

УДК 622.236.25:331.432.4

## ВИБРОЗАЩИТНАЯ РУКОЯТКА ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ОТБОЙНОГО МОЛОТКА С КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ

Валеев А.Р., Исмагилов М.Р., Зотов А.Н., Ризванов Р.Г.

ФГБОУ ВПО Уфимский государственный нефтяной технический университет  
e-mail: a-zot2@yandex.ru

***Аннотация.** В статье предложена идея виброзащиты рукоятки пневмомолотка при помощи систем с квазинулевой жесткостью на основе упругого элемента, перемещающегося между двумя направляющими расчетной формы. В качестве упругого элемента рассмотрена пружина, подчиняющаяся закону Гука. Направляющие выполнены вогнутыми, что исключает изгиб пружины и обеспечивает постоянное натяжение пружины.*

***Ключевые слова:** закон Гука, квазинулевая жесткость, пневмомолоток, виброзащита.*

Одним из наиболее популярных инструментов для разрушения бетона, каменных валунов, фундамента строительных конструкций являются отбойные молотки с пневматическим приводом. При работе с ними оператор все время поддерживает с ручной машиной тесный контакт, необходимый для ее удержания и силового воздействия на инструмент. Пневматический отбойный молоток является наиболее мощным из всех отбойных молотков. Оператор воспринимает со стороны молотка вибрационные и силовые воздействия. Влияние этих факторов на организм оператора зависит от их интенсивности и длительности воздействия: у работающих с пневмомолотками при нарушении правил техники безопасности возникает виброболезнь, относящаяся к группе заболеваний, эффективное лечение которых возможно лишь на ранних стадиях. Ввиду такой серьезной опасности, исследования, направленные на улучшение виброзащиты пневмомолотков, являются крайне актуальными.

На рис. 1 представлена схема сил, действующих на корпус пневмомолотка [1]. Оператор прилагает к корпусу молотка силу нажатия  $N_H$ , прижимая корпус к буртику рабочего инструмента. На корпус молотка также действует давление сжатого воздуха, перемещающего ударник на прямом  $[p_1(t)]$  и обратном  $[p_2(t)]$  ходе, и сила  $R_2(t)$  (на обратном ходе), вызываемая соударением корпуса и буртика рабочего инструмента.

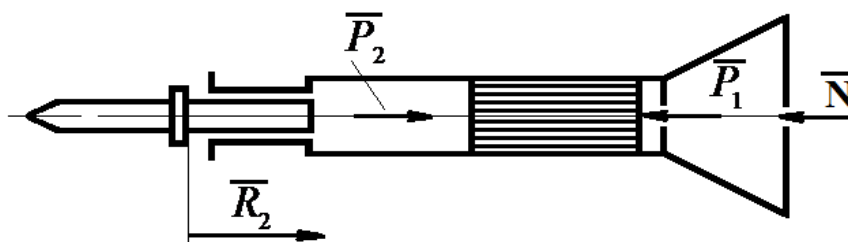


Рис. 1. Схема сил, действующих на корпус пневмомолотка

Основные показатели, характеризующие отбойный молоток, - это энергия удара, и частота ударов в секунду. Сила нажатия, необходимая для поддержания стабильного и производительного режима работы молотка [1]:

$$N_H = 4Ef\nu^{-1}\Pi_0(1 + R + \varepsilon\psi), \quad (1)$$

где  $E$  – энергия единичного удара, Дж;  $f$  – частота ударов, Гц;  $\nu$  – скорость соударения ударника с хвостовиком;  $\Pi_0$  – коэффициент формы силовой диаграммы молотка;  $R$  – сила, вызываемая соударением корпуса и буртика рабочего инструмента;  $\varepsilon = \frac{d_{ун}^2}{d_{yo}^2}$  ( $d_{ун}$  и  $d_{yo}$  – диаметры соответственно хвостовика

рабочего инструмента и ударника);  $\psi = \frac{\pi d^2}{8E} \int_0^{t_1} p dt$  ( $p$  – давление в передней

рабочей камере;  $t_1$  – время действия импульса давления в передней камере).

Анализ формулы (1) позволяет заключить, что сила нажатия может достигать десятков Н. Эта сила, с частотой работы отбойного молотка (десятки Гц), которая опасна для человека [1], передается на тело оператора.

Снижение вибрации можно осуществлять различными путями: уменьшением массы ударника (повышением скорости соударения с хвостовиком рабочего инструмента); приданием ударнику более рациональной формы; использованием ударных узлов с улучшенным рабочим циклом; локальной виброзащитой рукояток [1]. Ниже рассмотрена только локальная виброзащита рукоятки пневмомолотка. На рис. 2 представлена конструктивная схема пневмомолотка.

