

КОЭФФИЦИЕНТ ГАШЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ РУКОЯТКИ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО КЛЕПАЛЬНОГО МОЛОТКА С КОМПЕНСАЦИЕЙ ЖЕСТКОСТИ ОСНОВНОГО УПРУГОГО ЭЛЕМЕНТА

С. П. Глушков¹, Ю. А. Пудовкин²

¹Сибирский государственный университет путей сообщения, 630049, ул. Д. Ковальчук, д. 191, Новосибирск, Россия

²Сибирский государственный университет путей сообщения, 630049, ул. Д. Ковальчук, д. 191, Новосибирск, Россия

Аннотация. Снижение риска профессиональных заболеваний рабочих – одна из главных задач производственной санитарии. Одной из приоритетных задач охраны труда на предприятии является снижение вибрации ручного инструмента. Компенсация жесткости основного упругого элемента пневматического молотка – один из эффективных способов снижения колебаний рукоятки.

Статья посвящена расчету коэффициента виброзащиты пневматического молотка. Исследовано влияние параметров виброзащитного устройства на величину амплитуды в относительном перемещении. Приведена формула для определения абсолютного значения амплитуды колебаний. Показан расчет и приведено сравнение коэффициентов гашения колебаний в корректирующем устройстве при различных значениях силы трения и, соответственно при различных положениях корректирующего устройства на эллипсоидной поверхности. Исследовано влияние величины усилия нажатия, а также величины суммарной жесткости основного и компенсирующего упругих элементов на виброзащитные свойства рукоятки.

Ключевые слова: коэффициент гашения колебаний, компенсация жесткости, виброизоляция, колебания, клепальный молоток.

Целью исследования является определение коэффициентов виброзащиты при различных положениях компенсирующего элемента виброизолирующего механизма.

Принципиальная схема (рисунок 1) представляет собой пассивную виброзащитную систему с одной степенью свободы. Здесь положение объекта (рукоятки 5 с массой m) относительно основания (промежуточного звена 1) определяется относительной координатой U . Начало отсчета выбирается в положении статического равновесия.

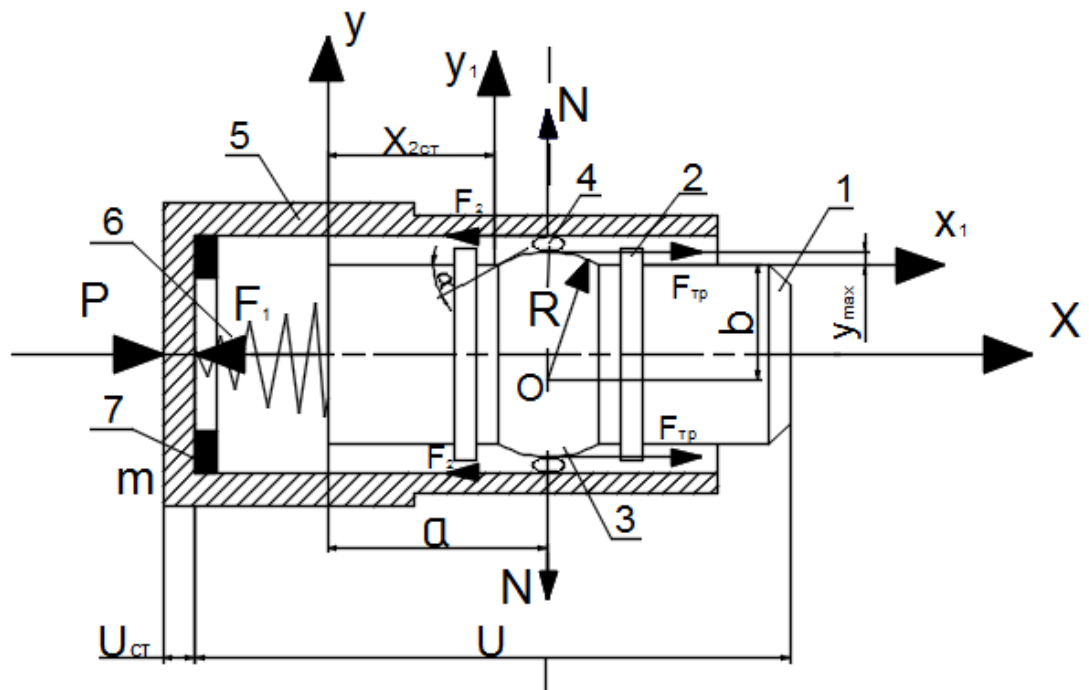


Рисунок 1 – принципиальная схема пневмопружиной системы виброзащиты клепального молотка

