

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

УДК [62–567.2/.752.2:621.891]

Л. Н. БОНДАРЕНКО¹, С. А. ЯКОВЛЕВ^{2*}, И. Е. КРАМАР³, А. И. ШАПТАЛА⁴

¹Каф. «Прикладная механика», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта им. акад. В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днепропетровск, Украина, 49010, тел. +38 (056) 793 19 19, эл. почта kvp@dsst.gov.ua, ORCID 0000-0000-0001-6602-2745

^{2*}Каф. «Военная подготовка специалистов Государственной специальной службы транспорта», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта им. акад. В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днепропетровск, Украина, 49010, тел. +38 (056) 793 19 19, эл. почта sergei_jak@mail.ru, ORCID 0000-0002-6431-4303

³Каф. «Военная подготовка специалистов Государственной специальной службы транспорта», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта им. акад. В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днепропетровск, Украина, 49010, тел. +38 (056) 793 19 19, эл. почта kramar06@mail.ru, ORCID 0000-0002-8159-209X

⁴Каф. «Военная подготовка специалистов Государственной специальной службы транспорта», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта им. акад. В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днепропетровск, Украина, 49010, тел. +38 (056) 793 19 19, эл. почта shaptala100@mail.ru, ORCID 0000-0003-1675-1450

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ ТРЕНИЕМ КАЧЕНИЯ

Цель. В вопросах гашения колебаний существует ряд нерешенных проблем – отсутствие инженерных расчетов для гасителей колебания трением качения, отсутствие доказательств целесообразности их применения. Учитывая данный факт, авторы предполагают доказать, что гасители колебаний, основанные на трении качения, являются близкими по темпу затухания колебаний гидравлическим амортизаторам. В то же время они значительно проще гидравлических по конструкции, а в эксплуатации легко поддаются регулировке, как в автоматическом, так и в ручном режимах. **Методика.** Фиксированная совокупность приемов практической деятельности по определению амплитуд колебаний амортизаторов привела к заранее определенному результату. Это позволило применить эту теорию при расчете других гасителей колебаний. **Результаты.** Анализ полученных формул и графиков позволяет сделать следующие выводы и предложения: 1) характер затухания колебаний при гасителях колебаний трением качения близок к их затуханию при вязком сопротивлении; 2) при проведении необходимых экспериментов амортизаторы качения могут быть рекомендованы как альтернатива гидравлическим. Результаты исследований данной задачи позволят ввести новые направления в расчет уменьшения динамических нагрузок в машинах. **Научная новизна.** С помощью теоретических предпосылок для определения коэффициентов трения качения получены зависимости определения амплитуд колебаний при вертикальном перемещении груза. При этом ранее предложенная аналитическая зависимость для определения коэффициента трения качения содержит только общепринятые механические константы контактируемых тел и их геометрические размеры. **Практическая значимость.** В связи с имеющимися общеизвестными недостатками гидравлических амортизаторов логичным было бы применять технологически удобные в изготовлении и простые в регулировке темпа затухания амортизаторы. Предложенная теория может быть использована при проектировании амортизаторов качения как альтернатива гидравлическим амортизаторам машин.

Ключевые слова: колебания; затухание; стержень; трение; гашение; качение; амортизаторы

Введение

Рассмотрим гашения колебаний сосредоточенных масс стержней с помощью трения качения. В машинах в качестве гасителей колебания чаще всего принимаются гидравлические амортизаторы. Считается, что в машинах они наиболее удачно определяют темп затухания колебаний. Это же относится и к гашению колебаний балок.

Однако, необходимо учесть, что эти амортизаторы имеют, по крайней мере, два существенных недостатка: первый – сложность в изготовлении, требования к высокой культуре производства и высокой квалификации рабочих; второй – сложность регулирования темпа затуханий с изменением, например, характера дорожного покрытия.

Анализ последних исследований и публикаций. В связи с указанными недостатками гидравлических амортизаторов логичным было бы использовать технологически удобные в изготовлении и простые в регулировке темпа затухания гасители колебания амортизаторов трением качения. В данной статье сделана попытка доказать, что гасителей колебаний, основанные на трении качения, является близким по темпу затухания колебаний. В то же время они значительно проще гидравлических по конструкции, а в эксплуатации легко поддающиеся регулировке, как в автоматическом так и ручном режиме, в чем легко будет убедиться на представленных ниже схемах.

Однако примечание гасителей с качением было ограничено, по крайней мере, двумя причинами: 1) ошибочное доказательство Рейнольдса [1] о том, что причиной сопротивления качения является трение скольжения в месте контакта; 2) отсутствие инженерной зависимости для определения сопротивления качению.

