МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ АМОРТИЗАТОРА ДЛЯ ДЕМПФИРОВАНИЯ РЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЙ

TECHNIQUE FOR CALCULATING PARAMETERS OF THE SHOCK-ABSORBER FOR DAMPING OF RESONANCE OSCILLATIONS

Рассмотрена методика расчета параметров разработанного амортизатора для демпфирования резонансных колебаний в вибрационном конвейере, позволяющая подобрать характеристики амортизатора в зависимости от параметров вибрационной машины.

Ключевые слова: вибрационная строительная машина, амортизатор, резонанс, резонансные колебания, вибрация.

The technique of calculating the parameters of the developed shock absorber for damping resonant oscillations in a vibrating conveyor is considered. This method allows calculating the parameters of the shock absorber and determining its characteristics, depending on the parameters of the vibrating machine.

Keywords: vibration construction machine, shock absorber, resonance, resonance oscillations, vibration.

Введение

Вибрационные строительные машины работают в трех режимах колебательного движения рабочего органа: зарезонансном, резонансном и дорезонансном. Наиболее производительным и популярным из трех режимов является зарезонансный. Во время запуска и остановки такие вибрационные машины проходят зону резонанса. Проблема влияния резонансных колебаний существует с самого начала развития машин подобного вида. Резонансные колебания негативно влияют не только на надежность вибрационной машины, но и на персонал, работающий с ней.

Существуют методы борьбы с резонансными колебаниями. Однако такие методы гашения резонансных колебаний не всегда бывают эффективными ввиду того, что снижают технико-эксплуатационные показатели машин или требуют значительных экономических вложений. В некоторых исследованиях предлагается уменьшать частотный диапазон машин, тем самым ухудшая их характеристики, или проводить полную замену вибрационных машин.

Отсюда вытекает потребность в создании более совершенных способов демпфирования ре-

зонансных колебаний. Одним из таких методов решения проблемы является установка амортизатора. Амортизатор автомобильного типа устанавливается на вибрационную машину, но стандартный автомобильный амортизатор совсем не подходит для решения поставленной задачи. Такой амортизатор должен демпфировать резонансные колебания, при этом не нарушая полезные колебания вибрационной машины.

Расчет коэффициентов сопротивления и усилия амортизатора

На рис. 1 показана разработанная конструкция амортизатора для демпфирования резонансных колебаний. В предыдущих статьях была описана работа такого амортизатора и проведено математическое моделирование [11, 12, 13] и проведены экспериментальные исследования его работы [1, 2, 4, 14].

Цель представленной методики расчета — выбор конструктивных параметров амортизатора, обеспечивающих требуемые характеристики, а именно минимальное сопротивление в рабочем режиме и максимальное при возникновении резонансных колебаний.

Разработанный амортизатор запатентован как полезная модель под номером 170565 [15]. Также был разработан и запатентован другой вид амортизатора, выполняющий схожие функции [16].

Для расчета в качестве примера взят вибрационный грохот ГИСЛ-62УК¹. Данный вибрационный самобалансный инерционный грохот используется для разделения сыпучих материалов по крупности при массе насыпного груза до 1,4 т/м³. Угол наклона просеивающей поверхности находится в пределах от 0 до 25° на всех операциях при работе с мокрым и сухим материалом — это грохочение каменных углей, горючих сланцев, антрацитов; отмывание суспензии от продуктов обогащения. При этом содержание

¹ Грохот инерционный самобалансный ГИСЛ-62УК. URL: <http://www.rudgormash.ru/?mcat=1351&rec=50839871> (дата обращения: 24.05.2018).

Рис. 1. Принципиальная схема амортизатора для гашения резонансных колебаний: 1 — цилиндр; 2 — шток; 3, 5 — поршень; 4 — втулка; 6 — центрирующая втулка; 7 — газовый поршень; А — газовая зона; Б — жидкостная зона; $G_{ш}$ — сила тяжести штока с поршнем; $d_{п}$ — диаметр поршня; $d_{ш}$ — диаметр штока; $d_{в}$ — диаметр втулки; δ — зазор между втулкой и штоком; l — расстояние от втулки до поршня; α — угол установки амортизатора

влаги на поверхности материалов составляет не более 5 %.