1 – промежуточное звено воздухораспределительного ударного механизма, 2 – ограничитель перемещения компенсирующего элемента, 3 – выпуклая эллипсоидная поверхность, 4 – компенсирующий элемент (цилиндрическая винтовая пружина), 5 – рукоятка, 6 – основной упругий элемент, 7 – амортизатор

На рисунке 1 изображены силы, действующие на рукоятку массой m :

P – сила нажатия;

F_1 – сила упругости основного упругого элемента;

N – сила упругости компенсирующего элемента;

$F_{тр}$ – диссипативная сила;

$f(t)$ – закон движения корпуса;

R – радиус профиля эллипсоидной поверхности;

b – расстояние от начала координат выпуклой эллипсоидной поверхности до центра радиуса R ;

a – расстояние от начала координат до центра радиуса R ;

$x_{2ст}$ —статическое положение витка пружины на эллипсоидной поверхности относительно начала координат.

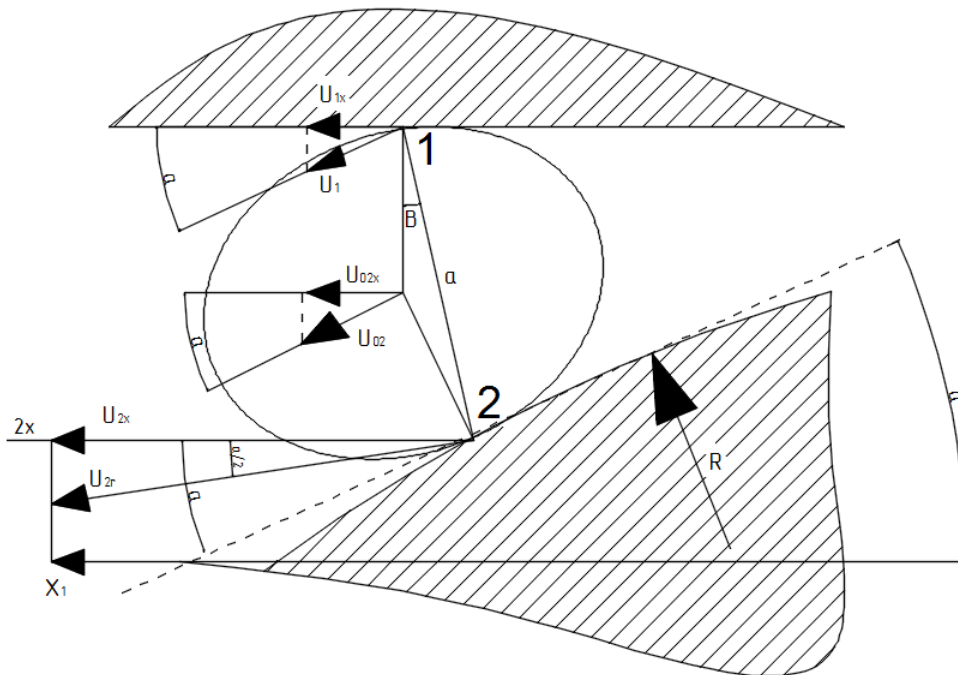


Рисунок 2 – Кинематическая схема взаимодействия витка пружины с эллипсоидной поверхностью и внутренней поверхностью рукоятки.

$$m\ddot{U} + (c_k + c_{\pi})U + (-2k_0Rc_1)\text{sign}\dot{u} = Q_0 \sin \omega t. \quad (1)$$

Уравнение (1) – стандартное уравнение с сухим трением в относительном перемещении. Решение подобного уравнения методом гармонического баланса для амплитуды и фазового сдвига показано в [1, стр. 47], [2, стр.91-93] путем линеаризации уравнения методом замены сухого трения вязким.

В ранее опубликованной статье [3] было выведено выражение для амплитуды вынужденных колебаний рукоятки

$$A = \frac{z_0 \sqrt{1 - \left(\frac{-8k_0Rc_k}{\pi m z_0 \omega^2}\right)^2}}{\frac{c_k + c_{\pi}}{\omega^2 m} - 1} + \frac{(x_{2cm} - a) \left[\left(1 - \frac{b}{\sqrt{R^2 - (x_{2cm} - a)^2}}\right)^{\frac{2}{k}} + 2c_k \right]}{c_k + c_{\pi}}, \quad (2)$$

где z_0 - амплитуда колебаний бойка.

k_0 – коэффициент трения качения

m – масса бойка

k – жёсткость витка поперечно нагруженной цилиндрической пружины.

c_{Π} - жесткость основного упругого элемента

c_k - жесткость компенсирующего упругого элемента

В выражении (2) для амплитуды A вынужденных колебаний рукоятки в относительном перемещении левая часть суммы представляет динамическое отклонение, а правая – статическое отклонение.