Ошибка Рейнольдса была доказана только через 90 лет Мэйем [2], который доказал, что скольжение играет незначительную роль в сопротивлении качения. Такое долгое властвование теории скольжения при качении было связано, прежде всего с тем, что опровергнуть ее не позволял авторитет в научном мире самого Рейнольдса и Англии в целом. Если причина в скольжении, то считалось, что попадание масла в такой амортизатор приведет почти к полному отсутствию сопротивления. Формулы по определению сопротивления качению, полученные многочисленными авторами, как правило, содержат

экспериментальные коэффициенты, определение которых требовало больше средств и времени, чем определение самого сопротивления экспериментально.

Наиболее удачно, на наш взгляд, предложена формула по определению коэффициента трения качения в работе [3]. Однако она содержит коэффициент гистерезисных потерь, несовпадающий с его величиной при растяжении-сжатии и зависящий от значительного количества факторов (нагрузки, модуля упругости, коэффициента Пуассона). Описанный в [4] способ его экспериментального определения требует тонкого физического эксперимента и вызывает чисто субъективное недоверие, поскольку сжатие заменено кручением.

В [5] предложена аналитическая зависимость для определения коэффициента трения качения, которая содержит только общепринятые механические константы контактируемых тел и геометрические размеры.

К нерешенным частям проблемы необходимо отнести: а) отсутствие инженерных расчетов для гасителей колебания трением качения; б) отсутствие доказательства целесообразности их применения.

Цель

Цель статьи – расчет гасителей колебаний амортизаторов и колебания балок, доказать их идентичность гидравлическим.

Методика

Методика определения амплитуд колебаний амортизаторов позволит применить эту теорию при расчете других гасителей колебаний.

Результаты

Рассмотрим несколько задач на влияние сил сопротивления качению при свободных колебаниях тел с сосредоточенными массами. Силы сопротивления качению относятся к неупругим сопротивлениям и их общим свойством является связь со знаком скорости: они всегда направлены против движения, т.е. в любое мгновение времени имеют знак, противоположный знаку скорости. Поэтому положительными будем считать силы, действующие против положительного направления осей.

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Силы трения качения относятся к колебаниям при сухом трении [6], поскольку сила сопротивления направлена противоположно скорости.

1. Ввиду большого разнообразия возможных схем амортизаторов, рассмотрим одну из простейших схем, которая позволяет наиболее просто проследить математическую сторону задания (рис. 1).

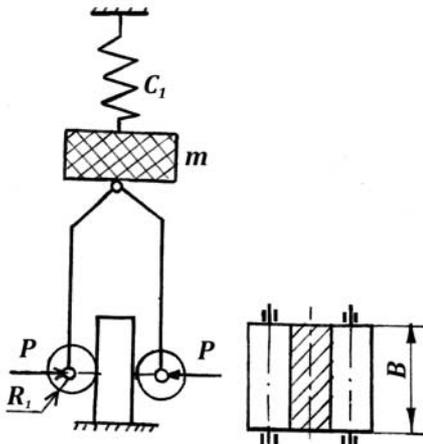


Рис. 1. Простейшая схема амортизатора качения

Fig. 1 The simplest scheme of the rolling shock absorber

Пусть масса m (заштрихована) подвешена на пружину жесткостью C . Часть колебания возникает после какого-либо начального возбуждения. Рассмотрим модель из двух цилиндров длиной B и радиусом R_1 , которые прижаты к направляющей силами P .

Из теории контактных напряжений [8] найдем максимальную величину силы P :

$$P = \frac{BR_1\sigma^2}{0,418^2 E}, \quad (1)$$

где σ – допустимые контактные напряжение при линейном контакте; E – модуль упругости материалов направляющей и роликов (цилиндров); здесь принято, что модули упругости одинаковые, а коэффициенты Пуассона равны 0,3.

При известной величине P полуширина пятна контакта

$$b = \frac{3,65R_1\sigma}{E}.$$

Коэффициент трения качения с учетом гистерезисных потерь (экспонента)

$$k = 0,225b \exp(-1,2R_1),$$

где R_1 – в метрах.

Сопротивление качению $W = kp/R_1$ и с его учетом дифференциальное уравнение свободных колебаний, возникших после начального возмущенного состояния,

$$m\ddot{y} + Cy \pm W = 0. \quad (2)$$

Рассмотрим первый интервал движения, который начинается в момент $t = 0$. Примем, что $y = A_0$, а $\dot{y} = 0$. В этом интервале скорость будет отрицательной, поэтому в (4) должен быть взят знак минус.

Обозначим $p^2 = c/m$; $a = W/C$, тогда

$$\ddot{y} = p^2 y - ap^2 = 0. \quad (3)$$

Решение этого уравнения при принятых начальных условиях имеет вид

$$y = (A_0 - a) \cos(pt) + a. \quad (4)$$

Когда аргумент pt становится равным π , скорость \dot{y} обратится в ноль, и масса m достигнет своего крайнего отклонения вниз. Это отклонение согласно (4) составит

$$A_1 = (A_0 - a) \cos \pi + a = -A_0 + 2a$$

и по абсолютной величине меньше начального на величину $2a$.