Область применения грохота ГИСЛ62УК — это обогащательные фабрики, шахтные сортировки и предприятия, которые перерабатывают антрациты, угли, горючие сланцы.

Вибрационный грохот имеет следующие технические характеристики:

- размеры поверхности просеивания:
длина — 5230 мм;
ширина — 2000 мм;
- амплитуда колебаний — 4,8–7,4 мм;
- частота колебаний — 735 мин⁻¹;
- масса колеблющейся части — 8360 кг.

Для расчета параметров амортизатора выбирается коэффициент аperiodичности (затухания колебаний). Правильный выбор этого коэффициента обеспечивает рациональную зависимость между сопротивлением амортизатора и частотой собственных колебаний.

Коэффициент аperiodичности находится в пределах $\psi = 0,15 \dots 0,3$ [10]. Его значение принимается равным $\psi = 0,2$

$$\psi = \frac{K}{\sqrt{\frac{M}{2}c}} = 0,2. \quad (1)$$

Коэффициент сопротивления амортизатора рассчитывается по следующей формуле [11, 12]:

$$K = \psi \sqrt{\frac{M}{2}c} = 0,2 \sqrt{\frac{8360}{2} \cdot 270515} = 6725,3, \quad (2)$$

где M — масса колеблющейся части вибрационной строительной машины; c — жесткость подвески вибрационной строительной машины, $c = 270\,515$ Н/м.

Коэффициенты сопротивления амортизатора на ходе отбоя и на ходе сжатия определяются по следующим зависимостям:

- коэффициент сопротивления амортизатора на ходе отбоя:

$$K_{отб} = \beta K_{сж}, \quad (3)$$

где $K_{сж}$ — коэффициент сопротивления на ходе сжатия; $\beta = 4 \dots 8$;

$$K = \frac{K_{сж} + K_{отб}}{2} = \frac{K_{сж} + \beta K_{сж}}{2}; \quad (4)$$

- коэффициент сопротивления амортизатора на ходе сжатия:

$$K_{сж} = \frac{2K}{1+\beta} = \frac{2 \cdot 6725,3}{1+5} = 2242. \quad (5)$$

Таким образом, коэффициент сопротивления амортизатора на ходе отбоя:

$$K_{отб} = \beta K_{сж} = 5 \cdot 2242 = 11210. \quad (6)$$

По рассчитанным коэффициентам сопротивления амортизатора определяется максимальная сила сопротивления:

$$F_{\max} = K_i v_{\max},$$

где $v_{\max} = 0,6$ м/с — максимальная скорость колебаний.

$$F_{\max \text{ отб}} = K_{отб} v_{\max} = 11210 \cdot 0,6 = 6726; \quad (7)$$

$$F_{\max \text{ сж}} = K_{сж} v_{\max} = 2242 \cdot 0,6 = 1345. \quad (8)$$

В результате расчетов, показанных выше, были получены коэффициенты сопротивления и усилия амортизатора. Следующий этап расчетов состоит в определении параметров разработанного амортизатора [3, 7].

Определение параметров разработанного амортизатора

1. Площадь поршня, мм²:

$$S = \frac{F_{\max}}{p_{\max}} = \frac{6726}{5} = 1345,2, \quad (9)$$

где $p_{\max} = 5$ МПа, максимальное давление в амортизаторе; $F_{\max} = F_{\max(\text{отб})}$, максимальная сила сопротивления амортизатора на ходе отбоя.

2. Диаметры обоих поршней, мм:

$$d_{\Pi} = \sqrt{\frac{4S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1345,2}{\pi}} = 41. \quad (10)$$

3. Диаметр штока, мм, при длине $L_{шт} = 300$ мм, полученной согласно размерам от стойки вибрационного грохота до оси крепления амортизатора.

