

8. Kwan C. T., Marion T.Z., Gardnez T.N. Emergency disconnect of marine risers // Ocean Sud.–1979.–14, №6.
9. Солтыс Л. Новейшие соединения технологических трубопроводов /ВЦП. – Л Ц-32390. – 10 с. „Widomosci Naftowe“. 1973. – 19, №9. – С. 207–210.
10. Клаус Г. Добыча сырья с больших морских глубин / ВЦП. – №1130/76. – 16 с. „Fordern und Heben“, 1976, 25, №6, 5. 637–638.
11. Молчанов. В.Г., Калчанов А.В. Машины и оборудование для добычи нефти и газа: Учебник для вузов. – М.: Недра, 1984. – 464 с.
12. Joints for Cylindrical Sections, Design Details // Machine Design, 1962. – 21, №6. – С. 180–184.
13. Копычов В.В., Артыжкин В.Н. Быстроразъемные и упругие соединения буровых труб. – Тюмень: ТГУ, 1983. – 96 с.

Для важких умов експлуатації (великі глибини моря, знакозмінні вертикальні та горизонтальні навантаження, корозія, великі діаметри труб) обґрунтовано вимоги до з'єднань труб і проаналізовано близько

1200 вітчизняних і зарубіжних патентів з метою виявлення можливих типів конструкцій з'єднань труб для заданих умов. З проведеного аналізу виявлено всього декілька з'єднань труб, які деякою мірою відповідають заданим умовам.

Ключові слова: труба, з'єднання, вимоги, навантаження, міцність, надійність, простота

Technical requirements produced to pipe junctions meant for hard usage (deep-sea, variable horizontal and vertical load, corrosion, large diameters of pipes) have been substantiated. About 1200 domestic and foreign patents have been analyzed for the purpose of detection of appropriate constructions of pipe junctions. As a result a few kinds of pipe junctions responding to the set conditions have been found.

Keywords: pipe, connection, requirements, loading, durability, reliability, simplicity

Рекомендовано до публікації д.т.н., В.П. Франчук 19.04.10

УДК 622.24.05:62-752

© Титов А.А., Ганкевич В.Ф., Коцупей А.Н., Василенко Ю.В., Якубович Л.А., 2010

А.А. Титов, В.Ф. Ганкевич, А.Н. Коцупей, Ю.В. Василенко, Л.А. Якубович

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ХАРАКТЕРИСТИК ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ АМОРТИЗАТОРОВ РУДНИЧНЫХ ВАГОНЕТОК

A.A. Titov, V.F. Gankevich, A.N. Kotsupey, Yu.V. Vasilenko, L.A. Yakubovich

ON DETERMINATION OF CHARACTERISTICS OF TWO-STAGE SHOCK-ABSORBERS FOR MINE CARS

Представлена методика расчета жесткостей упругих элементов двухступенчатого пружинного амортизатора для рудничных вагонеток. Создана расчетная схема, учитывающая поэтапное вхождение в контакт двух ступеней пружин амортизатора, зазор между которыми выбирается только при загрузке вагонетки материалом. Показано влияние на соотношение жесткостей первой и второй ступеней таких факторов, как соотношения масс груженой и пустой вагонеток и высота рельсового стыка.

Ключевые слова: рудничная вагонетка, амортизатор, пружина, колесо, коэффициент жесткости, стык рельсов

Введение. Сегодня создание и усовершенствование конструкций вагонеток предполагает подпружинивание осей их колесных пар [1]. Это позволяет эффективно снижать динамические усилия и добиваться безотрывного прохождения стыков железнодорожными составами, эксплуатирующимися в большом количестве на отечественных карьерах.

Спроектированные ранее вагонетки с жестким креплением осей отличались быстрым износом узлов крепления колес, самих колес, а также неизбежным расшатыванием и разбиванием стыков рельсов, что в еще большей степени ухудшало условия взаимодействия системы колесо-рельс. Как результат, встречаются участки рельсового пути с существенным уширением, сужением рельсов, кроме того, стыки, перепад по высоте между головками рельсов на которых достигает 30 мм [2] и более.