Если абсолютная величина $|A_1| > W/C_1$ (или $|A_1| > a$), то сила упругости больше силы трения качения и масса m начинает двигаться в сторону положительных значений y , и уравнение движения запишется в виде

$$\ddot{y} + p^2 y + ap^2 = 0.$$

Если совместить начало отсчета времени так, что i при $t=0$, $y = A$, $\dot{y} = 0$, то решение можно записать в виде

$$y = (A_1 + a) \cos(pt) - a.$$

Рассуждая аналогично выше приведенному, легко получить, что для следующего отклонения

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

$$A_2 = A_0 - 4a,$$

т.е. за один період колибаний амплітуда зменшується на одну і ту ж величину $4a$ і, таким образом, послідовність образує арифметичну прогресію огибаючої кривої, котрою буде пряма лінія.

Естественно, что колебания будут происходить до тех пор, пока $C_1 |A_1| > W$ или $|A_1| > a$.

Если же отклонение A_1 станет меньше, чем a , то движение массы прекращается, поскольку сила трения качения W превзойдет силу упругости пружины $C_1 y$.

Пример:

$$C_1 = 6 \text{ кН/м}; m = 800 \text{ кг}; E = 2,1 \cdot 10^{-5} \text{ МПа};$$

$$[\sigma] = 300 \dots 1200 \text{ МПа}$$

$$A_0 = 0,15 \text{ м}, B = 50 \text{ мм}, R_1 = 20 \text{ мм}.$$

Зависимости величин, входящих в (1)–(4) от допускаемых контактных напряжений, показаны на рис. 2.

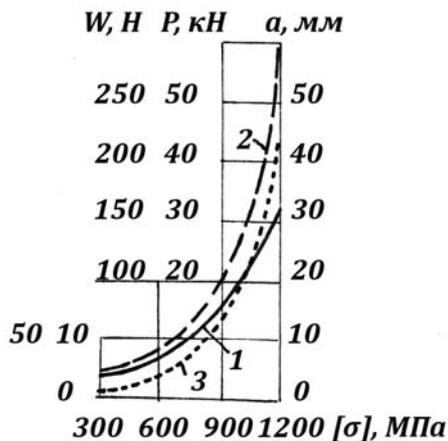


Рис. 2. Зависимость от величины допускаемых контактных напряжений: 1 – допускаемой силы P ; 2 – сопротивления качению двух цилиндров; 3 – полуширины пятна контакта

Fig. 2. Permissible contact stress-rate relationship: 1 – permissible power P ; 2 – rolling resistance of two cylinders; 3 – half-width of the contact patch

На рис. 3 показаны кривые колебаний в зависимости от величины прижатия цилиндров к направляющей. Кривой 2 показан характер

колебаний груза при вязком сопротивлении исходя из уравнения

$$\ddot{y} + 2n\dot{y} + y = 0,$$

где $n = K/2m$; K – коэффициент пропорциональности (при начальных условиях $y = y_0 = 150 \text{ мм}$. $U_0 = 0$).

Из рис. 3 легко убедиться в идентичности.

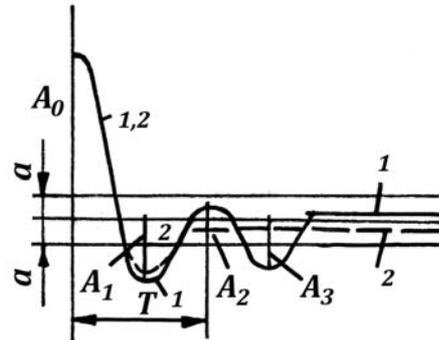


Рис. 3. Виды кривых колебаний: 1 – при $[\sigma] = 1100 \text{ МПа}$ ($[P] = 33 \text{ кН}$); 2 – при вязком сопротивлении кривых колебаний 1 и 2

Fig. 3. Types of curves hesitation: 1 – in $[\sigma] = 1100 \text{ МПа}$ ($[P] = 33 \text{ кН}$); 2 – when the viscous resistance of curves vibrations 1 and 2

Это дает основание говорить о том, что трением качение можно добиться примерно такого же характера затухания колебаний, как и при взятом сопротивлении. Однако отменим, что в случае двух катящихся цилиндров легко поменять сопротивление W , например, за счет уменьшения расстояния между цилиндрами или меняя силы P .

2. Рассмотрим задачу, схематически приведенную на рис. 4. Отличия такого амортизатора от представленного на рис. 1 являются: перенос пружины той же жесткости C_1 к цилиндрам (роликам); изменение положения статического равновесия и величины сопротивления качению за счет, например, винта.