Для этого диаметр штока определим из расчета на устойчивость штока при максимальном осевом сжатии:

$$F_{\max(\text{сж})} = \frac{\pi^2 E \pi d_{шт}^2}{64 \cdot L^2}; \quad (11)$$

$$d_{шт} \geq \sqrt[4]{\frac{F_{\max(\text{сж})} 64 L^2}{\pi^2 E \pi}} = \sqrt[4]{\frac{1345 \cdot 64 \cdot 0,3^2}{\pi^2 \cdot 2,05 \cdot 10^5 \cdot \pi}} = \sqrt[4]{\frac{7747,2}{6 \cdot 346 \cdot 624,52}} = 18,7. \quad (12)$$

4. Площадь поршня на ходе отбоя, мм²:

$$S_{отб} = \frac{(d_{\Pi}^2 - d_{шт}^2) \pi}{4} = \frac{(41^2 - 18,7^2) \pi}{4} = 1045. \quad (13)$$

5. Площадь поршня на ходе сжатия, мм²:

$$S_{сж} = \frac{d_{\Pi}^2 \pi}{4} = \frac{41^2 \pi}{4} = 1320.. \quad (14)$$

По ГОСТ Р 53816–2010 выбирается амортизатор с диаметром кожуха $d = 70$ мм.

6. Параметры втулки амортизатора, мм:

- диаметр втулки $d_{\text{в}}$ принимается равным диаметру кожуха амортизатора, с допуском не грубее $\sqrt{Ra3,2}$;

- внутренний диаметр втулки, мм:

$$d_{\text{вв}} = d_{\Pi} + \delta_{\text{вп}} = 41 + 8 = 49, \quad (15)$$

где $\delta_{\text{вп}}$ — зазор между втулкой и поршнем, мм;

- длина втулки, мм:

$$L_{\text{вт}} = \frac{L_{\text{шт}}}{4} = 75. \quad (16)$$

7. Расстояние l от втулки до поршня, мм:

$$l \leq A_{\text{кол}} = 7. \quad (17)$$

Гидравлический расчет амортизатора

Площадь сечения проходных отверстий выбирается такая, чтобы получить заданную характеристику.

1. Расход жидкости определяется по следующим формулам:

$$Q = k_y S_{\text{в}} V; \quad (18)$$

$$Q = \mu S_{\text{отв}} \sqrt{\frac{2p}{\rho}}; \quad (19)$$

$$\rho = \frac{F}{S}; \quad (20)$$

$$S_{\text{отв(сж)}} = \frac{k_y V}{\mu} \sqrt{\frac{S_{\text{всж}}^3 \rho}{2 F_{\text{сж}}}} = \frac{0,98 \cdot 0,6}{0,65} \sqrt{\frac{(1320 \cdot 10^{-6})^3 \cdot 760}{2 \cdot 1345}} = 22,9 \text{ мм}^2; \quad (21)$$

$$S_{\text{отв(отб)}} = \frac{k_y V}{\mu} \sqrt{\frac{S_{\text{вотб}}^3 \rho}{2 F_{\text{отб}}}} = \frac{0,98 \cdot 0,6}{0,65} \sqrt{\frac{(1045 \cdot 10^{-6})^3 \cdot 760}{2 \cdot 6726}} = 7,2 \text{ мм}^2, \quad (22)$$

где $k_y = 0,98$ — коэффициент утечек; $S_{\text{в}} = S_{\text{всж}} = 1320$ — площадь вытеснителя на ходе сжатия, мм²; $S_{\text{в}} = S_{\text{вотб}} = 1045$ — площадь вытеснителя на ходе отбоя, мм²; $\mu = 0,65$ — коэффициент расхода; $\rho = 760$ кг/м³ — плотность.

Используя полученные данные, можно построить характеристику работы амортизатора [8, 9]. На рис. 2 показана зависимость сопротивления перемещения штока амортизатора от скорости его перемещения. Из графика видно, что скорость резонанса подавляется силой сопро-

Рис. 2. Характеристика амортизатора: $V_{\text{раб}}$ — скорость штока в рабочем режиме вибрационной машины (в момент пересечения оси колебаний); $V_{\text{рез}}$ — в режиме входа в резонанс

тивления амортизатора. Показанный резкий скачок характеризует вход поршня во втулку. Амортизатор демпфирует колебательный процесс, тем самым ограничивая амплитуду колебаний.

Заключение

В результате расчетов по представленной методике получены:

1. Параметры разработанного амортизатора для гашения резонансных колебаний.
2. Требуемые коэффициенты сопротивления амортизатора.
3. Зависимость усилия на штоке от его скорости перемещения.

