensions // *Procedia Engineering*. 2016. Vol. 150. P. 1245-

References

1. Korchagin P.A., Teterina I.A., Rahuba L.F. Improvement of human operator vibroprotection system in the utility machine. *Journal of Physics: Conference Series*, 2018, Vol. 944, 012059. DOI: 10.1088/1742-6596/944/1/12059
2. Teterina I.A., Korchagin P.A., Letopolsky A.B. Results of investigating vibration load at human operator's seat in utility machine. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 2019, No. 9783319956299, pp. 77-184. DOI: 10.1007/978-3-319-95630-5_19
3. Nehaev V.A., Nikolaev V.A., Zaker-nichnaya N.V. Vibration protection of a human-operator based on the application of disturbance-stimulated control mechanism. *Journal of Physics Conference Series*, 2018, Vol. 1050, 012057. DOI: 10.1088/1742-6596/1050/1/012057
4. Sorica E., Vladut V., Cardei P., Sorica C. Comparative analysis of the noise and vibration transmitted to the operator by a brush cutter. *Springer Proceedings in Physics*, 2018, Vol. 198, pp. 65-172. DOI: 10.1007/978-3-319-69823-6_20
5. Ling X., Zhang L., Feng X. A novel bio-inspired anti-vibration structure for operating hand-held jackhammers. *Mechanical systems and signal processing*, 2019, Vol. 118, pp. 317-339. DOI: 10.1016/j.ymssp.2018.09.004
6. Lyashenko M., Potapov P., Iskaliev A. Analysis of vibroprotection characteristics of pneumatic relaxation seat suspension with capability of vibration energy recuperation. *MATEC Web of Conferences*, 2017, Vol. 129, 6018. DOI: 10.1051/mateconf/201712906018
7. Rokosch F., Schick R., Schaefer K. Vibration exposure of pallet truck operators. Internal transport of goods. *Zentralblatt fur arbeitsmedizin arbeitsschutz und ergonomie*, 2017, Vol. 67, No. 1, pp. 15-21.
8. Lyashenko M.V., Pobedin A.V., Potapov P.V. Analysis of possible dynamic vibration dampers uses in tractor cabins suspensions. *Procedia Engineering*, 2016, Vol. 150, pp. 1245-1251. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.132
9. Maciejewski I., Krzyzynski T. Modelling

1251. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.132

9. Maciejewski I., Krzyzynski T. Modeling of the vibration reduction system used for protection of working machine operators // *Advances in mechanics: theoretical, computational and interdisciplinary issues*. 2016. P. 361-365. DOI: 10.1201/b20057-78

10. Корчагин П.А., Тетерина И.А. Математическая модель сложной динамической системы «возмущающие воздействия - машина – оператор» // *Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии*. 2015. № 5 (45). С. 118-123.

11. Тетерина И.А., Корчагин П.А., Летопольский А.Б. Влияние динамических характеристик шин на вибронгруженность рабочего места оператора // *Динамика систем, механизмов и машин*. 2019. Т. 7. № 1. С. 176-181.

12. Галуза Ю.Ф., Сорокин В.Н., Русских Г. С., Кувшинников Е. Г. Экспериментальное определение параметров гидропневматической виброопоры на базе резинокордной оболочки // *Динамика систем, механизмов и машин*. 2018. Т. 6, № 1. С. 35-39. DOI: 10.25206/2310-9793-2018-6-1-35-39.

13. Стародубцева С.А. Статистическая оптимизация параметров систем виброзащиты мобильных машин и конструкций // *Журнал автомобильных инженеров*. 2017. № 5 (106). С. 34-35.

14. Свирибутович О.А., Елтошкина Е.В., Ильин П.И. Исследование зависимости смещения тела и амплитуды управления колебаниями объекта виброзащиты колесных транспортных средств // *Вестник Иркутского государственного технического университета*. 2018. Т. 22, № 2. С. 228-237. DOI: 10.21285/1814-3520- 2018-2- 230-239.

15. Тетерина И.А., Корчагин П.А., Алешков Д.С. Исследование влияния эксплуатационных параметров коммунальной машины на вибронгруженность рабочего места оператора // *Динамика систем, механизмов и машин*. 2018. Т. 6. № 1. С. 128-135.