Величину $h/2$ примем за положение статического равновесия, а жесткость пружин примем такую, чтобы груз удерживался в этом положении за счет сопротивления качению роликов по клину. Радиус роликов найдем для нижнего положения $y = -h/2$, когда контактные напряжения будут максимальными.

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

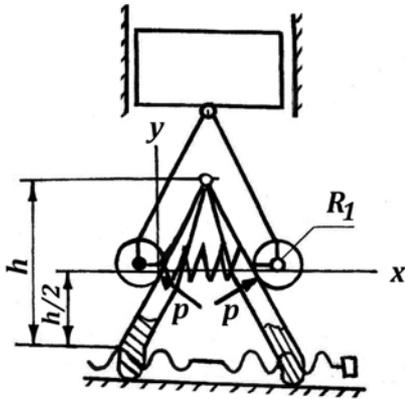


Рис. 4. Расчетная схема клинового амортизатора качения

Fig. 4. Diagram of rolling wedge shock absorber

Вертикальная составляющая сопротивления качению двух роликов по клину

$$W(y) = \frac{0,687C_1d^3(h-2y)}{R(d^2+h^2)} \sqrt{\frac{C_1R_1(h-2y)}{BEh\sqrt{d^2+h^2}}} \quad (5)$$

Величина C_1 здесь определяется из выражения

$$C_1 = \frac{1,28mg(d^2+h^2)}{d^2h} \sqrt{\frac{BEhR_1}{mg\sqrt{d^2+h^2}}} \quad (6)$$

а максимальная величина радиуса –

$$R_1 = 0,3 \frac{mgE^2}{Bh\sigma^3} \sqrt{d^2+h^2} \quad (7)$$

Нормальное давление ролика на клин

$$P = \frac{C_1d^2}{h\sqrt{d^2+h^2}}(h-2y) \quad (8)$$

Если величины R_1 и C_1 из (7) и (6) подставить в (8), то получим

$$W(y) = \frac{2,8mg(h/2-y)\sqrt{h/2-y}}{h\sqrt{h}} \quad (9)$$

$$-\frac{h}{2} \leq y \leq \frac{h}{2}$$

Напомним, что величина R_1 найдена исходя из величины максимальных контактных напряжений, а C_1 из условия, что положение стати-

ческого равновесия груза определяется ординатой $y=0$.

Теперь уравнение колебаний груза на клине не определяется той же формулой (2) при величине W определенной из (9). Решение полученного уравнения в замкнутом виде, очевидно, осуществить сложно и необходимо применить какой-нибудь приближенный способ.

3. Решим задачу, аналогично рассмотренной в начале, но при условии, что ролики перемещаются при качении по клину (рис. 5).

Радиус роликов в этом случае

$$R_1 = \frac{0,418^2 E(N+C_2L_2)}{B\sigma^2\sqrt{1+L^2/H^2}} \quad (10)$$

а величина сопротивления качению при $y=0$, $N=0$ [5]

$$W(y) = \frac{1,64\sigma C_2L}{E\sqrt{H(L^2+H^2)}} y^{3/2} \exp(-1,2R_1) \quad (11)$$

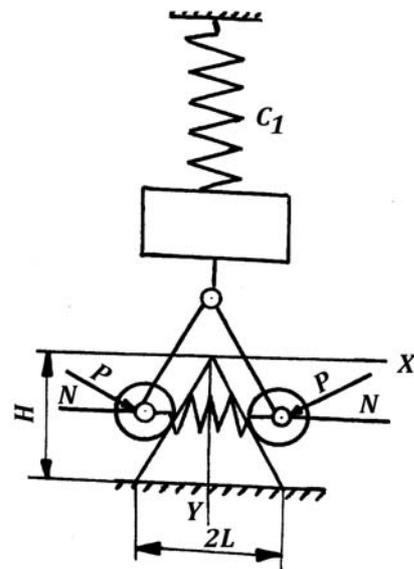


Рис. 5. Динамическая модель амортизатора с двумя пружинами

Fig. 5. The dynamic model of the shock absorber with two springs

4. Пусть поперечные колебания консольной балки гасятся амортизатором типа рассмотренного в начале статьи (рис. 6).

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

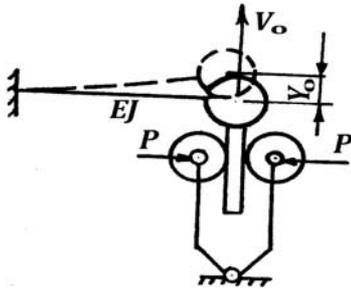


Рис. 6. Схема консольного стержня з амортизатором качення

Fig. 6. Scheme of a cantilever beam with shock absorbers rolling

Уравнение колебаний

$$\ddot{y}(t) + \omega^2 y(t) = \pm \frac{W}{m}, \quad (12)$$

где $\omega = l/\sqrt{me^3/3EJ}$.