Подпружинивание осей вагонеток достигается за счет применения амортизаторов различных конструкций. Так, используют пружинные одноступенчатые, пружинные с дополнительным демпфированием, а также резинометаллические амортизаторы [3]. Недостатками амортизаторов, имеющих в качестве рабочего элемента резиновый массив, являются повышенная жесткость и относительно быстрое изменение упруго-вязких характеристик как за счет естественного „старения“ резины, так и за счет влияния неблагоприятных факторов окружающей среды – температуры, осадков и т.п. Недостатками одноступенчатых пружинных амортизаторов является либо большая величина осадки пружин в случае груженой вагонетки, либо же подбрасывание вагонетки на стыках, если она пустая. Поэтому для надежной и долговечной работы амортизатора с прохождением высо-

ких стыков рельсов без подбрасывания, как в случае груженой, так и пустой вагонетки, рекомендуется применение двухступенчатых пружинных амортизаторов, например [4].

Цель работы. Аналитически обосновать соотношения жесткостей первой и второй ступеней пружинного амортизатора для безударного прохождения стыков как пустой, так и груженой вагонеткой.

Предпосылки исследований. Известно, что вагонетки эксплуатируются в двух режимах – пустыми и гружеными, при этом их соответствующие массы существенно отличаются. Задачами амортизаторов являются эффективное снижение усилий в узлах конструкции в момент наезда на препятствие и последующее гашение возникающих колебаний системы колесо-вагонетка. Решение первой задачи достигается путем подбора жесткости, определяющей его статическую осадку, которая определенным образом влияет на закономерности возникающего колебательного процесса, что подробно описано в [5].

Важным является исключить отрыв колеса от рельса на стыке, что достигается повышением статической осадки вагонетки на амортизаторах. Учитывая, что статическая осадка больше для груженой вагонетки, прохождение стыков ею будет более плавным, чем пустой вагонеткой [6]. Однако чрезмерно большая осадка увеличивает размеры и рабочий ход амортизатора, а также требует применения пружин повышенной прочности. Для уменьшения габаритов узла амортизатора используют набор из двух пружин (блоков пружин, рис. 1), при этом первая ступень предназначена для эксплуатации пустой вагонетки, а вторая ступень начинает работать только в случае существенной загрузки вагонетки перевозимым материалом.

Очевидно, что чем больше будет разница в массах пустой и груженой вагонеток, тем больше должна быть жесткость второй ступени амортизатора по отношению к жесткости первой. Количественные же соотношения являются не столь очевидными и будут установлены ниже.

Аналитическая часть. Рассмотрим статическую характеристику упругой системы, изображенной на рис. 1.

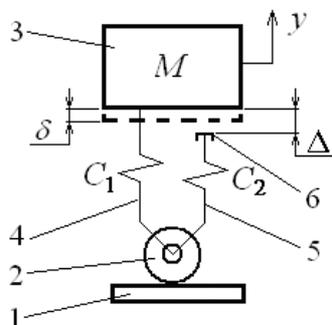


Рис. 1. Схема двухступенчатого амортизатора рудничной вагонетки: 1 – рельсовый путь; 2 – колесо; 3 – приведенная масса корпуса вагонетки; 4 – упругий элемент первой ступени; 5 – упругий элемент второй ступени; 6 – буфер

Обозначим приведенную жесткость первой ступени амортизатора C_1 , второй – C_2 , а зазор между ступенями – Δ . Сила суммарных упругих сопротивлений амортизатора будет зависеть от величины его деформации следующим образом:

$$F(y) = \begin{cases} 0, & y \leq 0 \\ C_1 \cdot y, & 0 < y \leq \Delta, \\ C_1 \cdot y + C_2 \cdot (y - \Delta), & y > \Delta \end{cases} \quad (1)$$

графическая интерпретация показана на рис. 2.