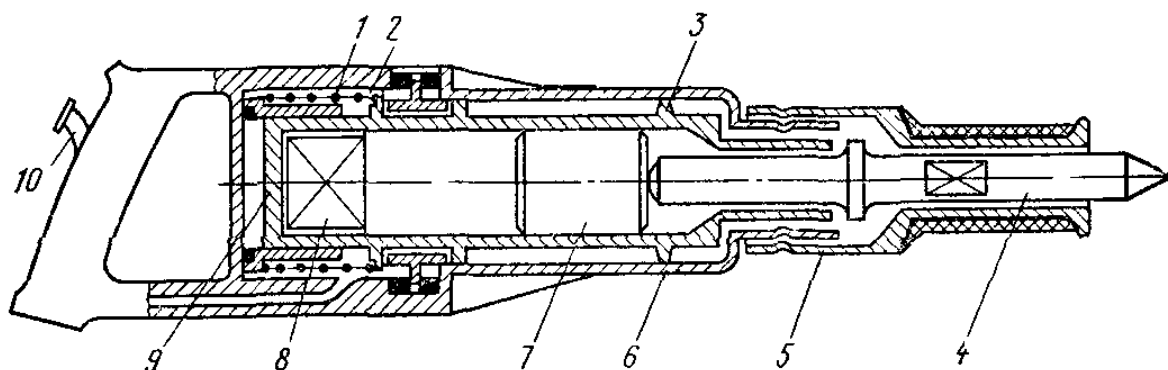


Рис. 2. Принципиальная конструктивная схема рубильного пневмомолотка с комплексной виброзащитой

1 – пружина пневмопружинного виброизолятора; 2 – воздушная камера с постоянным давлением пневмопружинного виброизолятора; 3 – разрезные направляющие; 4 – рабочий инструмент (зубило) с лысками для управления; 5 – виброзащищенный манипулятор; 6 – виброизолированный корпус-рукоятка; 7 – ударник; 8 – воздухораспределительное устройство; 9 – ствол; 10 – курок пускового устройства.

Вибрация, передающаяся на рукоятку 6, гасится пружиной 1 с постоянным коэффициентом жесткости  $c$  (рис. 2). Такая схема виброзащиты пневмомолотка принципиально не может быть достаточно эффективной. Максимальную передаваемую на оператора силу (при вертикальной работе инструмента) можно принять равной  $c \cdot \Delta l$ , где  $\Delta l$  – амплитуда колебаний рукоятки при работе пневмоударника, но коэффициент жесткости (при  $c = \text{const}$ ) не может быть малым, так должно выполняться условие  $c \cdot \Delta l_* = N_H + m_p g$ , где  $\Delta l_*$  – величина сжатия пружины при работе и обеспечении сила нажатия  $N_H$  (эта величина ограничена конструктивно);  $m_p$  – масса рукоятки пневмомолотка.

С шестидесятих годов прошлого века известны виброзащитные системы с квазинулевой жесткостью, предложенные профессором Алабужевым П.М. На рисунках 3, а, б представлена принципиальная схема таких систем с квазинулевой жесткостью. Алабужевым П.М. было предложено использовать их и для виброзащиты отбойных молотков [2] (рис.3, в, г).

Силовая характеристика таких виброзащитных систем имеет рабочий участок с квазинулевой жесткостью (рис. 4, зависимость 3, участок АВ). На этом участке восстанавливающая сила постоянна и не зависит от координаты  $x$ , а коэффициент жесткости (тангенс угла наклона касательной) равен нулю. Участок квазинулевой жесткости получается из-за наложения участка  $CD$  с отрицательной жесткостью и участка  $KL$  с положительной жесткостью. Это возможно только при определенном соотношении величин  $c_1$ ,  $c_2$ ,  $l$ ,  $\alpha$  (рис.3, а). На рисунке 4

представлены зависимости силовой характеристики  $F(x)$  при следующих данных:  $c_1 = 8000 \text{ Н/м}$ ,  $c_2 = 1600 \text{ Н/м}$ ,  $l = 0,08 \text{ м}$ ,  $\alpha = 65^\circ$ .

В рабочем положении пружины жесткостью  $c_1$  занимают практически горизонтальное положение (рисунок 3, б). Особенностью данных устройств является относительно небольшой рабочий диапазон квазинулевой жесткости. На рисунке 4 представлена силовая характеристика с рабочим диапазоном нулевой жесткости всего 2 см. Сила, действующая на данную систему и необходимая для попадания на этот участок  $F_*$ , немного больше 50 Н (рис. 4).

При эксплуатации рассматриваемой виброзащитной системы на рабочем участке с квазинулевой жесткостью вибрация не будет передаваться на руки оператора – при изменении координаты корпуса молотка (от  $x_1$  до  $x_2$  - рис. 4) сила, передающаяся на рукоятку,  $F_*$  не меняется (участок АВ).