Общее решение этого уравнения запишем в виде

$$y(t) = Y \sin(\omega t + \varphi_0) \pm 0,547 P \sigma l^3 / (EJ) E, \quad (13)$$

где (EJ) – изгибная жесткость трения, при начальных условиях $y(0) = y_0, \dot{y}(0) = 0$

$$y(t) = Y \cos \omega t \pm 1,64 P \sigma l^3 / 3(EJ) E. \quad (14)$$

Когда масса движется вниз, сила трения будет направлена вверх, а колебания будут происходить относительно положения $a = 1,64 P l^3 / 3(EJ) E$ и амплитуда уменьшится на эту же величину и станет равной $y_0 = 2 \cdot 1,64 P l^3 \sigma / 3(EJ) E$.

Таким образом, уравнение верхней огибающей будет

$$y(t)_B = [y_0 - 0,54 P l^3 \sigma / (EJ) E \pi] \sqrt{\frac{3(EJ)}{me^3} t^2}, \quad (15)$$

нижней

$$y(t)_H = [-y_0 + 0,54 P l^3 \sigma / (EJ) E \pi] \sqrt{\frac{3(EJ)}{me^3} t^2} \quad (16)$$

при периоде колебаний

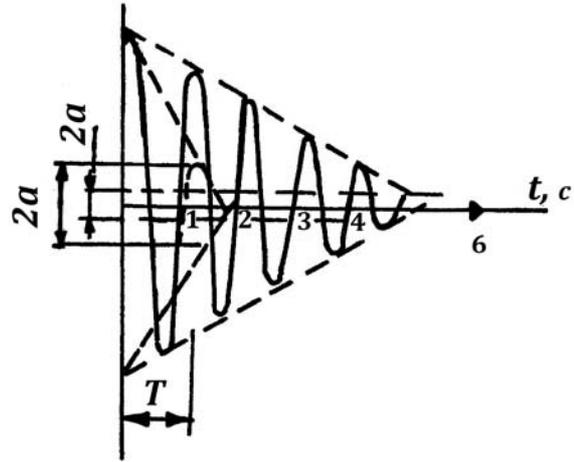
$$T = 2\pi \sqrt{\frac{3(EJ)}{me^3}}. \quad (17)$$

График движения массы m с учетом амортизатора качения показан на рис. 7. График построен при следующих данных:

$$m = 600 \text{ кг}, l = 3 \text{ м (при этом } T = 1 \text{ с)},$$

$$\omega = 6,28 \text{ с}^{-1}, y_0 = 30 \text{ мм},$$

$\sigma = 800 \text{ МПа}, E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ – величина зоны застоя.

Рис. 7. График движения массы m при силе прижатия катка $P=10$ кН (сплошная линия) и $P=30$ кН (пунктирная линия), $a=2,64$ ммFig. 7. The graph of mass m when pressing force of the rink $P=10$ kN (solid line) and $P=30$ kN (dotted line), $a=2.64$ mm

Если на систему, показанную на рис. 6, кроме сил инерции и сил сопротивления качению действует еще сила $P(t)$, то уравнение (12) для этого случая примет вид

$$\ddot{y}(t) + \omega^2 y(t) \pm \frac{W}{m} = \frac{P(t)}{m}. \quad (18)$$

При силе $P = \text{const}$ выкладки предыдущего примера повторяется, и решение приведем в сокращенном виде.

При движении массы вниз колебания будут происходить относительно положения, определяемого отношением $W l^3 / 3(EJ) - P$ при амплитуде, равной $y_0 = W l^3 / 3(EJ) + P$. В случае движения массы вверх сила трения будет совпадать с силой P и колебания будут происходить относительно положения, указанного выше, а амплитуда уменьшится на $W l^3 / 3(EJ)$ и ста-

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

нет равной $y_0 = 2Wl^3 / 3(EJ) - P$. Уравнение верхней огибающей $y_0 - [2Wl^3 / 3(EJ)]$, а нижней $-y_0 + [2Wl^3 / 3(EJ) + P]$.

В случае внезапного приложения силы P начальными условиями будут $t = 0$, $y(0) = 0$, $\dot{y}(0) = 0$ и уравнение колебаний примет вид

$$y(t) = (P \pm W)(1 - \cos \omega t). \quad (19)$$

В случае, когда $p(t) = P_0 \cos \omega t$ (гармоническая сила) уравнение колебаний

$$\ddot{y}(t) + \omega^2 y(t) = \pm \frac{W}{m} + \frac{P_0 \cos \theta t}{m}, \quad (20)$$

решение которого при начальных условиях (нулевых)

$$y(t) = \frac{P_0 \pm W}{m\sqrt{(\omega^2 - \theta^2)^2}} \cos \theta t. \quad (21)$$

Если $P(t) = P_0 \sin \theta t$, то при этих же условиях

$$y(t) = \frac{P_0 \pm W}{m\sqrt{(\omega^2 - \theta^2)^2}} \sin \theta t. \quad (22)$$

Научная новизна и практическая значимость

С помощью теоретических зависимостей для определения коэффициентов трения качения получены зависимости для определения амплитуд колебаний при вертикальном перемещении груза.