Исследование влияния параметров виброзащитного устройства на величину амплитуды в относительном перемещении

Из уравнения (2) видно, что динамическое отклонение имеет действительное значение лишь при условии

$$\frac{-8k_0 R c_k}{\pi m z_0 \omega^2} < 1$$

Величина $-8k_0 R c_k = F_{\text{тр}}$ представляет величину силы трения корректирующего устройства, как видно из уравнения вынужденных колебаний (1). При достижении силы трения $F_{\text{тр}}$ значения $\frac{\pi m z_0 \omega^2}{4}$ защитная масса (масса рукоятки) начинает колебаться с относительной амплитудой, приближающейся к значению статического отклонения, а при нулевом статическом отклонении относительная амплитуда A равна 0. Иначе говоря, при значении $F_{\text{тр}}$ величины $\frac{\pi m z_0 \omega^2}{4}$ рукоятка (защищаемая масса) «запирается» и начинает колебаться вместе с корпусом, и поэтому виброзащита не обеспечивается.

Отсюда делается заключение, что для увеличения виброзащитных свойств нужно стремиться уменьшить значение величины $F_{\text{тр}}$ до минимума.

Очевидно уменьшить силу трения $F_{\text{тр}}$ можно за счет уменьшения коэффициента трения качения k_0 . Выражение (2) справедливо при значении $R^2 > (x_{2cm} - a)^2$, так как только в этом случае выражение под радикалом

статического члена имеет действительное значение. Величина под радикалом определяется по допускаемой амплитуде колебаний.

Определение абсолютной амплитуды колебаний рукоятки и исследование влияния параметров виброзащиты

Амплитуда A , определенная по выражению (2) – амплитуда относительного движения, совершающегося по закону $\sin(\omega t - \varphi)$, амплитуда z_0 - амплитуда переносного движения, совершающегося по закону $\sin \omega t$.

Таким образом, задача определения $A_{абс}$ абсолютной амплитуды колебаний рукоятки сводится к сложению двух гармонических колебаний одинаковой частоты, отличающихся амплитудами и начальными фазами. Задача определения $A_{абс}$ абсолютной амплитуды колебаний рукоятки может быть решена геометрическим способом определена из выражения:

$$A_{абс} = \sqrt{A^2 + z_0^2 + 2Az_0 \cos \varphi}, \quad (3)$$

Для определения $\cos \varphi$ преобразуем выражение для $\tan \varphi$ в вид:

$$\tan \varphi = \frac{\frac{-8k_0 R c_k}{\pi m z_0 \omega^2}}{\sqrt{1 - \left(\frac{-8k_0 R c_k}{\pi m z_0 \omega^2}\right)^2}} \operatorname{sign} \left(1 - \frac{\omega^2 m}{c_k + c_n} \right) \quad (4)$$

$$\cos \varphi = -\sqrt{1 - \left(\frac{-8k_0 R c_k}{\pi m z_0 \omega^2}\right)^2} \quad (5)$$

Знак минус перед радикалом взят потому, что при частоте 30 Гц, на которой работают пневматические молотки, $\frac{\omega^2 m}{c_k + c_n} \gg 1$ в выражении (4). Подставляя значение A из (1) и значение $\cos \varphi$ из (5) в выражение (3) получим после преобразований амплитуду $A_{абс}$ абсолютного перемещения рукоятки молотка вследствие колебания корпуса, совершающегося по закону $z_0 \sin \omega t$, при наличии трения, зависящего от положения витков пружины на эллипсоидной поверхности и наличии корректирующей упругой силы,

зависящей также от положения витков пружины на эллипсоидной поверхности.

$$A_{abc} = \sqrt{\left(\frac{z_0}{1 - \frac{\omega^2 m}{c_k + c_{\Pi}}}\right)^2 \left\{ \left(\frac{-8k_0 R c_K}{\pi m z_0 \omega^2}\right)^2 \left(\frac{\omega^2 m}{c_k + c_{\Pi}}\right) \left(\frac{\omega^2 m}{c_k + c_{\Pi}} - 2\right) + 1 \right\} + \frac{l}{c_k + c_{\Pi}} \left(\frac{l}{c_k + c_{\Pi}} + 2z_0 \sqrt{1 - \left(\frac{-8k_0 R c_K}{\pi m z_0 \omega^2}\right)^2 \left[\frac{1}{1 - \frac{c_k + c_{\Pi}}{\omega^2 m}} - 1 \right]} \right)}, \quad (6)$$

$$\text{где } l = (x_{2cm} - a) \left[\left(1 - \frac{b}{\sqrt{R^2 - (x_{2cm} - a)^2}}\right) \frac{2}{k} + 2c_K \right] \quad (7)$$