16. Березин И.Я., Пронина Ю.О., Бондарь В.Н., Вершинский Л.В., Тараненко П.А. Экспериментальные исследования характеристик элементов виброзащиты рабочего места оператора промышленного трак-

† of the vibration reduction system used for protection of working machine operators. *Advances in mechanics: theoretical, computational and interdisciplinary issues*, 2016, pp. 361-365. DOI: 10.1201/b20057-78

† 10. Korchagin P.A., Teterina I.A. Matematicheskaya model slozhnoy dinamicheskoy sistemy «vozmushchayushchie vozdeystviya - mashina – operator». *Vestnik Sibirskoy gosudarstvennoy avtomobilno-dorozhnoy akademii*, 2015, No. 5 (45), pp. 118-123.

† 11. Teterina I.A., Korchagin P.A., Letopol'skij A.B. Vliyanie dinamicheskikh karakteristik shin na vibronagruzhennost' rabocheho mesta operatora. *Dinamika sistem, mekhanizmov i mashin*, 2019, Vol. 7, No. 1, pp.176-181.

† 12. Galuza Yu.F., Sorokin V.N., Russkih G.S., Kuvshinnikov E.G. Eksperimentalnoe opredelenie parametrov gidropnevmaticheskoy vibroopory na baze rezinokordnoy obolochki. *Dinamika sistem, mekhanizmov i mashin*, 2018, Vol. 6, No. 1, pp. 35-39. DOI: 10.25206/2310-9793-2018-6-1-35-39.

† 13. Starodubceva S.A. Statisticheskaya optimizatsiya parametrov sistem vibrozashchity mobilnykh mashin i konstruksiy. *Zhurnal avtomobilnykh inzhenerov*, 2017, No.5 (106), pp. 34-35.

† 14. Svirbutovich O.A., Eltoshkina E.V., Ilin P.I. Issledovanie zavisimosti smeshcheniya tela i amplitudy upravleniya kolebaniyami obekta vibrozashchity kolesnykh transportnykh sredstv. *Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2018, Vol. 22, No. 2, pp. 228-237. DOI: 10.21285/1814-3520- 2018-2- 230-239.

† 15. Teterina I.A., Korchagin P.A., Aleshkov D.S. Issledovanie vliyaniya ekspluatatsionnykh parametrov kommunalnoy mashiny na vibronagruzhennost' rabocheho mesta operatora. *Dinamika sistem, mekhanizmov i mashin*, 2018, Vol. 6, No. 1, pp. 128-135.

† 16. Berezin I.YA., Pronina Yu.O., Bondar V.N., Vershinskij L.V., Taranenko P.A. Eksperimentalnye issledovaniya kharakteristik elementov vibrozashchity rabocheho mesta operatora promyshlennogo traktora. *Traktory i selhozmashiny*, 2016, No. 9, pp. 19-22.

† 17. Gasanov B.G., Sirotin P.V., Chernenko

тора // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 9. С. 19-22.

17. Гасанов Б.Г., Сиротин П.В., Черненко А.Б., Лебединский И.Ю. Экспериментальная оценка эффективности применения пневматических упругих элементов в системах подвешивания кабин транспортно-технологических самоходных машин // Труды НАМИ. 2018. № 4 (275). С. 82-90.

18. Колядин П.А. Уточненная модель динамической системы мобильного средства с применением элементов поддрессирования кабины оператора // Воронежский научно-технический вестник. 2019. Т. 1. № 1 (27). С. 53-59.

19. Лебединский И.Ю., Сиротин П.В., Черненко А.Б., Сысоев М.И. Принципы создания систем поддрессирования кабин транспортно-технологических самоходных машин // Современные наукоемкие технологии. 2019. № 2. С. 105-109.

20. Александров В.А., Александров А.В., Гомон Д.Ю. Вибронагруженность оператора валочно-трелёвочной машины в процессе очистки основания дерева от снега поворотом рукояти // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2019. № 226. С. 47-54.

21. Шарипов Т.И., Шарафиев Р.Г., Ризванов Р.Г. Сравнение силовых характеристик виброизоляторов различной конструкции из разных материалов // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. 2017. № 6. С. 64-69.