Предложенная теория может быть использована при проектировании амортизаторов качения как альтернатива гидравлическим амортизаторам машин.

Выводы

Анализ полученных формул и графиков позволяет сделать следующие *выводы и предложения*:

– характер затухания колебаний при гасителях колебаний трением качения близок их затуханию при вязком сопротивлении;

– при проведении необходимых экспериментов амортизаторы качения могут быть рекомендованы как альтернатива гидравлическим.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Автомобілі: тягово-швидкісні властивості та паливна економічність / В. П. Сахно, Г. Б. Безбородова, М. М. Маяк, С. М. Шарай. – Київ : КВЦ, 2000. – 174 с.
2. Бондаренко, Л. М. Деформаційні опори в машинах / Л. М. Бондаренко, М. П. Довбня, В. С. Ловейкін. – Дніпропетровськ : ДніпроVAL, 2002. – 200 с.
3. Гащук, П. М. Зумовлені зволоженістю дороги, акустичним випромінюванням та проковзуванням шин складові коефіцієнти опору коченню колеса транспортної машини / М. П. Гащук, С. В. Нікіпчук // Вісн. нац. ун-ту «Львівська політехніка». – Львів, 2012. – № 730 : Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – С. 14–21.
4. Гащук, П. М. Теорія автомобіля: Колесо / П. М. Гащук, Т. Г. Миськів. – Львів : Укр. технології, 2010. – 254 с.
5. Гащук, П. М. Феноменологічне й модельне означення поняття «коефіцієнт опору коченню» колеса транспортної машини / П. М. Гащук, С. В. Нікіпчук // Вісн. нац. ун-ту «Львівська політехніка». – Львів, 2013. – № 759 : Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – С. 16–25.
6. Джонсон, К. Механика контактного взаимодействия / К. Джонсон. – Москва : Мир, 1989. – 510 с.
7. Кузьменко, А. Г. Метод подобия в решении контактных задач для двоякой кривизны / А. Г. Кузьменко // Проблемы трибологии. – 2008. – № 2. – С. 25–55.
8. Кузьменко, А. Г. Пластический контакт тел двоякой кривизны / А. Г. Кузьменко // Проблемы трибологии. – 2009. – № 1. – С. 46–64.
9. Кухарь, В. В. Функциональная связь неравномерности деформации с коэффициентом контактного трения при пластической осадке заготовок / В. В. Кухарь // Проблемы трибологии. – 2009. – № 1. – С. 91–96.
10. Умови кочення без проковзування тіл при різних схемах дотику / Л. М. Бондаренко, С. О. Яковлев, І. Е. Крамар, О. І. Шаптала // Conduct of modern science – 2014 : Materials of X Scientific and Practical Conf. (30.11–7.12.2014). – Sheffield, 2014. – P. 12–17.
11. Фуфаев, Н. А. Простейшие теории качения колеса / Н. А. Фуфаев. – Горький : ГГУ им. Лобачевского, 1984. – 27 с.

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

12. Reynolds, O. On rulling friction / O. Raynolds // Philosophical Transactions of the Royal Society. – 1875. – Vol. 166. – P. 155–174.
13. Mitschke, M. Dynamik der Kraftfahrzeuge / M. Mitschke, H. Wallentowitz. – Berlin : Springer, 2010. – 709 p.
14. Tabor, D. The mechnism of roeling friction: the elastic range / D. Tabor // Proc. of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences. – 1955. – Vol. 229. – Iss. 1177. – P. 198–220. doi: 10.1098/rspa.1955.0082.

Л. М. БОНДАРЕНКО¹, С. О. ЯКОВЛЕВ^{2*}, І. Є. КРАМАР³, О. І. ШАПТАЛА⁴

¹Каф. «Прикладна механіка», Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпропетровськ, Україна, 49010, тел. +38 (056) 793 19 19, ел. пошта kvp@dsst.gov.ua, ORCID 0000-0000-0001-6602-2745

^{2*}Каф. «Військова підготовка спеціалістів Державної спеціальної служби транспорту», Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпропетровськ, Україна, 49010, тел. +38 (056) 793 19 19, ел. пошта sergei_jak@mail.ru, ORCID 0000-0002-6431-4303

³Каф. «Військова підготовка спеціалістів Державної спеціальної служби транспорту», Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпропетровськ, Україна, 49010, тел. +38 (056) 793 19 19, ел. пошта kramar06@mail.ru, ORCID 0000-0002-8159-209X