Анализируя выражение (6) видим, что при $x_{2cm} = a$, то есть при положении центра колебаний витка пружины на вершине эллипсоидной поверхности, правый член подкоренного выражения равен нулю. Заметим, что этот частный случай совпадает с общим решением, сделанным Е.В. Александровым и Е. Я. Студниц [4] для линейной виброзащитной системы с сухим трением, и с решением Д. С. Бржезинского [5] для линейной части нелинейной характеристики. Таким образом, при $x_{2cm} = a$ величина A_{abc} принимает наименьшее значение. Все выводы, сделанные в [4], [5], справедливы и для приведенного частного случая: снижение трения ($F_{\text{тр}} = -8k_0 R c_K$) и общей жесткости $c_k + c_{\Pi}$ улучшает виброзащитные свойства.

Из выражения (6) видно, что обеспечивая колебания витков пружины на вершине эллипсоидной поверхности можно получить наилучшую виброзащиту, так как для этого случая $x_{2cm} - a = 0$. Анализируя далее выражение (6), когда $x_{2cm} \neq a$ замечаем, что уменьшение жесткости $c_k + c_{\Pi}$ до нулевой не уменьшает амплитуду абсолютных колебаний рукоятки, а даже увеличивает, так как правое слагаемое выражения (6) растет. Поэтому определим наилучшее значение общей жесткости $c_k + c_{\Pi}$.

Определение наилучшей жёсткости для случая $x_{2cm} \neq a$ из выражения (3) представляет некоторые затруднения, так как уравнение для определения наилучшей жесткости $c_k + c_{\Pi}$ получается многостепенным. Для упрощения решения этой задачи, учитывая малые значения $F_{\text{тр}}$ в пневмопружиной

системе виброзащиты, приближенное значение наилучшей жёсткости определяем из (3). Приравнявая угол сдвига фаз к 180° , получим из (3):

$$A_{abc} = A - z_0, \quad (8)$$

Обозначая в выражении для относительной амплитуды (2):

$$C = c_k + c_n \quad (9)$$

$$B = z_0 \sqrt{1 - \left(\frac{-8k_0 R c_k}{\pi m z_0 \omega^2} \right)^2} \quad (10)$$

С учетом (7), получим:

$$A_{abc} = \frac{B}{1 - \frac{C}{\omega^2 m}} + \frac{l}{C} - z_0, \quad (11)$$

Для определения экстремальных значений жесткости C возьмем в выражении (11) первую производную по жёсткости от A по C в промежутке от 0 до $\omega^2 m$ и приравнявая нулю, получим

$$C_{\text{экстр}} = \frac{\omega^2 m \sqrt{B l \omega^2 m - l}}{B \omega^2 m - l} \quad (12)$$

Подставляя в (12) значения (7), (9), (10), (11) определим экстремальное значение для жесткости $C_{\text{экстр}}$. Исследуя производную от A_{abc} по $c_k + c_n$, делаем заключение, что при знаке $+$ перед радикалом в выражении (12) имеем минимум функции. Значит, наименьшее значение амплитуды A_{abc} будет при положительном значении жёсткости для случая $x_{2cm} \neq a$. При значении $x_{2cm} \neq a$, $l = 0$. (при колебании витков пружины около вершины эллипсоидной поверхности) из выражения (12) делаем вывод, что наилучшей жесткостью является нулевая, поэтому нужно стремиться величину l выбирать наименьшей, то есть уменьшить $x_{2cm} - a$ или увеличить R .

Влияние знака общей жесткости $c_k + c_n$ на устойчивость колебательного движения.

Устойчивость колебательного движения проверяется по дифференциальному уравнению вынужденных колебаний. При отрицательной общей жесткости $c_k + c_n$ решение будет неустойчиво [6].

