

ВИБРОЗАЩИТНЫЙ МЕХАНИЗМ СИДЕНИЙ ОПЕРАТОРОВ МАШИН ГОРНЫХ, СТРОИТЕЛЬНЫХ, ДОРОЖНЫХ И ТРАНСПОРТНЫХ КОМПЛЕКСОВ С ПЕТЛЕОБРАЗНЫМ СТЕРЖНЕВЫМ ЭЛЕМЕНТОМ

Томлеева С.В.¹, Моисеев Г.Д.¹, Приваленко А.П.¹, Колесников П.Г.²

*¹Брянский государственный инженерно-технологический университет,
г.Брянск;*

*²Сибирский государственный университет науки и технологий имени
академика М.Ф. Решетнева, г. Красноярск*

Ключевые слова: машины горных, строительных, дорожных и транспортных комплексов; виброзащитный механизм, квазинулевая жесткость, лемниската Бернулли.

Аннотация. Получены жесткостная и силовая характеристики замкнутого петлеобразного стержня, упругая линия которого описывается уравнением лемнискаты Бернулли. Показана возможность его использования в качестве элемента перескока в виброзащитном механизме с квазинулевой жесткостью сидений операторов машин горных, строительных, дорожных и транспортных комплексов и преимущества по сравнению с круговым стержнем

VIBRATION-PROOF MECHANISM FOR THE SEATS OF OPERATORS OF MINING, CONSTRUCTION, ROAD AND TRANSPORT COMPLEXES WITH A LOOP-SHAPED ROD ELEMENT

Tomleeva S.V.¹, Moiseev G.D.¹, Privalenko A.P.¹, Kolesnikov P.G.²

¹Bryansk State University of Engineering and Technology, Bryansk;

²Reshetnev Siberian State University of Science and Technology, Krasnoyarsk

Keywords: machines of mining, construction, road and transport complexes; vibration protection mechanism, quasi-zero rigidity, Bernoulli lemniscata.

Abstract. The stiffness and force characteristics of a closed loop-shaped rod whose elastic line is described by the lemniscata Bernoulli equation are obtained. The possibility of its use as a jump element in a vibration-proof mechanism with quasi-zero rigidity of the seats of operators of mining, construction, road and transport complexes is shown, and its advantages in comparison with a circular rod.

В работах [1, 2] предложена методика построения жесткостной характеристики петлеобразного элемента с возможностью перескока, упругая линия которого описывается окружностью. Он является основным элементом виброзащитного механизма для сидений с квазинулевой жесткостью операторов машин горных, строительных, дорожных и транспортных комплексов (ГСДиТК). Данная работа является продолжением исследования, цель которого – построение жесткостной характеристики петлеобразного стержневого элемента, упругая линия которого описывается уравнением лемнискаты Бернулли и сравнением улучшенных характеристик виброзащитного механизма.

Рассмотрим замкнутый упругий стержневой элемент с прямоугольным поперечным сечением, изображенный на рисунке 1. Элемент жестко закреплен в точке А. Упругая линия стержня описывается уравнением лемнискаты Бернулли, которое в полярной системе координат имеет вид:

$$\rho^2 = a^2 \cos 2\varphi.$$

Элемент симметричен относительно оси ОХ, которая совпадает с полярной осью.

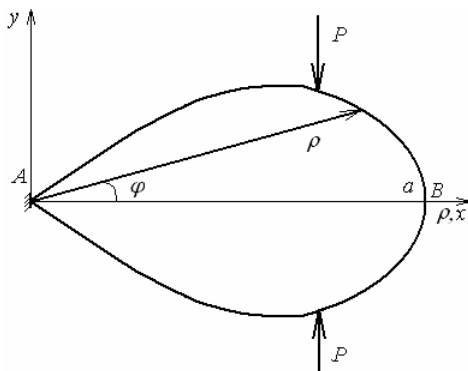


Рис. 1. Общий вид стержневого элемента

Задача, которой посвящена данная работа, состоит в том, чтобы найти жесткостную характеристику этого элемента вдоль оси ОХ, реализуемую при деформации его двумя равными по модулю сосредоточенными силами, приложенными вдоль оси ОУ, направленными навстречу друг другу и лежащими на одной линии действия.

В силу симметрии элемента достаточно провести расчет для той части стержня, где полярный угол φ меняется от 0 до $\pi/4$, то есть части элемента, расположенной над осью ОУ.