⁴Каф. «Військова підготовка спеціалістів Державної спеціальної служби транспорту», Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпропетровськ, Україна, 49010, тел. +38 (056) 793 19 19, ел. пошта shaptala100@mail.ru, ORCID 0000-0003-1675-1450

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ГАСИТЕЛІВ КОЛИВАНЬ ТЕРТЯМ КОЧЕННЯ

Мета. У питаннях гасителів коливань існує ряд невирішених проблем – відсутність інженерних розрахунків для гасителів коливання тертям кочення; відсутність доказів доцільності їх застосування. Враховуючи даний факт, автори передбачають довести, що гасителі коливань, засновані на терті кочення, є близькими за темпом загасання коливань гідравлічним амортизаторам. У той же час вони значно простіше гідравлічних за конструкцією, а в експлуатації легко піддаються регулюванню, як в автоматичному, так і в ручному режимах. **Методика.** Фіксована сукупність прийомів практичної діяльності з визначення амплітуд коливань амортизаторів призвела до задалегідь певного результату і дозволила застосувати цю теорію при розрахунку інших гасителів коливань. **Результати.** Аналіз отриманих формул та графіків дозволяє зробити наступні висновки й пропозиції: 1) характер загасання коливань при гасителях коливань тертям кочення близький до їх загасання при в'язкому опорі; 2) при проведенні необхідних експериментів амортизатори кочення можуть бути рекомендовані як альтернатива гідравлічним. Результати досліджень даної задачі дозволять ввести нові напрямки в розрахунок зменшення динамічних навантажень у машинах. **Наукова новизна.** За допомогою теоретичних передумов для визначення коефіцієнтів тертя кочення отримані залежності для визначення амплітуд коливань при вертикальному переміщенні вантажу. При цьому раніше запропонована аналітична залежність для визначення коефіцієнта тертя кочення містить тільки загальноприйняті механічні константи тіл, які контактують, та їх геометричні розміри. **Практична значимість.** У зв'язку з наявними загальновідомими недоліками гідравлічних амортизаторів логічним було б застосовувати технологічно зручні у виготовленні та прості в регулюванні темпу загасання амортизатори. Запропонована теорія може бути використана при проектуванні амортизаторів кочення як альтернатива гідравлічним амортизаторам машин.

Ключові слова: коливання; загасання; стрижень; тертя; гасіння; кочення; амортизатори

L. M. BONDARENKO¹, S. A. YAKOVLEV^{2*}, I. E. KRAMAR³, A. I. SHAPTALA⁴

¹Dep. «Applied Mechanics», Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipropetrovsk, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 793 19 19, e-mail kvp@dsst.gov.ua, ORCID 0000-0000-0001-6602-2745

^{2*}Dep. «Military Training of Specialists of the State Special Service of Transport», Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipropetrovsk, Ukraine, 49010,

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

tel. +38 (056) 793 19 19, e-mail sergei_jak@mail.ru, ORCID 0000-0002-6431-4303

³Dep. «Military Training of Specialists of the State Special Service of Transport», Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipropetrovsk, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 793 19 19, e-mail kramar06@mail.ru, ORCID 0000-0002-8159-209X

⁴Dep. «Military Training of Specialists of the State Special Service of Transport», Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipropetrovsk, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 793 19 19, e-mail shaptala100@mail.ru, ORCID 0000-0003-1675-1450

THE THEORETICAL FOUNDATIONS OF VIBRATION DAMPERS BY ROLLING FRICTION

Purpose. There are some unresolved issues in vibration damping – the lack of engineering calculations for the vibration dampers by rolling friction; the absence of evidence of their application appropriateness. Considering this fact, the authors suggest to prove that the dampers based on rolling friction, are similar in rate of oscillation damping by hydraulic shock absorbers. At the same time, they are easier for the hydraulic design, and easily amenable to manual adjustment, both in automatic and manual mode. **Methodology.** Fixed techniques of practice in order to determine amplitudes of the oscillations of a shock absorber led to a predetermined result and will apply this theory in the calculation of other vibration dampers. **Findings.** Analysis of the formulas and graphs leads to the following conclusions and recommendations: 1) the nature of the oscillation damping at vibration dampers by rolling friction is close to their decay in the viscous resistance; 2) when conducting the necessary experiments the shock absorber rolling can be recommended as alternatives to hydraulic ones. The research results of this task will help implement the new trend in reduction of dynamic loads in vehicles. **Originality.** With the help of theoretical curves to determine the coefficients of rolling friction the dependences for determining the amplitudes of the oscillations in the vertical movement of cargo were obtained. At the same time, the previously proposed analytical dependence for determining the coefficient of rolling friction contains only conventional mechanical constants of the contacting bodies and there geometrical dimensions. **Practical value.** Due to the existing well-known disadvantages of hydraulic shock absorbers it would be logical to apply shock absorbers that are technologically convenient in manufacturing and easy to adjust the damping rate. The proposed theory can be used in the design of shock absorbers rolling as an alternative to the hydraulic shock absorbers of machines.