Коэффициент гашения колебаний

Выражения (7) и (8) показывают, что при

$$\begin{aligned} -2k_0 R c_k &= \frac{\pi m z_0 \omega^2}{4}, x_{2cm} - a = 0 \\ A_{abc} &= z_0 \end{aligned} \quad (13)$$

Введя обозначение коэффициента гашения колебаний $\delta = \frac{z_0}{A_{abc}}$, определим его для различных случаев:

1. При $-2k_0 R c_k = 0, x_{2cm} - a = 0$

$$\delta_1 = \frac{\omega^2 m}{c_k + c_{\Pi}} - 1 \quad (14)$$

2. При $-2k_0 R c_k = \frac{\pi m z_0 \omega^2}{4}, x_{2cm} = 0$

$$\delta_2 = l \quad (15)$$

Выражения (13) и (15) показывают, что при достижении $-2k_0 R c_k$, характеризующего силу трения, значения $\frac{\pi m z_0 \omega^2}{4}$ защитная масса начинает колебаться с амплитудой, равной амплитуде колебания корпуса или иначе говоря перестает выполнять функцию виброзащиты.

3. При значении силы трения $0 \leq -2k_0 R c_k \leq \frac{\pi m z_0 \omega^2}{4}$ и при $x_{2cm} - a = 0$ коэффициент гашения колебаний δ_3 будет лежать в областях

$$\delta_2 \leq \delta_3 \leq \delta_1$$

$$\text{то есть } l \leq \delta_3 \leq \frac{\omega^2 m}{c_k + c_{\Pi}} - 1$$

Величина δ_3 определяется из выражения:

$$\delta_3 = \frac{\frac{\omega^2 m}{c_k + c_{\Pi}} - 1}{\sqrt{\left(\frac{-8k_0 R c_k}{\pi m z_0 \omega^2}\right)^2 \left(\frac{\omega^2 m}{c_k + c_{\Pi}}\right) \left(\frac{\omega^2 m}{c_k + c_{\Pi}} - 2\right) + 1}} \quad (16)$$

Анализ зависимости (16) показывает, что при прочих равных условиях, значения δ_3 возрастают с уменьшением общей жесткости $c_k + c_{\Pi}$ до нуля. Однако для этого случая коэффициент гашения колебаний имеет предел. Действительно, при $\frac{\omega^2 m}{c_k + c_{\Pi}} \gg 2$ коэффициент гашения колебаний δ_3 может быть определен выражением

$$\delta_3 = \frac{\pi m \omega^2}{8k_0 R c_K} \quad (17)$$

Иначе говоря, для этого случая коэффициент гашения колебаний не может превысить величины, определяемой из выражения (17)

И так, при $-2k_0 R c_K \neq 0$, $x_{2cm} - a = 0$

$$\delta_3 \leq \frac{\pi m \omega^2}{8k_0 R c_K}$$

4. При значении силы трения $0 \leq -2k_0 R c_K \leq \frac{\pi m z_0 \omega^2}{4}$ и при $x_{2cm} - a \neq 0$ коэффициент гашения колебаний δ_4 будет лежать в областях $\delta_3 \leq \delta_4 \leq \delta_1$

То есть

$$\frac{\frac{\omega^2 m}{c_K + c_{\Pi}} - 1}{\sqrt{\left(\frac{-8k_0 R c_K}{\pi m z_0 \omega^2}\right)^2 \left(\frac{\omega^2 m}{c_K + c_{\Pi}}\right) \left(\frac{\omega^2 m}{c_K + c_{\Pi}} - 2\right) + 1}} \leq \delta_4 \leq \frac{\omega^2 m}{c_K + c_{\Pi}} \quad (18)$$

А его величина определяется из выражения:

$$\delta_4 = \frac{z_0}{A_{abc}} \quad (19)$$

где A_{abc} выражается через (6) и (7)

Анализ зависимости (19) показывает, что при прочих равных условиях значения δ_4 возрастают с уменьшением общей жесткости $c_K + c_{\Pi}$, до значения общей положительной жесткости, определяемой из выражения (12), и коэффициент гашения колебаний δ_4 имеет предел. При $\frac{\omega^2 m}{c_K + c_{\Pi}} \gg 2$ коэффициент гашения колебаний может быть определен

$$\delta_4 = \frac{z_0}{\sqrt{z_0^2 \left(\frac{-8k_0 R c_K}{\pi m z_0 \omega^2}\right)^2 + \left(\frac{l}{c_K + c_{\Pi}}\right)^2}} \quad (20)$$

Для этого случая коэффициент гашения колебаний не может превысить величины, определяемой из выражения (20). Для четвертого случая при $0 \leq -2k_0 R c_K \leq \frac{\pi m z_0 \omega^2}{4}$ и при $x_{2cm} - a \neq 0$

$$\delta_4 \leq \frac{z_0}{\sqrt{z_0^2 \left(\frac{-8k_0 R c_K}{\pi m z_0 \omega^2}\right)^2 + \left(\frac{l}{c_K + c_{\Pi}}\right)^2}} \quad (21)$$

