

УДК 621.824

Л.М. Мамаев, профессор, канд. техн. наук,

А.М. Кабаков, канд. техн. наук

А.И. Пабат, канд. техн. наук

Днепродзержинский государственный технический университет

ул. Днепростроевская 2, г. Днепродзержинск, Украина, 51918

E-mail: G.Valentina61@mail.ru

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО ГАШЕНИЯ ВИБРАЦИЙ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Выполнены теоретические исследования динамических гасителей колебаний, разработана система автоматического регулирования коэффициента затухания.

Ключевые слова: *гаситель, колебания, динамика, регулирование.*

Введение. Повышение уровня колебаний на рабочем месте человека - оператора обусловлено увеличением рабочих и транспортных скоростей агрегатов. Поэтому одним из условий, обеспечивающих комфортность на рабочем месте человека-оператора, является применение эффективных средств виброзащиты.

Условия труда в кабинах грузоподъемных машин характеризуются наличием комплекса неблагоприятных факторов: вибрации, повышенного уровня шума, неблагоприятного микроклимата и т.д. Эти факторы способствуют развитию ряда заболеваний и приводят к преждевременному утомлению операторов. Так, например, после 7...8 часов работы у них наблюдается замедление зрительно-двигательной реакции.

Для защиты человека-оператора от общей широкополосной вибрации в работе разработана математическая модель динамического гашения колебаний устройства активной виброзащитной системы, позволяющее уменьшить вибрацию грузоподъемных машин, а так же динамические нагрузки в упругих его элементах.

Поэтому одним из условий, обеспечивающих комфортность на рабочем месте человека-оператора, является применение эффективных средств виброзащиты.

Обзор исследований. В грузоподъемных машинах вибрация возникает в процессе неустановившегося движения механизмов (разгон – торможение), при ударах вследствие движения на стыках рельсового пути, при подъеме и раскачивании подвешенного груза. При работе грузоподъемных кранов вибрация возникает в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Вертикальные колебания кранового моста находятся в диапазоне частот от 1.5 до 8.0 Гц, горизонтальные – 0.2–1.0 Гц. При разработке систем виброзащиты необходимо учитывать, что резонансная частота колебаний органов человеческого тела находится в диапазоне частот 4.0–8.0 Гц, а в горизонтальной плоскости – 1.0–2.0 Гц.

Способы борьбы с вибрацией регламентированы ГОСТ 12.1.046-79. В грузоподъемных машинах для снижения уровня вибрации на рабочем месте оператора нашли применение разнообразные способы пассивной и активной виброзащиты: виброизоляция кресла, кабины управления, гашение вертикальных колебаний подвешенного на канатах груза, гашение колебаний пролетного строения крана и т.п.

Авторами разработана активная виброзащитная система, предназначенная для гашения вертикальных колебаний сиденья кресла оператора в диапазоне частот 0,8–16 Гц до уровня, удовлетворяющего требованиям стандартов безопасности труда [1].

Передвижение кранов мостового типа, особенно козловых кранов и мостовых перегружателей большого пролета, сопровождается перекосом их пролетных строений и горизонтальными колебаниями вследствие забегания одной опоры крана относительно другой. Эти вибрационные возмущения сказываются на состоянии здоровья и работоспособности машиниста и действуют на него в течении всего рабочего дня из года в год. В организме появляются болезненные и неотвратимые явления. По правилам Гостехнадзора такие грузоподъемные машины необходимо снабжать ограничителями перекоса автоматического действия. Выпускаемые промышленностью ограничители перекосов сложны в изготовлении и эксплуатации, а главное, не обеспечивают снижение вибрации моста крана в горизонтальной плоскости при больших скоростях движения. Для снижения горизонтальных вибраций до относительно безопасных условий труда, разработано устройство для гашения поперечных колебаний мостовых кранов [2].

Постановка задачи и решение. Подъемно-транспортные машины находятся под действием периодического возмущения, силового или кинематического, испытывают значительные колебания, особенно в области условий резонанса. Существуют различного рода демпферы, рассеивающие энергию колебаний и снижающие уровень вибраций, применение которых в ряде случаев может быть неконструктивно и не даст требуемого подавления вибраций. В последнем случае можно попытаться

освободиться от источника возмущения, но это чаще всего невозможно. Попытки избежать условий резонанса за счет изменения массы или упругости грузовой подвески крана могут быть связаны с ее существенными конструктивными изменениями. Поэтому, при внешнем возмущении постоянной частоты или при малом изменении этой частоты во вполне определенной полосе частот, бывает эффективным использование динамических гасителей колебаний (виброгасителей, антивибраторов, вибропоглотителей). В переходных режимах или случайном возмущении работа динамического гасителя требует оценки в каждом конкретном случае.