22. Томлеева С.В., Моисеев Г.Д., Иовлев А.А., Кислянский В.В. Определение параметров виброзащитного устройства с квази-нулевой жесткостью для сидений операторов строительных и дорожных машин // Машиностроение: инновационные аспекты развития. Материалы II междунар. научно-практ. конф. Санкт-Петербург. 2019. С. 7-13.

23. Зотов А.Н. Виброизоляторы с квази-нулевой жесткостью // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. 2007. № 2. С. 147-151.

24. Громов М. Знак и геометрический смысл кривизны. Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2000. 128 с.

25. Lee J.M. Curvature. In: Introduction to

A.B., Lebedinskij I.Yu. Eksperimentalnaya otsenka effektivnosti primeneniya pnevmaticheskikh uprugikh elementov v sistemakh podveshivaniya kabin transportnotekhnologicheskikh samokhodnykh mashin. *Trudy NAMI*, 2018, No. 4 (275), pp. 82-90.

18. Kolyadin P.A. Utochnennaya model dinamicheskoy sistemy mobilnogo sredstva s primeneniem elementov podressorivaniya kabiny operatora. *Voronezhskiy nauchno-tekhnicheskij vestnik*, 2019, Vol. 1, No. 1 (27), pp. 53-59.

19. Lebedinskij I.Yu., Sirotin P.V., Chernenko A.B., Sysoev M.I. Printsipy sozdaniya sistem podressorivaniya kabin transportnotekhnologicheskikh samokhodnykh mashin. *Sovremennye naukoemkie tekhnologii*, 2019, No. 2, pp. 105-109.

20. Aleksandrov V.A., Aleksandrov A.V., Gomon D.Yu. Vibronagruzhennost operatora valочно-trelyovochnoy mashiny v protsesse ochistki osnovaniya dereva ot snega povоротом rukoyati. *Izvestiya Sankt-Peterburgskoy lesotekhnicheskoy akademii*, 2019, No. 226, pp. 47-54.

21. Sharipov T.I., Sharafiev R.G., Rizvanov R.G. Sravnenie silovykh kharakteristik vibroizolyatorov razlichnoy konstruktsii iz raznykh materialov. *Oborudovanie i tekhnologii dlya neftegazovogo kompleksa*, 2017, No. 6, pp. 64-69.

22. Tomleeva S.V., Moiseev G.D., Iovlev A.A., Kislyanskij V.V. Opredelenie parametrov vibrozashchitnogo ustroystva s kvazinulevoy zestkosti dlya sideniy operatorov stroitelnykh i dorozhnykh mashin. *Mashinostroenie: innovatsionnye aspekty razvitiya. Materialy II mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii*. Sankt-Peterburg, 2019, pp. 7-13.

23. Zotov A.N. Vibroizolyatory s kvazinulevoy zhestkostyu. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Gornyy zhurnal*, 2007, No. 2, pp. 147-151.

24. Gromov M. *Znak i geometricheskij smysl krivizny*. Izhevsk: NIC «Regulyarnaya i haoticheskaya dinamika», 2000. 128 p.

25. Lee J.M. Curvature. In: *Introduction to Riemannian Manifolds. Graduate Texts in Mathematics*, 2018, Vol. 176, Springer, Cham.

Riemannian Manifolds. Graduate Texts in Mathematics. 2018. Vol. 176. Springer, Cham. DOI: 10.1007/978-3-319-91755-9_7

26. Fomenko V.T. Two-dimensional surfaces with flat normal connections in spaces of constant curvature carrying geodesics of constant curvature // Math Notes. 2000. Vol. 68. P. 496-501. DOI: 10.1007/BF02676730

27. Olemskoi A., Borysov S., Shuda I. Statistical field theories deformed within different calculi // The European Physical Journal B. 2010. Vol. 77. P. 219-231. DOI: 10.1140/epjb/e2010-00257-4

† DOI: 10.1007/978-3-319-91755-9_7

† 26. Fomenko V.T. Two-dimensional surfaces with flat normal connections in spaces of constant curvature carrying geodesics of constant curvature. *Math Notes*, 2000, Vol. 68, pp. 496-501. DOI: 10.1007/BF02676730

† 27. Olemskoi A., Borysov S., Shuda I. Statistical field theories deformed within different calculi. *The European Physical Journal B*, 2010, Vol. 77, pp. 219-231. DOI: 10.1140/epjb/e2010-00257-4