5. При значении силы трения $-2k_0 R c_k \approx 0$ и при $x_{2cm} - a \neq 0$ коэффициент гашения колебаний δ_5 будет лежать в областях

$$\delta_4 \leq \delta_5 \leq \delta_1$$

а его величина определяется из выражения

$$\delta_5 = \frac{z_0}{\sqrt{\left(\frac{z_0}{1 - \frac{\omega^2 m}{c_k + c_{\Pi}}}\right)^2 + \frac{l}{c_k + c_{\Pi}} \left(\frac{l}{c_k + c_{\Pi}} + 2z_0 \left(\frac{1}{1 - \frac{c_k + c_{\Pi}}{\omega^2 m}} - 1\right)\right)}} \quad (22)$$

Также, как и для четвертого случая, значения коэффициента гашения δ_5 возрастают с уменьшением общей жесткости $c_k + c_{\Pi}$ до значения общей положительной жесткости, определяемой по выражению (12). Для пятого случая коэффициент гашения колебаний δ_5 имеет предел. При $\frac{\omega^2 m}{c_k + c_{\Pi}} \gg 2$ коэффициент гашения колебаний может быть определен выражением:

$$\delta_5 = \frac{z_0}{\sqrt{\left(\frac{z_0(c_k + c_{\Pi})}{\omega^2 m}\right)^2 + \left(\frac{l}{c_k + c_{\Pi}}\right)^2}} \quad (23)$$

Таким образом, для пятого случая при $-2k_0 R c_k \approx 0$ и при $x_{2cm} - a \neq 0$

$$\delta_5 = \frac{z_0}{\sqrt{\left(\frac{z_0(c_k + c_{\Pi})}{\omega^2 m}\right)^2 + \left(\frac{l}{c_k + c_{\Pi}}\right)^2}} \quad (24)$$

6. Определим коэффициент гашения колебаний, когда отрицательная жесткость $c_k = 0$. Это соответствует моменту скатывания витка пружины с эллипсоидной поверхности, а следовательно, прекращению работы корректирующего устройства. Для этого случая в уравнении (6) для амплитуды абсолютных колебаний будет отсутствовать правый многочлен и величина трения не будет зависеть от радиуса профиля эллипсоидной поверхности R и от величины отрицательной жесткости c_k . Назовем для этого случая величину силы трения $N_{\text{тр}}$. Тогда при $0 \leq N_{\text{тр}} \leq \frac{\pi m z_0 \omega^2}{4}$ коэффициент гашения колебаний определяется из выражения

$$\delta_6 = \frac{\frac{\omega^2 m}{c_{\Pi}} - 1}{\sqrt{\left(\frac{4N_{\text{тр}}}{\pi m z_0 \omega^2}\right)^2 \left(\frac{\omega^2 m}{c_{\Pi}}\right) \left(\frac{\omega^2 m}{c_{\Pi}} - 2\right) + 1}} \quad (25)$$

И совпадает с коэффициентом гашения, определенным для линейной пружины в работе [4].

Таблица 1 – Значения коэффициента гашения колебаний δ при различных значениях силы трения $F_{\text{тр}} = -2k_0 R c_{\text{к}}$.