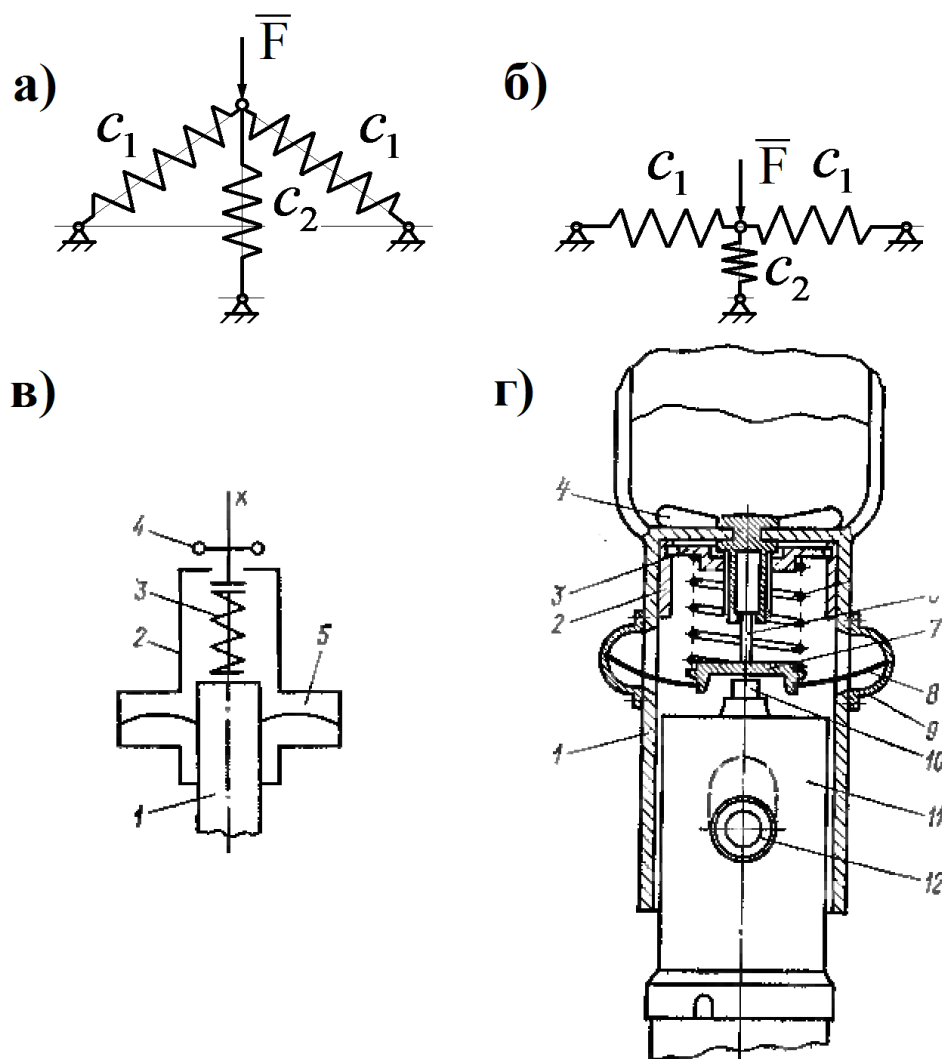


Рис. 3. Схемы отбойного молотка с квазиулевым жесткостью

а) принципиальная схема системы с квазиулевым жесткостью Алабушева П.М. ( $c_1$ ,  $c_2$  - коэффициенты жесткости пружин);

б) система с квазиулевым жесткостью в рабочем положении;

в) принципиальная схема виброзащитной рукоятки отбойного молотка с квазиулевым жесткостью (1 – корпус молотка; 2 – корпус рукоятки; 3 – несущий упругий элемент; 4 – регулировочный винт; 5 – упругие элементы корректора жесткости);

г) конструкция виброзащитной рукоятки отбойного молотка с квазиулевым жесткостью (1 – корпус; 2 – направляющие; 3 – гайка; 4 – регулирующий винт; 5 – несущая пружина; 6 – шток; 7 – шайба; 8 – упругие элемента корректора жесткости; 9 – сепаратор; 10 – вентиль; 11 – промежуточное звено; 12 – окно футорки)