Keywords: vibrations; damping; rod; friction; suppression; bearings; shock absorbers

REFERENCES

1. Sakhno V.P., Bezborodova H.B., Maiak M.M., Sharai S.M. *Avtomobili: tiahovo-shvidkisini vlastyvoli ta palyvna ekonomichnist* [Cars: traction-speed characteristics and fuel efficiency]. Kyiv, Vydavnytstvo «KVShch», Publ., 2000. 174 p.
2. Bondarenko L.M., Dovbnia M.P., Loveikin V.S. *Deformatsiini opory v mashynakh* [The deformation of the support in cars]. Dnipropetrovsk, Dnipro-VAL Publ., 2002. 200 p.
3. Hashchuk M.P., Nikipchuk S.V. Zumovleni zvolozhenistiu dorohy, akustychnym vyprominiuvanniam ta prokovzuvanniam shyn skladovi koefitsiienta oporu kochenniu kola transportnoi mashyny [Components of rolling resistance coefficient of a wheel in a transport vehicle due to road humidity, acoustic radiation and tire scrubbing]. *Visnyk Natsionalnoho universytetu «Lvivska politekhnika». Dynamika, mitsnist ta proektuvannia mashyn i pryladiv* [Bulletin of National University «Lviv Polytechnic». Dynamics, strength and design of machines and devices], 2012, no. 730, pp. 14-21.
4. Hashchuk P.M., Myskiv T.H. *Teoriia avtomobilia: Koleso* [The theory of the car: Wheel]. Lviv, Ukrainski tekhnolohii Publ., 2010. 254 p.
5. Hashchuk P.M., Nikinchuk S.V. Fenomenolohichne y modelne oznachennia poniattia «koefitsiient oporu kochenniu» kola transportnoi mashyny [Phenomenological model and the definition of «rolling resistance coefficient» of the vehicle wheel]. *Visnyk Natsionalnoho universytetu «Lvivska politekhnika». Dynamika, mitsnist ta proektuvannia mashyn i pryladiv* [Bulletin of National University «Lviv Polytechnic». Dynamics, strength and design of machines and devices], 2013, no. 759, pp. 16-25.
6. Dzhonson K. *Mekhanika kontaktynogo vzaimodeystviya* [Mechanics of contact interaction]. Moscow, Mir Publ., 1989. 510 p.

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

7. Kuzmenko A.G. Metod podobiya v reshenii kontaknykh zadach dlya dvoyakoy krivizny [Method of similarity in the solution of contact problems for double curvature]. *Problemy trybolohii – Problems of Tribology*, 2008, no. 2, pp. 25-55.
8. Kuzmenko A.G. Plasticheskiy kontakt tel dvoyakoy krivizny [Plastic contact of double curvature bodies]. *Problemy trybolohii – Problems of Tribology*, 2009, no. 1, pp. 46-64.
9. Kukhar V.V. Funktsionalnaya svyaz neravnornosti deformatsii s koeffitsientom kontaktnogo treniya pri plasticheskoy osadke zagotovok [The functional relation of non-uniformity deformation with the coefficient of contact friction during plastic upsetting]. *Problemy trybolohii – Problems of Tribology*, 2009, no. 1, pp. 91-96.
10. Bondarenko L.M., Yakovliev S.O., Kramar I.E., Shaptala O.I. *Umovy kochennia bez prokovzuvannia til pry riznykh skhemakh dotyku* [Conditions of rolling without slipping of the bodies under various schemes of touch]. Conduct of modern science 2014. Materials of X Scientific and Practical Conf. (30.11–7.12.2014), Sheffield, 2014, pp. 12-17.
11. Fufayev N.A. *Prosteyskiye teorii kacheniya koleasa* [The elementary theory of rolling wheels]. Gorkiy, GGU im. Lobachevskogo Publ., 1984, 27 p.
12. Reynolds O. On rulling friction. *Philosophical Transactions of the Royal Society*, 1875, vol. 166, pp. 155-174.
13. Mitschke M., Wallentowiz H. *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Berlin, Springer Publ., 2010. 709 p.
14. Tabor D. The mechnism of roeling friction: the elastic range. *Proc. of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 1955, vol. 229, issue 1177, pp. 198-220. doi: 10.1098/rspa.1955.0082.

Статья рекомендована к публикации д.т.н., проф. И. А. Вакуленко (Украина); к.т.н., доц. В. И. Пантелеенко (Украина)

Поступила в редколлегию 07.04.2015

Принята к печати 21.06.2015