№ п/п	Значение силы трения $-2k_0 R c_{\text{к}}$	$x_{2cm} - a$	Область значений δ	Коэффициент гашения колебаний δ
1	$-2k_0 R c_{\text{к}} = 0$	$x_{2cm} = 0$	$\delta_1 = \frac{\omega^2 m}{c_k + c_{\Pi}} - 1$	$\delta_1 = \frac{\omega^2 m}{c_k + c_{\Pi}} - 1$
2	$-2k_0 R c_{\text{к}} = \frac{\pi m z_0 \omega^2}{4}$	$x_{2cm} =$	$\delta_2 = l$	$\delta_2 = (x_{2cm} - a) \left[\left(1 - \frac{b}{\sqrt{R^2 - (x_{2cm} - a)^2}} \right) \frac{2}{k} + 2c_{\text{к}} \right]$
3	$0 \leq -2k_0 R c_{\text{к}} \leq \frac{\pi m z_0 \omega^2}{4}$	$x_{2cm} = 0$	$\delta_2 \leq \delta_3 \leq \delta_1$ $\delta_2 \leq \delta_3 \leq \frac{\omega^2 m}{c_k + c_{\Pi}} - 1$	$\delta_3 = \frac{\frac{\omega^2 m}{c_k + c_{\Pi}} - 1}{\sqrt{\left(\frac{-8k_0 R c_{\text{к}}}{\pi m z_0 \omega^2}\right)^2 \left(\frac{\omega^2 m}{c_k + c_{\Pi}}\right) \left(\frac{\omega^2 m}{c_k + c_{\Pi}} - 2\right) + 1}}$
4	$0 \leq -2k_0 R c_{\text{к}} \leq \frac{\pi m z_0 \omega^2}{4}$	$x_{2cm} \neq 0$	$\delta_3 \leq \delta_4 \leq \delta_1$	$\delta_4 = \frac{z_0}{\sqrt{z_0^2 \left(\frac{-8k_0 R c_{\text{к}}}{\pi m z_0 \omega^2}\right)^2 + \left(\frac{l}{c_k + c_{\Pi}}\right)^2}}$
5	$-2k_0 R c_{\text{к}} \approx 0$	$x_{2cm} \neq 0$	$\delta_4 \leq \delta_5 \leq \delta_1$	$\delta_5 = \frac{z_0}{\sqrt{\left(\frac{z_0}{1 - \frac{\omega^2 m}{c_k + c_{\Pi}}}\right)^2 + \frac{l}{c_k + c_{\Pi}} \left(\frac{l}{c_k + c_{\Pi}} + 2z_0 \left(\frac{1}{1 - \frac{c_k + c_{\Pi}}{\omega^2 m}} - 1\right)\right)}}$
6	$0 \leq N_{\text{тр}} \leq \frac{\pi m z_0 \omega^2}{4}$	-	$1 \leq \delta_6 \leq \delta_3$	$\delta_6 = \frac{\frac{\omega^2 m}{c_{\Pi}} - 1}{\sqrt{\left(\frac{4N_{\text{тр}}}{\pi m z_0 \omega^2}\right)^2 \left(\frac{\omega^2 m}{c_{\Pi}}\right) \left(\frac{\omega^2 m}{c_{\Pi}} - 2\right) + 1}}$

Анализируя выражение (25) делаем вывод, что при отключении корректирующего устройства можно обеспечить гашение колебаний при подборе величины положительной жесткости. Сравнивая отношения коэффициентов гашения колебаний $\delta_3(16)$ и $\delta_6(25)$ при $N_{тр} = -2k_0Rc_k$, и учитывая при этом, что $N_{тр}, -2k_0Rc_k$ величины малые

$$\frac{\delta_3}{\delta_6} = \frac{\frac{\omega^2 m}{c_k + c_n} - 1}{\frac{\omega^2 m}{c_n} - 1} \quad (26)$$

Учитывая, что $c_k + c_n < c_n$, имеем

$$\frac{\delta_3}{\delta_6} > 1 \quad (27)$$

По выражению (26) можно заключить, что виброзащитное устройство с компенсацией жесткости основного упругого элемента эффективнее виброзащитного устройства, имеющего пружину с линейной жесткостью c_n .

Влияние на виброзащитные свойства изменения силы нажатия

Анализируя выражение (6) для амплитуды абсолютных колебаний $A_{абс}$, приходим к выводу, что величина нажимного усилия P не влияет явно на величину $A_{абс}$. Поэтому делаем вывод, что настройка на необходимое нажимное усилие в исследуемом виброзащитном устройстве осуществляется. Однако, при определении величины абсолютных колебаний нужно учитывать влияние величины силы нажатия P на величину приведенной массы рукоятки. Опытным путем [4] установлено, что при охвате рукоятки рукой амплитуда снижается. Так как величина приведенной массы рукоятки $m_{пр}$ больше массы рукоятки m , из уравнения (6) следует, что при учете влияния силы нажатия P на величину приведенной массы, абсолютное отклонение $A_{абс}$ уменьшается. Методика определения приведенной массы руки разработана Е. В. Александровым и Е. Я. Студниц [4], принимается $m_{пр} = 1,8$, при усилии нажатия на рукоятку около 200 Н. Для усилия нажатия около 70 Н: $m_{пр} = 0,6$ кг.

Влияние величины жесткости $c_k + c_n$ на виброзащитные свойства

Как было показано в выражениях (16), (17) при стремлении общей жесткости к нулю для случая, когда упругие тела качения колеблются около вершины эллипсоидной поверхности, получается наибольший коэффициент виброзащиты:

$$\delta_3 \leq \frac{\pi m \omega^2}{8k_0 R c_k}$$

Выражение (12) показывает, что при уменьшении l уменьшается и необходимая жесткость. Поэтому для уменьшения коэффициента виброзащиты нужно задавать меньшие значения l . Так как величина l зависит (7) от положения центра колебаний витков пружины на вершине эллипсоидной поверхности $(x_{2cm} - a)$ и величины радиуса профиля эллипсоидной поверхности R , то подбирая их значения, можно получить наибольший коэффициент виброзащиты при малой величине l .