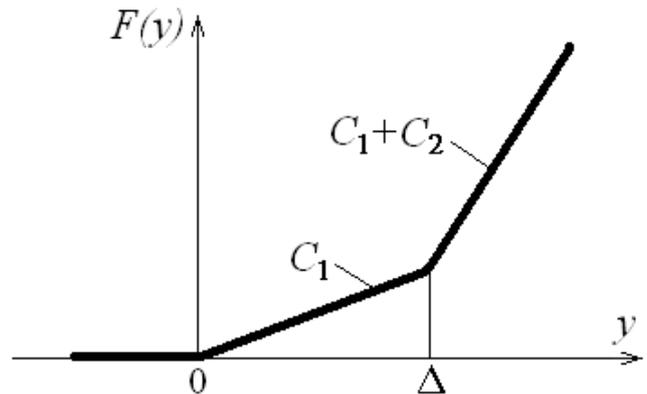


Рис. 2. Статическая характеристика двухступенчатого амортизатора

Как показано в [4], все стыки рельсового пути с перепадами по высоте можно классифицировать как стыки с повышением (рис. 3, а) или с понижением (рис. 3, б) уровня.

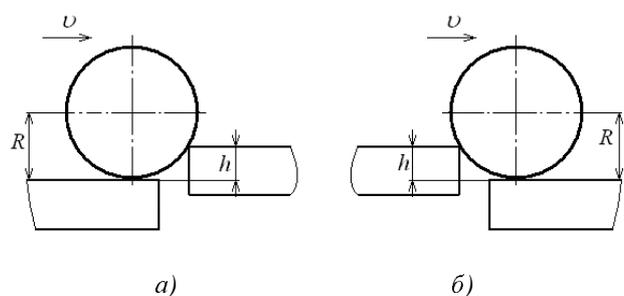


Рис. 3. Стыки рельсового пути

При этом прирост колебательной энергии на указанных стыках для одноступенчатого амортизатора определен следующим образом:

- для стыка с повышением уровня:

$$\Delta E = \frac{C \cdot h^2}{2}, \quad (2)$$

где C – приведенный коэффициент жесткости амортизатора; h – высота стыка;

- для стыка с понижением уровня:

$$\Delta E = \begin{cases} \frac{C \cdot h^2}{2}, & h \leq \delta \\ \frac{C \cdot \delta^2}{2} + M \cdot g \cdot (h - \delta), & h > \delta \end{cases}, \quad (3)$$

где M – приведенная масса вагонетки; δ – статическая осадка амортизатора.

Здесь случай $h > \delta$ для понижающего стыка предполагает отрыв колеса от рельса за стыком и участок свободного падения вагонетки, а для повышающего стыка при небольшом коэффициенте демпфирования амортизатора – также отрыв колеса от рельса при прохождении вагонеткой верхней точки первого цикла колебаний.

Учитывая, что при проектировании амортизатора стремятся к безотрывному движению, то следует избегать случаев $h > \delta$, т.е. на обоих стыках система колесо-вагонетка ведет себя практически одинаково (только с разницей в фазе колебаний), а формула (3) вырождается в формулу (2).

Сначала рассмотрим движение пустой вагонетки.

Считаем, что при колебаниях пустой вагонетки должна быть задействована только первая ступень пружины, в противном случае будут происходить нежелательные соударения массы 1 с буфером 6 (см. рис. 1). Кроме того, согласно приведенным выше доводам, колебания не должны приводить к расслаблению пружины первой ступени 4. Таким образом, получаем следующее общее ограничение для колебаний пустой вагонетки:

$$0 \leq y \leq \Delta. \quad (4)$$

Учитывая, что амплитуда колебаний недемпфированной (и тем более демпфированной) системы не превышает величину h и для первого цикла колебаний будет весьма близка к ней, идеальным вариантом для первой ступени будет величина зазора:

$$\Delta = 2 \cdot h, \quad (5)$$

а также статическая осадка пустой вагонетки:

$$\delta_1 = h, \quad (6)$$

которые при гармоническом цикле колебаний обеспечивают выполнение условия (4) при максимальной высоте рельсовых стыков не более h . Здесь пренебрегаем суммированием колебаний на соседних стыках.