Рассчитанные геометрические параметры амортизатора и полученные зависимости позволяют не только сконструировать представленный амортизатор, но и оценить эффективность его работы.

Библиографический список

1. Адлер Ю. П., Маркова Е. В., Грановский Ю. В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. М.: Наука, 1976. 278 с.
2. Бауман В. А., Быховский И. И. Вибрационные машины и процессы в строительстве. М.: Высшая школа, 1977. 255 с.
3. Бауман В. А., Клушанцев Б. В., Мартынов В. Д. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций. 2-е изд., перераб. М.: Машиностроение, 1981. 324 с.

4. Баженов В. И. Основы планирования и моделирования в теории инженерного эксперимента. М.: МАИ, 1983. 58 с.

5. Волков Д. П., Николаев С. Н. Надежность строительных машин и оборудования. М.: Высшая школа, 1979. 400 с.

6. Вибрация в технике: справочник: в 6 т. / под ред. В. Н. Челомея. М.: Машиностроение, 1981. Т. 1. 352 с.

7. Добромиров В. Н., Гусев Е. Н., Карунин М. А., Хавханов В. П. Амортизаторы. Конструкция. Расчет. Испытания. М.: МГТУ «МАМИ», 2006. 184 с.

8. Кудрявцев Е. М. Mathcad 2000 Pro. М.: ДМК Пресс, 2001. 576 с.

9. Коросов А. В. Имитационное моделирование в среде MS Excel (на примерах из экологии). Петрозаводск: ПетрГУ, 2002. 212 с.

10. Репин С. В., Скрипилов А. П., Сизиков С. А. Теоретическое и экспериментальное исследование виброударного грохота для фракционирования песка // Вестник гражданских инженеров. 2013. № 5 (40). С. 188–193.

11. Репин С. В., Литвин Р. А. Моделирование процессов управления колебаниями в вибрационных строительных машинах с помощью гидравлических амортизаторов // Вестник гражданских инженеров. 2016. № 5 (58). С. 142–149.

12. Репин С. В., Волков С. А., Литвин Р. А. Гашение резонансных колебаний в вибрационных строительных машинах // Строительные дорожные машины. 2016. № 3. С. 27–32.

13. Репин С. В., Литвин Р. А., Монгуш С. Ч. Теоретическое и экспериментальное исследование процесса вибротранспортирования строительных материалов // Вестник Тувинского гос. ун-та. Технические и физико-математические науки. 2016. Вып. 3. С. 122–131.

14. Литвин Р. А. Экспериментальное исследование процесса демпфирования резонанса в вибрационных строительных машинах с помощью амортизатора // Вестник гражданских инженеров. 2018. № 2 (67). С. 212–219.

15. Пат. 170565 Российская Федерация, МПК F16F 9/49 F16F 9/36. Амортизатор для демпфирования / Р. А. Литвин, С. В. Репин; ФГБОУ ВПО СПбГАСУ. № 2016124862; заявл. 21.06.2016; опубл. 28.04.2017.

16. Патент 170737 Российская Федерация, МПК F16F 9/49 F16F 9/36. Амортизатор для демпфирования / Р. А. Литвин, С. В. Репин, П. С. Гордеев; ФГБОУ ВПО СПбГАСУ. № 2016126922; заявл. 04.07.2016; опубл. 04.05.2017.

17. Repin S. V., Evtyukov S. A. Study of oscillations damping processes in vibrating construction machines // Proceedings of 9th International Conference on Contemporary Problems of Architecture and

Construction. 13–18 September 2017, Batumi, Georgia. Pp. 41–46.