Метод динамического гашения колебаний грузовой подвески крана состоит в том, что к ней присоединяют дополнительную колебательную систему, параметры которой подбирают таким образом, чтобы колебания вибрационных систем, содержащих элементы автоматики и управления, является одной из центральных при их проектировании и выборе.

Расчетная схема грузовой подвески крана с динамическим гасителем колебаний показана на рисунке 1.

На крюк грузовой подвески навешено вибрирующее устройство, совершающее колебания по закону:

$$\xi = \xi_0 \sin(\Omega t). \quad (1)$$

Дифференциальные уравнения движения системы с гасителем имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} M_1 \ddot{z}_1 + K_1(z_1 - \xi) + b_2(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + k_2(z_1 - z_2) &= 0, \\ m_2 \ddot{z}_2 + k_2(z_2 - z_1) + b_2(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) &= 0, \end{aligned} \quad (2)$$

где M_1, K_1 – масса и жесткость грузовой подвески; z_1, z_2 – абсолютные перемещения масс M_1, m_2 ; m_2, k_2, b_2 – масса, жесткость и коэффициент затухания гасителя.

Решая систему (2) при $b_2 = 0$ в виде $z_1 = A_1 \sin(\Omega t)$, $z_2 = A_2 \sin(\Omega t)$, получим:

$$\begin{aligned} \frac{A_1}{\xi_0} &= \frac{1 - \frac{\Omega^2}{\omega_2^2}}{\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega_2^2}\right)\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega_1^2}\right) - \frac{m_2}{M_1} \frac{\Omega^2}{\omega_1^2}}; \\ \frac{A_2}{\xi_0} &= \frac{1}{\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega_2^2}\right)\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega_1^2}\right) - \frac{m_2}{M_1} \frac{\Omega^2}{\omega_1^2}}, \end{aligned} \quad (3)$$

где $\omega_1 = \sqrt{K_1/M_1}$; $\omega_2 = \sqrt{K_2/M_2}$ – соответственно, собственная частота грузовой подвески и порциальная частота гасителя. Из системы (2) видно, что амплитуда A_1 грузовой подвески равна нулю, когда частота вибрирующего устройства Ω равна собственной частоте динамического гасителя колебаний ω_2 , т.е. $\Omega = \omega_2$. Анализ решения системы (3) показывает, что при $m_2/M_1 = 0,5$ в интервале отношения частот $0,78..1,28$ величина A_1/ξ_0 меньше, чем в исходной не демпфированной системе. Выше и ниже этих отношений частот амплитуда грузовой подвески с динамическим гасителем колебаний больше, чем в исходной системе (2). Практическая область применения простейшего динамического гасителя – подавление колебаний постоянной частоты. Для нашего случая частоту вибрирующего устройства можно представить в виде $\Omega = \lambda + \Delta\lambda$, где $\Delta\lambda$ – возможное отклонение Ω от номинального значения. Так как для вибропогружателей $\Delta\lambda/\lambda > 0,2$, то необходимо вводить автоматическое регулирование жесткости, а, следовательно, и частоты динамического гасителя.

Основным недостатком динамического гасителя без затухания является повышенная опасность возникновения резонансов на собственных частотах системы. Если в конструкцию гасителя ввести затухания, то указанные резонансные режимы могут стать неопасными. Решая систему (2) при $b_2 \neq 0$ (с учетом затухания гасителя) получим:

$$\frac{A_1}{\xi_0} = \sqrt{\frac{\frac{\Omega^2}{D_2^2 \omega_2^2} + \left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega_2^2}\right)^2}{\left[\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega_2^2}\right)\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega_1^2}\right) - \frac{m_2 \Omega^2}{M_1 \omega_1^2}\right]^2 + \frac{\Omega^2}{D_2^2 \omega_2^2} \left[1 - \frac{\Omega^2}{\omega_1^2} \left(1 + \frac{m_2}{M_1}\right)\right]^2}},$$