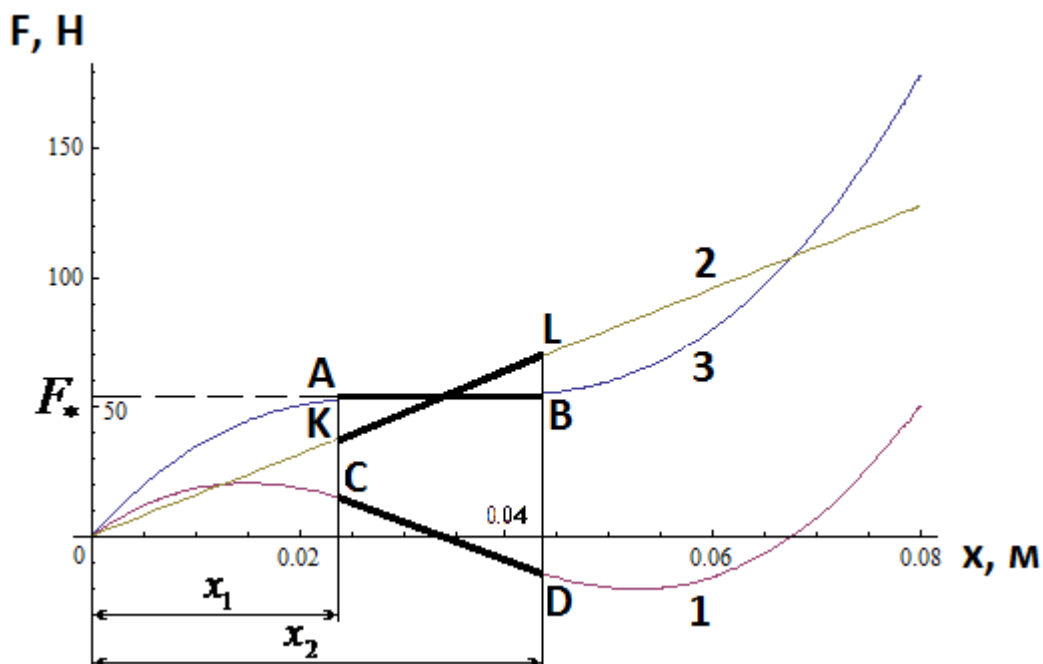


Рис. 4. Силовые характеристики системы Алабужева П.М.

- 1 – силовая характеристики двух наклонных пружин  
(ферма Мизеса – рис. 3, а, б,  $c_1 = 8000 \text{ Н/м}$ ;  $\ell = 0.08 \text{ м}$ ;  $\alpha = 65^\circ$ );  
2 – силовая характеристика пружины жесткостью  $c_2 = 1600 \text{ Н/м}$   
(рис. 3, а, б);  
3 – силовая характеристика совокупности двух наклонных пружин  
жесткостью  $c_1$  и пружины жесткостью  $c_2$  (рис. 3, а, б)

В конструкции виброзащитной рукоятки отбойного молотка, предложенной Алабужевым П.М. (рис. 3, в, г), роль фермы Мизеса (две наклонные пружины жесткостью  $c_1$  рис. 3, а, б) выполняют упругие элементы корректора жесткости 5 (в). Так как габариты этих элементов ограничены, то принципиально ограничена и величина рабочего участка квазиулевой жесткости.

Известны виброзащитные системы, в которых рабочий участок квазиулевой жесткости на силовой характеристике получен не за счет традиционного использования отрицательной жесткости, как было описано выше, а за счет упругого элемента, перемещающегося между двумя направляющими заданной формы перпендикулярно их оси [3, 4, 5]. Форма направляющих, определяемая функцией  $f(x)$  (рис. 5) рассчитывается таким образом, чтобы сила  $F(x)$  (силовая характеристика) была заданной.

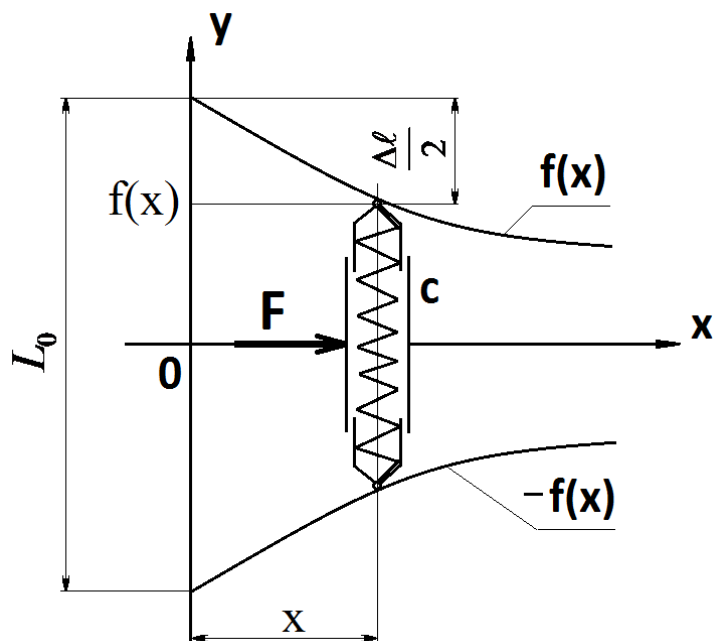


Рис. 5. Виброзащитная система с заданной силовой характеристикой ( $F(x)$ )  
 $L_0$  - длина ненапряженной пружины;  $\Delta l = L_0 - 2 \cdot f(x)$  - сжатие пружины;  
 $c$  - коэффициент жесткости пружины

Функция  $f(x)$  связана с функцией  $F(x)$ , задающей силовую характеристику, следующим образом ( $-\frac{\partial \Pi(x)}{\partial x}$  - с такой силой система противодействует смещению упругого элемента):

$$F(x) = -\left(-\frac{\partial \Pi(x)}{\partial x}\right), \quad (2)$$

где  $\Pi = \frac{c}{2}(L_0 - 2 \cdot f(x))^2$  - потенциальная энергия пружины

Окончательно получим:

$$F(x) = -\left(-\frac{\partial \Pi(x)}{\partial x}\right) = 2 \cdot c \cdot f'(x) \cdot (2 \cdot f(x) - L_0) \quad (3)$$

Теперь, задавая функцию  $F(x)$ , можно определить функцию  $f(x)$ . Например, при  $F(x) = C_0$  (const) имеем:  $C_0 = 2 \cdot c \cdot f'(x) \cdot (2 \cdot f(x) - L_0)$ .

