

Заключение. Предлагаемый метод решает комплексную задачу повышения плавности хода, управляемости, устойчивости, комфортности для водителя и пассажиров, долговечности узлов и деталей при создании системы управления полуактивной подвеской автобуса.

УДК 629.113.585

СТРАТЕГИЯ УПРАВЛЕНИЯ ПОЛУАКТИВНОЙ ПОДВЕСКОЙ АВТОБУСА

С. В. ЛЯХОВ, М. М. БЕЛОУС

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси

Подвеска автобуса оказывает существенное влияние на плавность хода, управляемость, устойчивость, комфортность и долговечность деталей. Для адаптации к различным условиям и режимам эксплуатации используют амортизаторы с управляемыми параметрами демпфирования. В работе решаются задачи, связанные с построением системы управления полуактивной подвеской автомобиля на основе управления жесткостью амортизаторов.

Выбор схемы колебательного контура. Для разработки алгоритма управления полуактивной подвеской автобуса предложено основываться на двухмассовой модели (рисунок 1, а). Амплитудно-частотная характеристика такого колебательного контура имеет четыре ярко выраженных участка (рисунок 1, б).

Граничные условия процесса управления. Авторами предложено рассматривать блок условий, которые должны быть соблюдены при реализации процесса управления жесткостью амортизатора подвески:

- порог максимально допустимой амплитуды перемещения поддрессоренной массы $z_{\max} \geq z(W_B)$, где $z(W_B)$ – АЧХ перемещения; W_B – частота возмущений;
- порог максимально допустимой амплитуды ускорения поддрессоренной массы $\ddot{z}_{\max} \geq \ddot{z}(W_B)$, где $\ddot{z}(W_B)$ – АЧХ ускорения;
- пробои в подвеске (максимальный ход подвески) $x_b \geq x(W_B) = z1(W_B) - z(W_B)$, где $z1(W_B)$ – значение АЧХ перемещения неподдрессоренной массы;
- порог максимально допустимой степени отрыва колеса от опорной поверхности $x_{\max} \geq x1(W_B) = q(W_B) - z1(W_B)$, где $q(W_B)$ – высота неровности опорной поверхности.

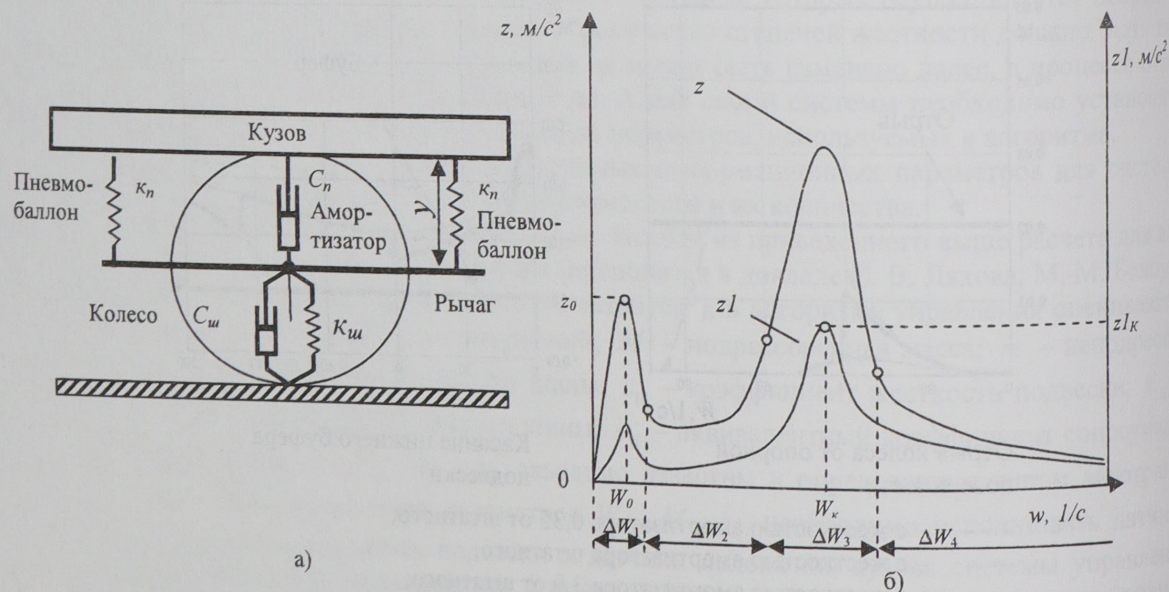


Рисунок 1 – Колебание подвески автобуса:

а – схема колебательного контура: C_n – жесткость упругого элемента подвески; $C_{ш}$ – жесткость шины; $k_{ш}$ – сопротивление шины; б – амплитудно-частотные характеристики ускорений: z – поддрессоренной массы; $z1$ – неподдрессоренной массы W_0 ; z_0 – частота поддрессоренной массы на подвесках и ее амплитуда; $W_k, z1_k$ – частота неподдрессоренной массы и ее амплитуда; $\Delta W_1 - \Delta W_4$ – соответственно области низкочастотного резонанса, межрезонансных колебаний, высокочастотного резонанса, зарезонансных колебаний

Последний параметр влияет на устойчивость движения автомобиля. Максимально допустимая степень отрыва колеса устанавливается из условия безопасности и предельным случаем является полный отрыв колеса, когда параметр $x_1(W_B)$ равен статическому прогибу шины под нагрузкой. Также могут быть введены дополнительные условия, соблюдение которых желательно, – это пороги максимально допустимых амплитуд: перемещения неподрессоренной массы $z_{1_{\max}} \geq z_1(W_B)$, ускорения неподрессоренной массы $\ddot{z}_{1_{\max}} \geq \ddot{z}_1(W_B)$, где $\ddot{z}_1(W_B)$ – АЧХ ускорения.

Амплитудно-частотные характеристики могут быть найдены по А. Д. Дембаремдикеру. Диапазоны частот областей низкочастотного резонанса, межрезонансных колебаний и высокочастотного резонанса для переключения жесткости амортизаторов, ограничиваются справа значениями соответственно по следующим формулам:

$$i_1 \approx 2W_0 = 2\sqrt{\frac{2c_{\text{п}}}{M}}; \quad (1)$$

$$i_2 \approx a\sqrt{\frac{c_{\text{ш}}}{m}}; \quad (2)$$

$$i_3 \approx b\left(2W_{\text{к}} - \sqrt{\frac{c_{\text{ш}}}{m}}\right) = b\left(2\sqrt{\frac{2(c_{\text{п}} + c_{\text{ш}})}{m}} - \sqrt{\frac{c_{\text{ш}}}{m}}\right), \quad (3)$$

где W_0 – собственная частота колебаний поддрессоренной массы на подвеске; $c_{\text{п}}$ – коэффициент жесткости подвески; M – поддрессоренная масса; $c_{\text{ш}}$ – коэффициент жесткости шины; m – неподрессоренная масса; $W_{\text{к}}$ – собственная частота колебаний неподрессоренной массы между шинами и подвеской; $k_{\text{ш}}$ – эквивалентный коэффициент сопротивления шины; $k_{\text{п}}$ – эквивалентный коэффициент сопротивления подвески. Значения a выбирается от 0,9 до 1,0, а b от 1,0 до 1,2.

Заключение. Предложен общий подход к построению системы управления полуактивной подвеской автобуса, строящийся на совокупной оценке граничных условий параметров работы подвески, которые анализируются по проведенному расчету амплитудно-частотных характеристик.

УДК621.331:621.314

АНАЛИЗ НЕПЛАНОВЫХ РЕМОНТОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО МОТОРВАГОННОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

В. С. МОГИЛА, К. Р. БОЙКОВ

Белорусский государственный университет транспорта

Надежный, исправный подвижной состав является одним из важнейших показателей устойчивой работы железной дороги. Неплановая постановка состава на ремонт с заменой или ремонтом отдельных узлов и деталей приводит к увеличению эксплуатационных затрат, а также к дополнительным трудозатратам. Задачей авторов стал вопрос о необходимости анализа неплановых ремонтов электрического моторвагонного подвижного состава с целью более рационального распределения трудовых и финансовых фондов. Проведенные авторами исследования показали неравномерность распределения нагрузок по секциям состава и позволили предположить влияние этого фактора на выходы из строя отдельных деталей и узлов.

В Республике Беларусь на данный момент существует одно депо приписки электропоездов – Минское моторвагонное депо ТЧ9. В нем производятся все виды текущего обслуживания и ремонта, а также ведется строгая отчетность по неплановым ремонтам секций электропоездов.

Для анализа был взят период с 2002 по 2005 гг. Общее количество неплановых ремонтов составило около 3000. Следует отметить, что в книгу неплановых ремонтов заносится замена колесных пар сек-