Рассмотрим случай, когда вагонетку загрузили материалом и ее суммарная масса составляет M_2 . В этом случае, очевидно, статическая осадка вагонетки составит величину:

$$\delta_2 = \delta_1 \cdot \frac{M_2}{M_1}. \quad (7)$$

После наезда на стык высотой h максимальная координата перемещения вниз центра тяжести грузовой вагонетки будет такой:

$$y_{\max} = \delta_2 + h. \quad (8)$$

Во время колебаний грузовой вагонетки также считаем, что обязательным условием отсутствия подбрасывания является предотвращение расслабления пружины первой ступени при наезде на стык (но допускаем возможность расслабления пружины второй ступени), т.е. должно выполняться условие $y \geq 0$.

Для определения необходимой жесткости второй ступени амортизатора рассмотрим предельный случай колебаний слабо демпфированной системы, когда в верхней точке первого цикла колебаний имеем $y = 0$.

Составим баланс потенциальных энергий упругих элементов и загруженного корпуса вагонетки:

$$P_1 = P_2, \quad (9)$$

где P_1 – суммарная потенциальная энергия, запасенная упругими элементами первой и второй ступеней в точке максимального сжатия, определяемая по формуле:

$$P_1 = \int_0^y F(y) \cdot dy; \quad (10)$$

P_2 – прирост потенциальной энергии положения вагонетки в гравитационном поле при перемещении из крайнего нижнего положения в крайнее верхнее:

$$P_2 = M_2 \cdot g \cdot y_{\max}. \quad (11)$$

Учитывая выражения (5), (6), а также тот факт, что $\delta_2 > \delta_1$, можно записать:

$$y_{\max} > \delta_1 + h, \quad (12)$$

или

$$y_{\max} > \Delta. \quad (13)$$

С учетом формул (1), (9)–(11) и (13) для случая, когда упругие элементы обеих ступеней имеют линейные характеристики жесткости, получим такое уравнение:

$$\frac{C_1 \cdot (\delta_2 + h)^2}{2} + \frac{C_2 \cdot (\delta_2 + h - \Delta)^2}{2} = M_2 \cdot g \cdot (\delta_2 + h). \quad (14)$$

Величина статической осадки вагонетки находится из соотношения:

$$M \cdot g = F(\delta), \quad (15)$$

поэтому в случае линейности пружин обеих ступеней амортизатора осадку грузовой вагонетки определим из уравнения:

$$M_2 \cdot g = C_1 \cdot \delta_2 + C_2 \cdot (\delta_2 - \Delta). \quad (16)$$

Принимая во внимание приведенные выше аналитические зависимости, получим решение уравнения (14) в следующем виде (см. также рис. 4):

$$\frac{C_2}{C_1} = 2 \cdot K_M - 3 + \sqrt{5 \cdot K_M^2 - 12 \cdot K_M + 8}, \quad (17)$$

где K_M – коэффициент соотношения масс грузовой и пустой вагонеток, определяемый по формуле:

$$K_M = \frac{M_2}{M_1}. \quad (18)$$

Зависимость (17) действительна при всех значениях коэффициента K_M , она показана на рис. 4.

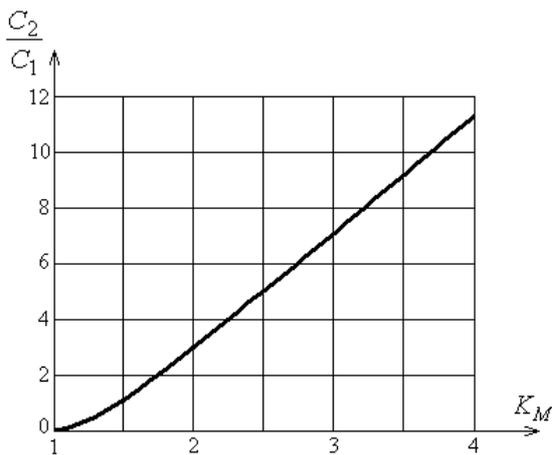


Рис. 4. Зависимость соотношения жесткостей ступеней амортизатора от соотношения масс грузовой и пустой вагонеток

Как видно из последнего графика, рост коэффициента K_M приводит к необходимости существенного увеличения жесткости второй ступени амортизатора, причем соотношение жесткостей не зависит от высоты максимального преодолеваемого рельсового стыка.