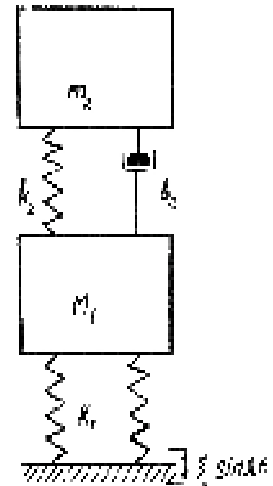


Рисунок 1 – Расчетная схема

$$\frac{A_2}{\xi_0} = \frac{A_1}{\xi_0} \sqrt{\frac{1 + \frac{\Omega^2}{D_2^2 \omega_2^2}}{\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega_2^2}\right) + \frac{\Omega^2}{D_2^2 \omega_2^2}}}, \quad D_2 = \frac{M_2 \omega_2^2}{b_2}. \quad (4)$$

Введение затухания оптимальной величины в систему гасителя позволяет существенно уменьшить резонансную амплитуду колебаний грузовой подвески крана с вибрирующим грузом.

Авторами [3] разработана система автоматического регулирования коэффициента затухания посредством программируемой вариации условий дросселирования магнитоэологической жидкости (МРЖ) путем изменения ее вязкости в зависимости от намагиченности. Это обеспечивает соответствие параметров гасителя условию резонансного возбуждения при изменении частоты вибрирующего груза на крюке грузовой подвески.

Грузовая подвеска крана (рисунок 2) содержит грузозахватный орган, выполненный в виде крюка 1, соединенного с обоймой 2 зафиксированного в ней гайкой 3, и блоки 4 на оси 5, закрепленной в щеках

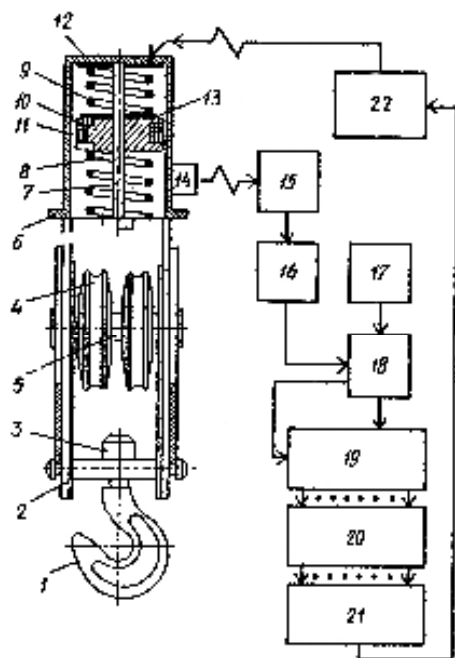


Рисунок 2 – Грузовая подвеска крана

обоймы 2. На верхней части обоймы 2 установлен корпус 6, выполненный герметичным и заполненный МРЖ. В корпусе 6 размещен виброгаситель, представляющий собой стержень 7, на котором между пружинами 8 и 9 установлен поршень 10, выполняющий роль дополнительной массы, по образующей поверхности которого установлена обмотка электромагнита 11, один вывод которой посредством пружины 8 соединен с корпусом 6, а второй посредством изолированных тоководов 12 и 13 и пружины 9 – с выходом системы управления виброгасителем.

Система управления включает в себя размещенный на корпусе 6 датчик 14 амплитуды колебаний, усилитель-ограничитель 15, блок 16 дифференцирования, генератор стабильной частоты 17, ключ 18 управления счетчиком, счетчик 19, матрицу 20 памяти, цифроаналоговый преобразователь 21 и усилитель 22 мощности; при этом выход датчика 14 амплитуды колебаний соединен с входом усилителя-ограничителя 15, выход которого подключен к входу блока 16 дифференцирования, выход последнего и выход генератора 17 стабильной частоты соединены с входом ключа 18, выходы которого подключены к входам счетчика 19, последовательно соединенного с матрицей 20 памяти и цифроаналоговым преобразователем 21, выход которого через усилитель 22 мощности соединен с обмоткой электромагнита 11.

Предлагаемое устройство представляет, по сути, динамический гаситель колебаний с управляемой диссипацией колебательной энергии системы посредством программируемой вариации условий дросселирования магнитоэологической жидкости (МРЖ) вследствие изменения вязкости МРЖ в зависимости от ее намагиченности, что обеспечивает соответствие параметров гасителя условию резонансного возбуждения при изменении частоты вынуждающей силы вибрирующего груза. Устройство работает следующим образом. Под воздействием на грузозахватный орган возмущающей силы вибрирующего груза, например виброгасителя, в колебания вовлекаются как детали 1-5 подвески, так и дополнительная масса 10.

При отсутствии динамического гасителя колебаний, возможен резонанс, т.е.

$$P = \sqrt{\frac{C_1}{m_1}}, \quad (5)$$

где P – частота возмущающей силы; C_1 – жесткость упругих элементов грузозахватного органа; m_1 – масса грузовой подвески и груза на крюке (виброгасителя).