References

1. Adler Yu. P., Markova E. V., Granovskiy Yu. V. *Planirovanie ehksperimenta pri poiske optimal'nykh usloviy* [Planning of experiment at search of optimal conditions]. Moscow, Nauka Publ., 1976, 278 p.
2. Bauman V. A., Bykhovskiy I. I. *Vibratsionnye mashiny i protsessy v stroitel'stve* [Vibration machines and processes in construction]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1977, 255 p.
3. Bauman V. A., Klushantsev B. V., Martynov V. D. *Mekhanicheskoe oborudovanie predpriyatiy stroitel'nykh materialov, izdeliy i konstruktсий* [Mechanical equipment of enterprises producing construction materials, products and designs]. 2-nd edition, revised. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981, 324 p.
4. Bazhenov V. I. *Osnovy planirovaniya i modelirovaniya v teorii inzhenernogo ehksperimenta* [Basics of planning and modeling in the theory of engineering experiment]. Moscow, MAI Publ., 1983, 58 p.
5. Volkov D. P., Nikolaev S. N. *Nadezhnost' stroitel'nykh mashin i oborudovaniya* [Reliability of construction machines and equipment]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1979, 400 p.
6. *Vibratsiya v tekhnike: spravochnik* [Vibration in the equipment: reference book]. In 6 vols. Ed. by Chelomey V. N. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981. Vol. 1. 352 p.
7. Dobromirov V. N., Gusev E. N., Karunin M. A., Khavkhanov V. P. *Amortizatory. Konstruktsiya. Raschet. Ispytaniya* [Shock-absorbers. Design. Calculation. Tests]. Moscow, MGTU MAMI Publ., 2006, 184 p.
8. Kudryavtsev E. M. *Mathcad 2000 Pro* [Program Mathcad 2000 Professional] Moscow, DMK Press Publ., 2001, 576 p.
9. Korosov A. V. *Imitatsionnoe modelirovanie v srede MSeExcel (na primerakh iz ehkologii)* [Imitating modeling in the environment of MSeExcel (on examples from ecology)]. Petrozavodsk, PetrSU Publ., 2002, 212 p.
10. Repin S. V., Skripilov A. P., Sizikov S. A. *Teoreticheskoe i ehksperimental'noe issledovanie vibroudarnogo grokhota dlya fraksionirovaniya peska* [Theoretical and pilot study of the impact screen for sand fractionation]. *Vestnik grazhdanskikh inzhenerov – Bulletin of Civil Engineers*, 2013, no. 5 (40), pp. 188–193.
11. Repin S. V., Litvin R. A. *Modelirovanie protsessov upravleniya kolebaniyami v vibratsionnykh stroitel'nykh mashinakh s pomoshch'yu gidravlicheskikh amortizatorov* [Simulation of controlling oscillations process in the vibration construction machines by using hydraulic shock absorbers]. *Vestnik grazhdanskikh inzhenerov – Bulletin of Civil Engineers*, 2016, no. 5 (58), pp. 142–149.
12. Repin S. V., Volkov S. A., Litvin R. A. *Gashenie rezonansnykh kolebaniy v vibratsionnykh stroitel'nykh mashinakh* [Damping the resonance oscillations in vibration construction machines]. *Stroitel'nye dorozhnye mashiny – Construction road machines*, 2016, no. 3, pp. 27–32.
13. Repin S. V., Litvin R. A., Mongush S. Ch. *Teoreticheskoe i ehksperimental'noe issledovanie protsessa vibrotransportirovaniya stroitel'nykh materialov* [Theoretical and pilot study of process of vibration transportation of construction materials]. *Vestnik Tuvinskogo gos. un-ta. Tekhnicheskie i fiziko-matematicheskie nauki – Bulletin of the Tuva State University. Technical and physical and mathematical sciences*, 2016, no. 3, pp. 122–131.
14. Litvin R. A. *Ehksperimental'noe issledovanie protsessa dempfirovaniya rezonansa v vibratsionnykh stroitel'nykh mashinakh s pomoshch'yu amortizatora* [Experimental study of the resonance damping process in vibrating construction machines using a shock absorber]. *Vestnik grazhdanskikh inzhenerov – Bulletin of Civil Engineers*, 2018, no. 2 (67), pp. 212–219.
15. Litvin R. A., Repin S. V. *Amortizator dlya dempfirovaniya* [Shock-absorber for damping]. Patent RF, no. 170565, 2016.
16. Litvin R. A., Repin S. V., Gordeev P. S. *Amortizator dlya dempfirovaniya* [Shock-absorber for damping]. Patent RF, no. 170737, 2017.
17. Repin S. V., Evtyukov S. A. Study of oscillations damping processes in vibrating construction machines. *Proceedings of 9th International Conference on Contemporary Problems of Architecture and Construction*. 13–18 September 2017, Batumi, Georgia, pp. 41–46.