Преобразуя это выражение и интегрируя, получим:

$$\frac{df(x)}{dx} = \frac{C_0}{2 \cdot c \cdot (2 \cdot f(x) - L_0)}$$

$$4 \cdot c \cdot f(x)df(x) - 2 \cdot c \cdot L_0df(x) = C_0dx$$

$$\int 4 \cdot c \cdot f(x)df(x) - \int 2 \cdot c \cdot L_0df(x) = \int C_0dx$$

$$2 \cdot c \cdot f^2(x) - 2 \cdot c \cdot L_0 \cdot f(x) = C_0 \cdot x + C_1.$$

Определим постоянную интегрирования  $C_1$  из начальных условий (рис. 5 – пусть, при  $x=0$ ,  $f(x) = L_0/2$  - пружина не напряжена):

$$2 \cdot c \cdot (L_0/2)^2 - 2 \cdot c \cdot L_0 \cdot L_0/2 = C_0 \cdot x + C_1$$

$$C_1 = -c \cdot L_0^2/2.$$

Подставляя это значение, найдем функцию  $f(x)$ :

$$2 \cdot c \cdot f^2(x) - 2 \cdot c \cdot L_0 \cdot f(x) = C_0 \cdot x - c \cdot L_0^2/2$$

$$f^2(x) - L_0 \cdot f(x) + L_0^2/4 - C_0 \cdot x/2 \cdot c = 0.$$

Отсюда:

$$f(x) = \frac{\sqrt{c}L_0 \mp \sqrt{2 \cdot C_0 \cdot x}}{2\sqrt{c}}. \quad (4)$$

Знак минус определяет вогнутую форму направляющих (рис.5), знак плюс – выпуклую форму.

На практике чаще нужны виброзащитные системы, имеющие силовые характеристики не с нулевой жесткостью, а с заданной малой. Пусть  $F(x) = C_0 + a \cdot x$ , где коэффициент  $a$  определяет жесткость данной силовой характеристики. Тогда, опуская выкладки, получим:

$$f(x) = \frac{c \cdot L_0 \mp \sqrt{2 \cdot c \cdot C_0 \cdot x + a \cdot c \cdot x^2}}{2 \cdot c}. \quad (5)$$

Рассматриваемые виброзащитные системы с вогнутой формой направляющих (рис.5) имеют существенный недостаток - упругий элемент, перемещающийся между направляющими, может потерять устойчивость и изогнуться (рис.6). Изготовленная виброзащитная система [5] имеет стакан упругого элемента 3 небольшой длины, что и привело к изгибу пружины. Изгиб пружины изменяет коэффициент ее жесткости  $c$ , что приводит к изменению и силовой характеристики (участок с квазиулевой жесткостью исчезнет). Для устранения этого недостатка необходимо или увеличить длину стаканов, или



перейти на другую форму направляющих – выпуклую (рис.7). В этом случае пружина постоянно работает на растяжение и не подвергается изгибу. Кроме того, конструктивно передавать усилия от упругого элемента в точку приложения силы  $F$  проще через стержни 3, 4, соединенные с валами роликов 5, а не так, как показано на рис. 5, где сила  $F$  непосредственно приложена к упругому элементу (в конструкции на рис. 6, б для этого сделана специальная прорезь 5 [5]).

Для определения функции  $f(x)$  требуется решить уже более сложную задачу. Сначала надо связать координату точки приложения силы  $F$  (стержня  $AD - x'$ , рис. 7) с координатой упругого элемента 1 ( $x$ ).