Динамический гаситель колебаний может вынужденные колебания грузовой подвески, обусловленные действием на него возмущающей силы виброгасителя, уничтожить. Для этого необходимо, чтобы

$$P = \sqrt{\frac{C_2}{m_2}} = U, \quad (6)$$

где C_2 – жесткость пружин 8, 9; m_2 – масса поршня 10, т.е., чтобы парциальная частота U поршня 10 (при неподвижной грузовой подвеске) была равна частоте возмущающей силы P . При этом в любой момент реакция поршня 10 уравнивает приложенную к грузовой подвеске возмущающую силу виброгасителя. Изменяя вязкие свойства МРЖ посредством изменения намагниченности проходящего по обмотке 11 тока, можно менять параметры динамического гасителя с целью обеспечения выполнения условий уравнения (6). Колебания деталей 1-6 воспринимаются датчиком 14 амплитуды колебаний, которые в усилителе-ограничителе 15 преобразуются в прямоугольные.

После дифференцирования в блоке 16 получаем последовательность разнополярных коротких импульсов со скважностью, равной периоду колебаний возмущающей силы. Первый импульс положительной полярности устанавливает счетчик 19 в нулевое положение. Следующий импульс отрицательной полярности открывает ключ 18 и импульсы от генератора 17 стабильной частоты поступают на суммирующий ход счетчика 19. Следующий отрицательный импульс закрывает ключ 18 и в счетчике 19 образуется двоичный код, пропорциональный периоду колебаний возмущающей силы. Этот параллельный двоичный код поступает на адресный вход матрицы 20 памяти, в которой в соответствии с адресом выбрана ячейка памяти, в которой содержится предварительно вычисленное по формуле (6) значение двоичного кода, обеспечивающее оптимальное изменение параметров динамического гасителя. Эта информация посредством цифро-аналогового преобразователя 21 и усилителя 22 преобразуется в ток такой величины, при протекании которого по обмотке 11 намагниченность МРЖ соответствует значению, при котором параметры динамического гасителя удовлетворяют условию совпадения частоты собственных колебаний с частотой возмущающей силы, что обеспечивает максимальную эффективность гашения колебаний. Если частота колебаний возмущающей силы изменится, в счетчике 19 образуется другой двоичный код, согласно которому в матрице 20 памяти выбрана другая ячейка, содержащая информацию управления динамического гасителя, обеспечивающую соответствие параметров существующим условиям колебаний.

Данные системы автоматического управления параметрами вибрации могут быть так же использованы для вибрации балок, плит, а также особо прецизионных промышленных установок. Оставаясь пассивными с точки зрения определения системы виброизоляции, такие системы являются активными по реакции на внешние возмущения. Использование систем автоматического регулирования создает неограниченные возможности для быстрого изменения свойств виброизоляции в соответствии с требуемыми для эффективной работы агрегатами или контрольно-измерительного комплекса.

Библиографический список использованной литературы

1. А.С. №1794866 СССР. Гаситель механических колебаний кабины крана / А.М. Кабаков, А.И. Пабат, А.Н. Орлов // Открытия. Изобретения. — 1993. — № 6.
2. А.С. №1692086 СССР Устройство для гашения поперечных колебаний мостовых кранов / А.М. Кабаков, А.И. Пабат, А.Н. Орлов // Открытия. Изобретения. — 1991. — № 7.
3. А.С. СССР №1574529. Грузовая подвеска крана / А.М. Кабаков, А.И. Пабат, А.Н. Орлов // Открытия. Изобретения. — 1990. — № 24.
4. Шульман З.П. Магнитореологический эффект / З.П. Шульман, В.И. Кордонский. — Минск, 1982. — 184 с.

Поступила в редакцию 22.06.2011 г.

Мамаев Л.М., Кабаков А.М., Пабат А.И. Математичне моделювання динамічного гасіння вібрацій вантажопідіймальних машин

Виконані теоретичні дослідження динамічних гасителів коливань, розроблена система автоматичного регулювання коефіцієнта загасання.

Ключові слова: гаситель, коливання, динаміка, регулювання.

Mamaev L., Kabakov A., Pabat A. Mathematical modeling of the dynamic vibration damping for lifting machines

Theoretical studies of dynamic damper fluctuations are conducted, the system of automatic regulation of the damping factor is developed.

Keywords: damper, fluctuations, dynamics, control.