Таким образом, для рудничных вагонеток большой вместимости, которые имеют по сравнению с используемыми на угольных шахтах большой коэффициент присоединенной массы, весьма актуальным является использование двухступенчатых пружинных амортизаторов.

Теперь проанализируем эффективность применения двухступенчатых амортизаторов взамен одноступенчатых пружинных, которые имеют жесткость равную жесткости первой ступени двухступенчатого амортизатора и должны удовлетворять условиям (5), (6), а также $y \geq 0$.

Нас интересует, насколько величины статической и максимальной осадки грузовой вагонетки на одноступенчатых амортизаторах будут отличаться от аналогичных величин для случая применения двухступенчатых амортизаторов, при прочих равных условиях.

Статическая осадка грузовой вагонетки на одноступенчатых амортизаторах будет определяться по формуле:

$$\delta_2 = \frac{M_2 \cdot g}{C_1}, \quad (19)$$

или с учетом (5)

$$\delta_2 = h \cdot K_M. \quad (20)$$

а максимальную осадку найдем, используя выражение (8):

$$y_{\max} = h(1 + K_M).$$

Координата центра масс вагонетки в верхней точке первого цикла колебаний для слабо демпфированной системы составит:

$$y_{\min} = y_{\max} - 2 \cdot h > 0,$$

потому что коэффициент отношения масс всегда принимает значения $K_M > 1$. Таким образом, будет выполняться условие безударного прохождения рельсовых стыков.

Принимая во внимание изложенные выше аналитические уравнения (16)-(18), зависимости отношения величин статической (K_δ) и максимальной (K_y) осадки грузовой вагонетки на линейных одноступенчатых и двухступенчатых амортизаторах при условии $K_m > 2$ будут иметь вид:

$$K_\delta = \frac{K_m \cdot \left(2 \cdot K_m + \sqrt{5 \cdot K_m^2 - 12 \cdot K_m + 8} - 2 \right)}{5 \cdot K_m + 2 \cdot \sqrt{5 \cdot K_m^2 - 12 \cdot K_m + 8} - 6},$$

$$K_y = \frac{(K_m + 1) \cdot \left(2 \cdot K_m + \sqrt{5 \cdot K_m^2 - 12 \cdot K_m + 8} - 2 \right)}{7 \cdot K_m + 3 \cdot \sqrt{5 \cdot K_m^2 - 12 \cdot K_m + 8} - 6},$$

а в случае $K_m < 2$ обе величины будут равны единице. Соответствующие зависимости показаны на рис. 5.

Следовательно, при существенной массе груза в вагонетке применение двухступенчатых амортизаторов становится все более обоснованным с точки зрения экономии пространства, занимаемого вагонеткой в движении по рельсовым стыкам. Отношение величин соответствующих осадок не зависит от высоты рельсового стыка, при выполнении условия безотрывного движения колес.

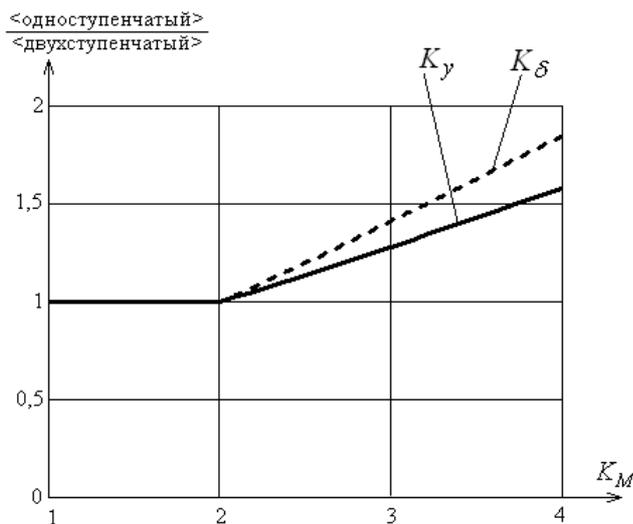


Рис. 5. Зависимости отношений величин осадок для одноступенчатого и двухступенчатого амортизаторов