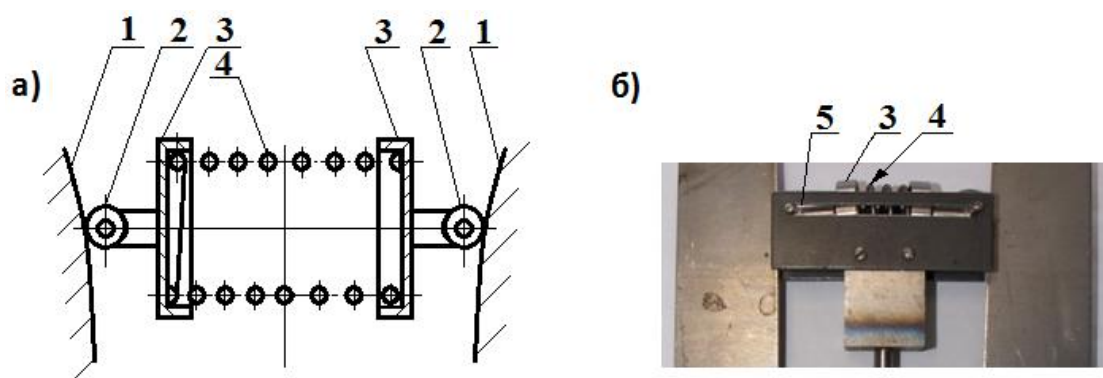


Рис. 6. Упругий элемент системы с квази нулевой жесткостью, перемещающийся между двумя направляющими заданной формы

а) схема устройства; б) конструкция с изогнутым упругим элементом (пружиной)

1 – направляющие упругого элемента; 2 – ролики; 3 – стержень упругого элемента;

4 – упругий элемент (пружина); 5 направляющие осей роликов

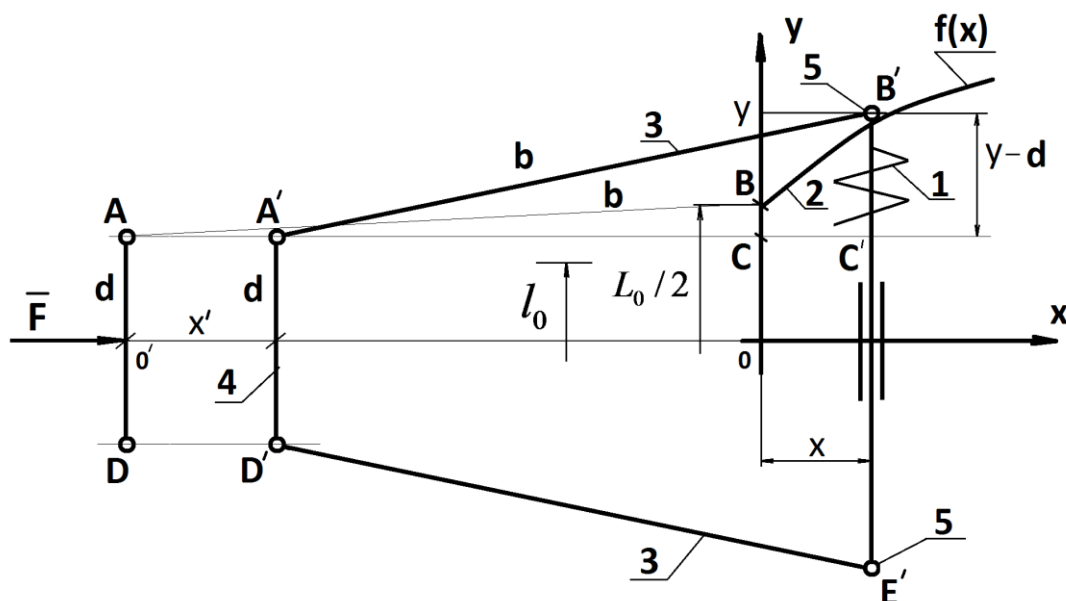


Рис. 7. Схема виброзащитной системы с выпуклыми

$l_0$  – длина ненапряженной пружины; 1 – упругий элемент; 2 – направляющие; 3, 4 – стержни, передающие нагрузку от валов в точку приложения силы  $F$  роликов (на рис. радиусы роликов равны нулю);  $b$  – длина стержня 3 (AB);  $d$  – длина стержня 4 (AD) направляющими упругого элемента

Из рис. 7 видно, что

$$x' + A'C' - x = AC, \text{ где } A'C' = \sqrt{b^2 - (y-d)^2}; AC = \sqrt{b^2 - (L_0/2 - d)^2}.$$

Окончательно будем иметь:

$$\begin{aligned} x' &= \sqrt{b^2 - (L_0/2 - d)^2} - \sqrt{b^2 - (y-d)^2} + x \\ x &= x' + \sqrt{b^2 - (y-d)^2} - \sqrt{b^2 - (L_0/2 - d)^2} \end{aligned} \quad (6)$$

Потенциальная энергия данной упругой системы (рис. 7):

$$\Pi = 2 \cdot c \cdot (y - l_0)^2. \quad (7)$$

Определим силу сопротивления системы перемещению стержня AD  $F(x')$  (рис.7):

$$F(x') = -\left(-\frac{\partial \Pi}{\partial x'}\right) = 4 \cdot c \cdot (y - l_0) \cdot \frac{dy}{dx'},$$

где  $c$  – коэффициент жесткости пружины;  $l_0$  – длина ненапряженной пружины (рис. 7).