Для определения функции жесткости данного элемента вдоль оси ОХ от сосредоточенной силы, приложенной вдоль оси ОУ, будем пользоваться методикой, изложенной в [1], согласно которой необходимо найти вертикальное перемещение $f(x)$ точки приложения силы P , и разделить силу на это перемещение:

$$G(x) = \frac{P}{f(x)}. \quad (1)$$

Ограничимся рассмотрением стержня малой кривизны, так как в нашем случае выполняется условие $h/r \ll 0,10$, где r – радиус кривизны упругой линии стержня, h – высота сечения стержня.

Для вычисления перемещений стержня воспользуемся способом Мора [3]. Для стержней малой кривизны перемещение точки приложения силы определяется по формуле:

$$f(x) = \int_0^l \frac{M ds}{EJ} \frac{\partial M}{\partial P}, \quad (2)$$

где E – модуль упругости материала стержня, J – момент инерции поперечного сечения стержня, M – изгибающий момент, действующий в сечении стержня, P – действующая сила.

Для определения изгибающего момента изобразим расчетные схемы элемента, находящегося под действием единичной нагрузки (рис. 2). Будем рассматривать силы и моменты, действующие справа от некоторого сечения D. Так как сила P делит стержень на два участка AD и DB, то будем рассматривать изгибающий момент, действующий в сечении, принадлежащем участку AD и участку DB.

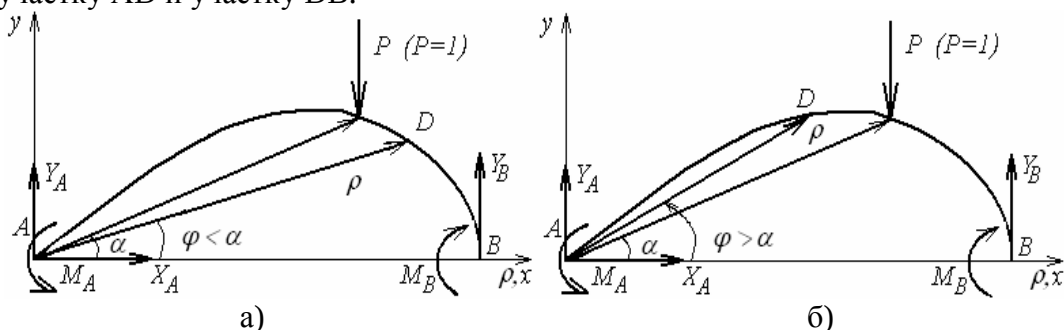


Рис. 2. Расчетная схема элемента:

а) для случая $0 \leq \varphi \leq \alpha$; б) для случая $\alpha \leq \varphi \leq \pi/4$

Пусть точка приложения силы определяется углом α . Тогда участок DB характеризуется изменением угла φ : $0 \leq \varphi \leq \alpha$, а участок AD: $\alpha \leq \varphi \leq \pi/4$. Выражение изгибающего момента, входящего в формулу (2) имеет вид:

$$\begin{aligned} 0 \leq \varphi \leq \alpha: \quad M &= Y_B(a - \rho \cos \varphi) - M_B, \\ \alpha \leq \varphi \leq \pi/4: \quad M &= Y_B(a - \rho \cos \varphi) - M_B - P(\rho_\alpha \cos \alpha - \rho \cos \varphi), \end{aligned} \quad (3)$$

где $\rho_\alpha = a\sqrt{\cos 2\alpha}$, Y_B, M_B – усилия, возникающие в сечении B и заменяющие действие отброшенной симметричной части элемента.

От интегрирования по ds в (2) удобно перейти к интегрированию по $d\varphi$, используя известную формулу для дифференциала дуги кривой, заданной в полярных координатах [4]:

$$ds = \sqrt{\rho^2 + \rho'^2} d\varphi = \sqrt{a^2 \cos 2\varphi + \left(a^2 \frac{-\sin 2\varphi}{\sqrt{\cos 2\varphi}}\right)^2} = \frac{a^2 d\varphi}{\sqrt{\cos 2\varphi}}.$$

Для определения Y_B, M_B используем условие закрепления концевой сечения B стержня:

- вертикальное перемещение точки B равно нулю ($f_B = 0$);
- угол поворота сечения стержня в точке B равен нулю ($\theta_B = 0$).

Опуская промежуточные вычисления и зная $f(x)$ по формуле (3) определим функцию жесткости в направлении оси OY упругого элемента стержня как функцию координаты x (или угла α). График этой функции

представлен на рисунке 3. Минимальное значение жесткостная характеристика имеет в точке с координатами

$$x = a\sqrt{3/8},$$

$$y = y_{\max} = a\sqrt{1/8},$$

что соответствует значению $\varphi = \pi/6$. Эта точка принята за начало системы координат на рисунке 3.