Выводы. Разработана математическая модель для идеального случая работы двухступенчатого пружинного амортизатора рудничной вагонетки как пустой, так и грузеной, без отрыва колес от рельсов на стыках.

Жесткость первой ступени амортизатора выбирается в зависимости от массы пустой вагонетки и расчетной максимальной высоты преодолеваемого рельсового стыка.

Зазор между ступенями составляет удвоенное значение расчетной максимальной высоты преодолеваемого стыка.

Жесткость второй ступени амортизатора прямо пропорциональна жесткости первой ступени и практически линейно зависит от соотношения масс грузеной и пустой вагонеток. Соотношение жесткостей не зависит от высоты преодолеваемого стыка.

Применение двухступенчатых амортизаторов взамен одноступенчатых на вагонетках с большим коэффициентом присоединенной массы позволяет снизить более чем в 1,5 раза величину максимальной осадки вагонетки при колебаниях после рельсовых стыков, обеспечивая безотрывное движение колес по рельсам.

Список литературы

1. Кузнецов Б.А. Транспорт на горных предприятиях. – М.: Недра, 1976. – 552 с.
2. Рекомендации по повышению производительности и снижению затрат на внутришахтном транспорте /

А.М. Балута, В.Ф. Калиниченко, В.Н. Пшеничный и др. – Кривой Рог: НИГРИ, 1970. – 17 с.

3. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. / Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 4. – Вибрационные процессы и машины / Под. ред. Э.Э. Лавендела. – 1981. – 509 с.

4. Коцупей А.Н., Титов А.А., Ганкевич В.Ф. Обоснование параметров периодического взаимодействия колеса вагонетки со стыками протяженного рельсового пути // Науковий вісник НГУ. – 2010. – № 1. – С. 65–68.

5. Титов А.А., Ганкевич В.Ф., Коцупей А.Н. Аналитическое исследование вертикальных колебаний вагонетки на стыке рельсов // Науковий вісник НГУ. – 2009. – № 9. – С. 69–71.

6. Титов А.А., Ганкевич В.Ф., Коцупей А.Н. Анализ вариантов взаимодействия системы колесо-рельс при наезде на стык рельсов // Науковий вісник НГУ. – 2009. – № 3. – С. 68–71.

7. Ганкевич В.Ф. Пути повышения долговечности колес шахтных вагонеток // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 1989. – № 1. – С. 44–46.

Наведено методику розрахунку жорсткостей пружинних елементів двоступеневого пружинного амортизатора для рудникових вагонеток. Створено розрахункову схему, що враховує поетапне входження у контакт двох ступенів пружин амортизатора, зазор між якими зникає тільки під час завантаження вагонетки матеріалом. Показано вплив на співвідношення жорсткостей першого та другого ступенів таких факторів, як співвідношення мас завантаженої і порожньої вагонеток та висота рейкового стыку.

Ключові слова: рудникова вагонетка, амортизатор, пружина, колесо, коефіцієнт жорсткості, стык рейок

The design procedure of the rigidity of spring elements of two-stage spring shock-absorber for mining cars is presented. The calculation scheme, taking into account step-by-step contact of two-stage shock-absorber springs, has been developed. The gap between the springs eliminates only when mine car is filled with material. The influence of such factors, as mass ratio of loaded and empty main car and height of rail joint on ratio of rigidity values for springs of the first and the second stages have been shown.

Keywords: main car, shock-absorber, spring, wheel, rigidity factor, rail joint

Рекомендовано до публікації д.т.н. В.Н. Шириним 01.03.10.