Зададим  $F(x') = a + k \cdot x'$ , где  $k$  – коэффициент, учитывающий угол наклона прямой на силовой характеристике.

$$\begin{aligned} a + k \cdot x' &= 4 \cdot c \cdot (y - l_0) \frac{dy}{dx'} \\ (a + k \cdot x') dx' &= 4 \cdot c \cdot (y - l_0) dy, \end{aligned} \quad (8)$$

Интегрируем уравнение (8), получаем:

$$a \cdot x' + k \cdot \frac{(x')^2}{2} = 4 \cdot c \cdot \frac{y^2}{2} - 4 \cdot c \cdot l_0 \cdot y + C_1$$

При  $x' = 0$  –  $y = L_0 / 2$  (рис.7). Определим  $C_1$ :

$$\begin{aligned} 0 &= 4 \cdot c \cdot \frac{(L_0/2)^2}{2} - 4 \cdot c \cdot l_0 \cdot (L_0/2) + C_1 \\ C_1 &= 2 \cdot c \cdot l_0 \cdot L_0 - c \cdot L_0^2 / 2 \end{aligned}$$

Окончательно имеем:

$$a \cdot x' + k \cdot \frac{(x')^2}{2} = 4 \cdot c \cdot \frac{y^2}{2} - 4 \cdot c \cdot l_0 \cdot y + 2 \cdot c \cdot l_0 \cdot L_0 - c \cdot L_0^2 / 2$$

Вместо  $x'$  подставим  $x$  ( $x' = \sqrt{b^2 - (L_0/2 - d)^2} - \sqrt{b^2 - (y - d)^2} + x$ ). Имеем:

$$\begin{aligned} &a \cdot (\sqrt{b^2 - (L_0/2 - d)^2} - \sqrt{b^2 - (y - d)^2} + x) + \\ &k \cdot \frac{(\sqrt{b^2 - (L_0/2 - d)^2} - \sqrt{b^2 - (y - d)^2} + x)^2}{2} = \\ &= 4 \cdot c \cdot \frac{y^2}{2} - 4 \cdot c \cdot l_0 \cdot y + 2 \cdot c \cdot l_0 \cdot L_0 - c \cdot L_0^2 / 2 \end{aligned} \quad (9)$$

Теперь, задавая  $x$ , получим  $y$ . Аналитически решить уравнение (9) очень сложно, поэтому оно решалось численно.

Рассмотрим конкретный пример. Зададим значения параметров, входящих в уравнение (9):  $b = 0,15$  м;  $L_0 = 0,12$  м;  $d = 0,03$  м;  $a = 30$  Н;  $k = 20$  Н·с/м;  $c = 3000$  Н/м;  $l_0 = 0,098$  м. Решение уравнения (9)

находилось следующим образом. Задавалось значение  $x$  ( $0 \dots x_{\max}$ ), потом функция  $\psi$  (полученная из уравнения (10), с одной переменной  $y$ ) приравнивалась нулю:

$$\begin{aligned} \psi = & a \cdot (\sqrt{b^2 - (L_0/2 - d)^2} - \sqrt{b^2 - (y - d)^2} + x) + \\ & + k \cdot \frac{(\sqrt{b^2 - (L_0/2 - d)^2} - \sqrt{b^2 - (y - d)^2} + x)^2}{2} - \\ & - 4 \cdot c \cdot \frac{y^2}{2} + 4 \cdot c \cdot l_0 \cdot y - 2 \cdot c \cdot l_0 \cdot L_0 + c \cdot L_0^2 / 2 = 0. \end{aligned} \quad (10)$$

Решениями уравнения (10) могут быть, как и в ранее рассмотренных случаях, два значения  $y$  (рис. 8 – пересечения с осью абсцисс). Выпуклой форме направляющих соответствуют правые значения  $y$  (отмечено кружочками). Задача решена: в табличной форме можно получить зависимость  $y(x)$ .