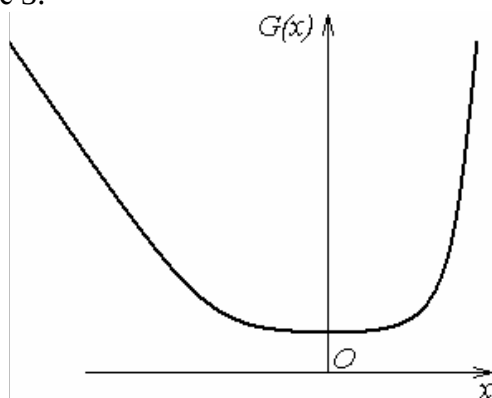


Рис. 3. Жесткостная характеристика стержневого элемента

Анализ графика функции жесткости позволяет сделать следующие выводы: жесткостная характеристика упругого стержневого элемента, упругая линия которого описывается уравнением лемнискаты Бернулли, является несимметричной функцией (в отличие от элемента, упругая линия которого описана окружностью); в окрестности точки $x=0$ жесткость имеет постоянное значение, а с увеличением координаты x по модулю жесткость возрастает, стремясь к бесконечности. По сравнению с жесткостной характеристикой элемента, выполненного в виде окружности, полученная жесткостная характеристика имеет те же участки и то же поведение.

Полученные результаты позволяют предположить, что замкнутый стержень, упругая линия которого описывается уравнением лемнискаты Бернулли, может использоваться в виброзащитном устройстве в качестве элемента перескока, формируя квазинулевую жесткость системы. Для подтверждения этого предположения построим силовую характеристику стержневого элемента в направлении его перемещения при работе виброзащитного механизма. Нас интересует сила Q в зависимости от заданного поджатия Δ элемента в положении неустойчивого равновесия. В процессе работы устройства точки упругой линии стержня перемещаются под роликом, что равносильно движению силы P по стержню вдоль линии KK' , параллельной оси симметрии элемента. При этом деформирование элемента, а, следовательно, и сила Q будут иметь место только тогда, когда сила проходит участок MM' , так как левее точки M и правее точки M' не происходит контакта между стержнем и роликом. Очевидно, что в точках M и M' сила Q будет равна нулю.

Раскладывая силу P на нормальную P_n и касательную P_t составляющие и пренебрегая касательной составляющей из-за отсутствия трения, получим, что искомая силовая характеристика, выражающая зависимость между проекцией нормальной составляющей силы и координатой x точки её приложения, выражается формулой:

$$Q = P \cdot \cos \gamma \cdot \sin \gamma, \quad (4)$$

где γ – угол наклона касательной, проведенной через точку приложения силы, к оси x .

После промежуточных вычислений, формула (4) приобретёт вид

$$Q = P \cdot \cos \beta \cdot \sin \beta = G(x) \cdot v \cdot \frac{1}{2} \sin 2\beta = \frac{1}{2} \cdot \frac{\rho \cdot \sin \alpha - (a \cdot \sqrt{1/8} - \Delta)}{f(\alpha)} \cdot \sin 2\beta,$$

где $f(\alpha)$ – перемещение от единичной нагрузки, вычисленное по формуле

$$f(\alpha) = \frac{a^3}{EJ} [((M_B / a - Y_B) \cos \alpha \cos 2\alpha + P \cos 2\alpha \cos^2 \alpha) L + N(P - Y_B) +$$

$$(1/\sqrt{2} - \sin \alpha)(Y_B - 2P) \cos \alpha \sqrt{\cos 2\alpha} + (1/\sqrt{2} - \sin \alpha)(Y_B - M_B / a)].$$

График силы Q показан на рисунке 4. Для наглядности здесь представлены два графика – силовая характеристика стержня, упругая линия которого описана окружностью радиуса R (график 1), и стержня, упругая линия которого имеет форму лемнискаты Бернулли, $a = R\sqrt{8}$, (график 2). Поджатие Δ в обоих случаях одинаково. Материал и характеристики сечения стержней одинаковы.