Влияние положения центра колебаний витков пружины на вершине эллипсоидной поверхности.

Из выражений (6) и (7) видно, что при $x_{2cm} < a$, то есть при отклонении центра колебаний витков пружины от вершины эллипсоидной поверхности, амплитуда абсолютных колебаний увеличивается. Поэтому коэффициент виброзащиты зависит от опыта оператора.

Из предыдущего анализа следует, что можно подобрать такое значение $(x_{2cm} - a)$, приемлемое для практики, при котором коэффициент виброзащиты не будет превышать допустимой величины, и отклонение центра колебаний витков пружины от вершины эллипсоидной поверхности не будет сильно отражаться на виброзащитных свойствах.

Эффективность корректирующего устройства в сравнении с конической пружиной определяется из выражения (26):

$$\frac{\delta_3}{\delta_6} = \frac{\frac{\omega^2 m}{c_k + c_{\Pi}} - 1}{\frac{\omega^2 m}{c_{\Pi}} - 1} = 7,3$$

Из выражения для абсолютной амплитуды колебаний (6) следует, что при обеспечении положения центра колебаний витков пружины около вершины

эллипсоидной поверхности ($x_{2cm} - a = 0$) нулевая жесткость виброзащитного устройства будет наилучшей, а при колебании витков пружины на некотором расстоянии от вершины эллипсоидной поверхности наилучшей жесткостью будет малая положительная. Нужно стремиться к меньшему значению величины положительной жесткости, при одновременном уменьшении нелинейности корректирующего устройства.

Библиографический список

1. Бидерман В. Л. Прикладная теория механических колебаний. Москва: издательство «Высшая школа», 1972 – 408 с.
2. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле / Перевод с англ. Л.Г. Корнейчука; Под ред. Э.И. Григолюка - Москва, 1985. - 473 с.
3. Glushkov S. P., Pudovkin Y.A. Handle Oscillations of a Pneumatic Hammer with Zero-Hardness of a Basic Elastic Element// Advances in Intelligent Systems and Computing, VIII International Scientific Siberian Transport Forum. TransSiberia 2019, Volume 1 Volume 1115 (2020).
4. Александров Е. В., Студниц Е.Я. Основы расчета виброизолирующих устройств с упругой связью. Издательство института горного дела им. А. А. Скочинского, Москва, 1966. – 64 с.
5. Бржезинский Д. С. Исследование упругих систем постоянного усилия и их применение для виброизоляции машин ударного действия [Текст] : Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Новосибирский электротехнический институт. - Новосибирск: [б. и.], 1969. - 23 с.
6. Пановко Я. Г., Губанова И .И. Устойчивость и колебания упругих систем. Современные концепции, парадоксы и ошибки. Москва, 1987. – 352 с.

THE VIBRATION DAMPING COEFFICIENT OF THE OF A PNEUMATIC RIVETING HAMMER'S HANDLE WITH COMPENSATION OF THE MAIN ELASTIC ELEMENT'S STIFFNESS

S.P.Glushkov¹, Y.A.Pudovkin²

¹Siberian Transport University, 630049, 191 D. Kovalchuk st., Novosibirsk, Russia

²Siberian Transport University, 630049, 191 D. Kovalchuk st., Novosibirsk, Russia

Annotation. Reducing the risk of occupational diseases of workers is one of the main tasks of industrial sanitation. One of the priority tasks of labor protection at the enterprise is to reduce the vibration of hand tools. Compensating the stiffness of the main elastic element of a pneumatic hammer is one of the most effective ways to reduce the vibrations of the handle.

The article is devoted to the calculation of the vibration protection coefficient of a pneumatic hammer. The influence of vibration protection device parameters on the magnitude of the amplitude in relative displacement is studied. The formula for determining the absolute value of the oscillation amplitude is given. The calculation and comparison of vibration damping coefficients in the correction device for different values of the friction force and, respectively, for different positions of the correction device on an ellipsoid surface are shown. The influence of the value of the pressing force, as well as the value of the total stiffness of the main and compensating elastic elements on the vibration-proof properties of the handle is studied.

Keywords: vibration damping coefficient, stiffness compensation, vibration isolation, vibrations, riveting hammer.