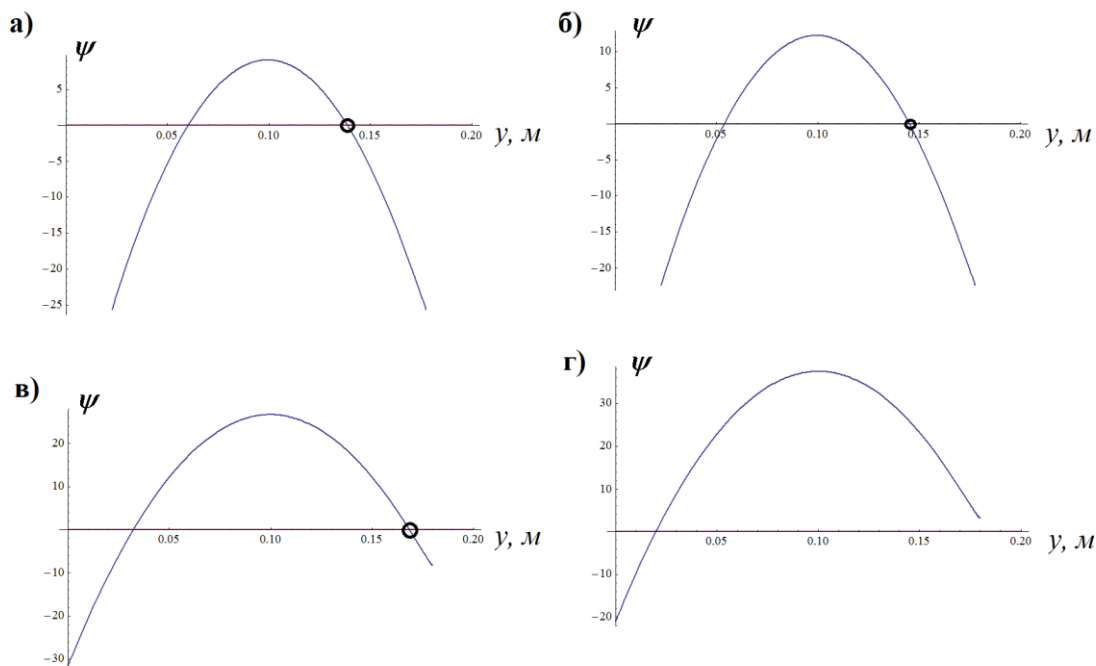


Рис. 8. Решения (отмечены кружочками) уравнения (9)  
а)  $x = 0$ ; б)  $x = 0,1$  м; в)  $x = 0,5$  м; г)  $x = 0,75$  м

Следует отметить, что при заданных параметрах, входящих в уравнения (9, 10), при увеличении  $x$  решение, соответствующее выпуклой форме направляющих (правое) исчезает (рис. 8, г, при  $x = 0,75$  м). Другое решение (левое) при этом остается.

## Выводы

Проведенные исследования позволяют сделать заключение о возможности применения виброзащитных систем с квазиулевым жесткостью на основе пружины, перемещающейся между двумя направляющими выпуклой формы перпендикулярно их оси (рис. 7) для виброзащиты рукоятки пневмомолотка.

## Литература

1. Вибрации в технике: справочник в 6-ти т. / Ред. В.Н. Челомей. М.: Машиностроение, 1978. - Т.4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э.Э. Лавендела. 1981. С. 509.
2. Алабужев П.М., Гритчин И.И. Виброзащитные системы с квазиулевым жесткостью; под ред. К.М. Рагульска. Л.: Машиностроение, 1986. С. 96.
3. Вибрации в технике: справочник в 6-ти т./ Под ред. В.Н. Челомей. М.: Машиностроение, 1978. - Т.2. Колебания нелинейных механических систем / Под ред. И.И. Блехмана. 1979. С. 351.
4. Зотов А.Н. Systems with quasi-zero-stiffness characteristic / А.Н. Зотов // Proceedings. IPACS Open Access Electronic Library, OPEN LIBRARY, 6<sup>th</sup> EUROMECH Nonlinear Dynamics Conference, ENOC 2008.
5. Зотов А.Н. Динамика виброзащитных систем нефтепромышленного оборудования с использованием эффекта квазиулевым жесткости: дисс... докт. техн. наук. Уфа, 2010. С. 352.

## VIBROPROTECTIVE HANDGRIP OF PNEUMATIC CHIPPER WITH QUASI-ZERO STIFFNESS

Valeev A. R., Ismagilov M. R., Zotov A. N., Rizvanov R. G.h

*FSBEI Ufa state petroleum technical university  
e-mail: a-zot2@yandex.ru*

**Abstract.** *The idea of vibration protection handle pneumatic hammer using systems with quasi-zero stiffness based on the elastic element that moves between the two guide of the designed forms is proposed. A spring obeying Hooke's law as the elastic element is considered. Guards are made concave, that eliminates spring bending and provides a constant spring tension.*

**Keywords:** *Systems with quasi-zero stiffness, pneumatic chipper, impacts, oscillations, Raynaud's phenomenon*

### REFERENCES

1. Vibration in Engineering: A Guide to 6 tons / Red. VN Chelomei. Mashinostroenie, 1978. - R.4. Vibration processes and machines / Ed. EE Lavendel. 1981. S. 509.
2. Alabuzhev PM, Gritchin II Vibration protection system with quasi-zero stiffness, ed. KM Ragulskisa. Mashinostroenie, Leningrad, 1986. S. 96.
3. Vibration in Engineering: A Guide to 6 tons / Ed. VN Chelomei. Mashinostroenie, 1978. - V.2. Nonlinear vibrations of mechanical systems / ed. II Blekhman. 1979. S. 51.
4. Zotov AN Systems with quasi-zero-stiffness characteristic / AN Zotov / / Proceedings. IPACS Open Access Electronic Library, OPEN LIBRARY, 6th EUROMECH Nonlinear Dynamics Conference, ENOC 2008.
5. Zotov AN Dynamics vibroprotection systems oilfield equipment using the effect of quasi-zero stiffness: diss ... Doctor. tech. Science. Ufa, 2010. S. 352.