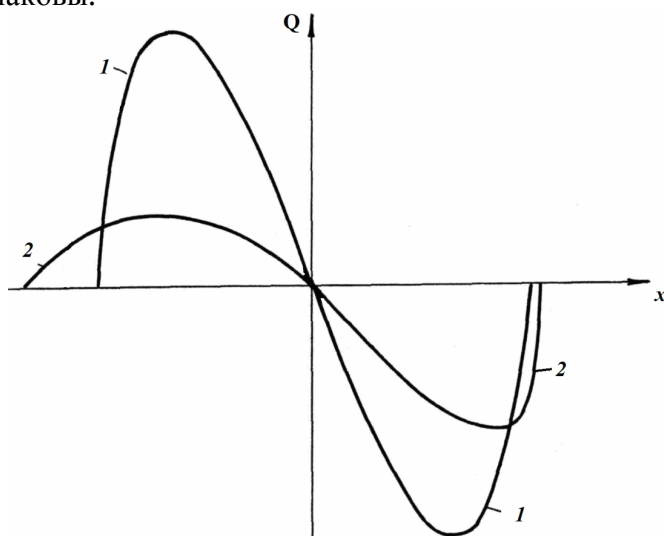


Рис. 4. Силовые характеристики стержневых элементов, выполненных в форме: 1 – окружность радиуса R ; 2 – лемниската Бернулли, $a = R\sqrt{8}$

Закключение. Как и в работе [1], график 2 на рисунке 4 имеет участки, характерные для силовой характеристики элемента перескока. Показано, что предложенный упругий стержень, выполненный в форме лемнискаты Бернулли имеет бóльший ход при реализации в виброзащитном механизме сидений

операторов машин ГСДиТК с квазинулевоц жесткостью, что является определённым преимуществом по сравнению со стержнем круговой формы.

Список литературы

1. Томлеева С.В., Моисеев Г.Д., Савельев А.Г., Жилейкин М.М. Расчет параметров виброзащитного устройства с квазинулевой жесткостью для сидений операторов строительных и дорожных машин // Строительные и дорожные машины. – 2018. – №3. – С. 27-32.
2. Томлеева С.В., Савельев А.Г., Моисеев Г.Д. Анализ влияния силы вязкого трения на виброзащитные качества системы с квазинулевой жесткостью для сидений операторов строительных и дорожных машин // Строительные и дорожные машины. – 2018. – №11. – С. 33-35.
3. Киселев В.А. Строительная механика. Общий курс. – М. Стройиздат, 1986. – 520с.
4. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике. – М. Наука, 1984. – 881с.

References

1. Tomleeva S.V., Moiseev G.D., Savelyev A.G., Zhileikin M.M. Calculation of the parameters of a vibration-proof device with quasi-zero rigidity for the seats of operators of construction and road machines // Construction and road building machinery. – 2018. – No. 3. – P. 27-32.
2. Tomleeva S.V., Savelyev A.G., Moiseev G.D. Analysis of the influence of the viscous friction force on the vibration-proof qualities of a system with quasi-zero rigidity for the seats of operators of construction and road machines// Construction and road building machinery. – 2018. – No. 11. – P. 33-35.
3. Kiselev V.A. Construction mechanics. General course. – M. Stroyizdat, 1986. – 520p.
4. Korn G., Korn T. Handbook of Mathematics. – M.: Science, 1984. – 881p.

Сведения об авторах:

Information about authors:

Томлеева Светлана Владимировна – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры прикладной механики и физики, tomkuzsv@mail.ru	Tomleeva Svetlana Vladimirovna – candidate of technical sciences, associate professor, associate professor of the Department of applied mechanics and physics, tomkuzsv@mail.ru
Моисеев Григорий Дмитриевич – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры материаловедения и машиноведения, gregory_moiseev@mail.ru	Moiseev Gregory Dmitrievich – candidate of technical sciences, associate professor, associate professor of the Department of materials science and engineering, gregory_moiseev@mail.ru
Приваленко Антон Петрович – студент, anton89532843511@mail.ru	Privalenko Anton Petrovich – student, anton89532843511@mail.ru
Брянский государственный инженерно-технологический университет, г.Брянск, Российская Федерация	Bryansk State technological University of engineering, Bryansk, Russian Federation
Колесников Павел Геннадьевич – кандидат технических наук, доцент, декан факультета подготовки кадров, заведующий кафедрой автомобилей, тракторов и лесных машин, Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М.Ф. Решетнева, г.Красноярск, Российская Федерация, KolesnikovPG@mail.ru	Kolesnikov Pavel Gennadievich – candidate of technical sciences, associate professor, Dean of the faculty of training, Head of the Department of cars, tractors and forest machines, Reshetnev Siberian State University of Science and Technology, Krasnoyarsk, Russian Federation, KolesnikovPG@mail.ru

Получена 24.03.2021