

М., ВНИИВ – ВНИИЖТ, 1983. – 259 с. 4. Пастухов И. Ф., Пигунов В. В. Основы проектирования цистерн. Методические указания к курсовому проектированию по дисциплине “Вагоны и контейнеры”. – Гомель: БелИИЖТ, 1987. – 32 с.

УДК 629.1.02-52.001.5

И.С.Сазонов

ЧАСТОТНО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ ПОЛНОПРИВОДНЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН

*Могилевский государственный технический университет
Могилев, Беларусь*

В настоящее время наиболее перспективный путь повышения эксплуатационных свойств полноприводных колесных машин – это создание эффективных систем автоматического управления их приводами. Поэтому теоретические и экспериментальные исследования, направленные на разработку новой методологии и инструментария проектирования совершенных систем автоматического управления движением являются весьма актуальными. При этом первоочередной задачей создания систем управления нового поколения является поиск источников первичной информации, которые достоверно характеризуют напряженно-деформированное состояние в контактах колес с опорной поверхностью и энергетическое состояние привода ходовой системы.

В качестве источника первичной информации нами приняты силовые факторы, реализуемые колесами машины с опорной поверхностью и действующие в приводе ходовой системы. Для комплексной оценки энергетического состояния привода ходовой системы полноприводной колесной машины принят градиент потенциальной энергии и частотные характеристики динамической системы привода

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_i} < \left[\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_i} \right] \quad \text{и} \quad \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_i} \geq 0$$
$$F_{ki}(\omega) < [F_{ki}(\omega)]$$

где $\Pi = f(c_i, q_i)$ – потенциальная энергия; c_i – коэффициенты жесткости элементов привода; q_i – обобщенные координаты; φ_i – угловая координата элемента привода; F_{ki} – касательная сила на ведущем колесе.

Выработка сигналов управления и операции регулирования начинают при нарушении этих неравенств. В результате машинного эксперимента динамики движения полноприводной колесной машины 4x4 установлено, что диапазоны настройки частотных характеристик динамической системы привода ходовой системы, зависят от режимов движения. Так, в тяговом режиме движения по грунтовой поверхности частотная настройка динамической системы находится в диапазоне низких и высоких частот (рис.1). Малым значениям крюковой нагрузки соответствуют высокие значения частот собственных колебаний, величина которых колеблется в пределах 30...50 Гц. При крюковых нагрузках свыше 10 кН преобладают низкие значения частот собственных колебаний. В системе автоматического управления анализ частотных характеристик привода ходовой системы проводится для выявления резонансных колебаний и автоколебаний. Затем операциями регулирования исполнительными механизмами привода динамическая система «уводится» от этих зон.

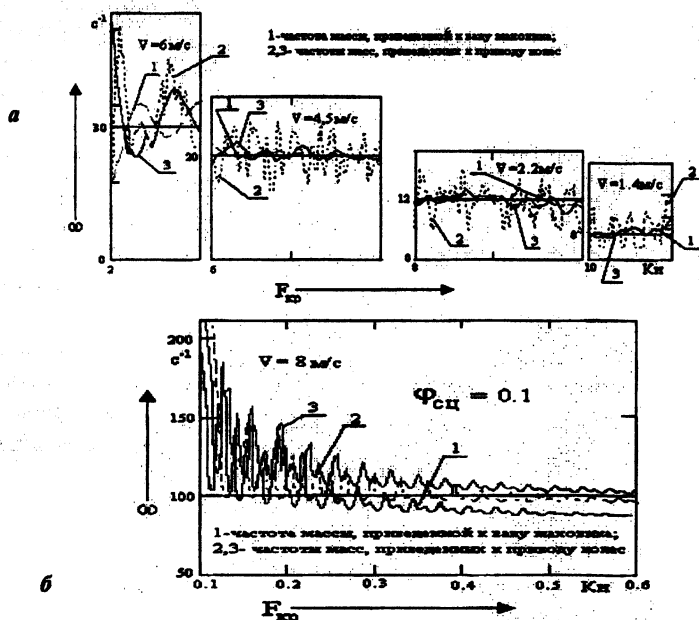


Рис.1.Изменение частотных характеристик колебательной системы в зависимости от изменений крюкового усилия
(Тип дорожного покрытия- грунтовая разбитая дорога, $D=47,2 \text{ см}^2$)

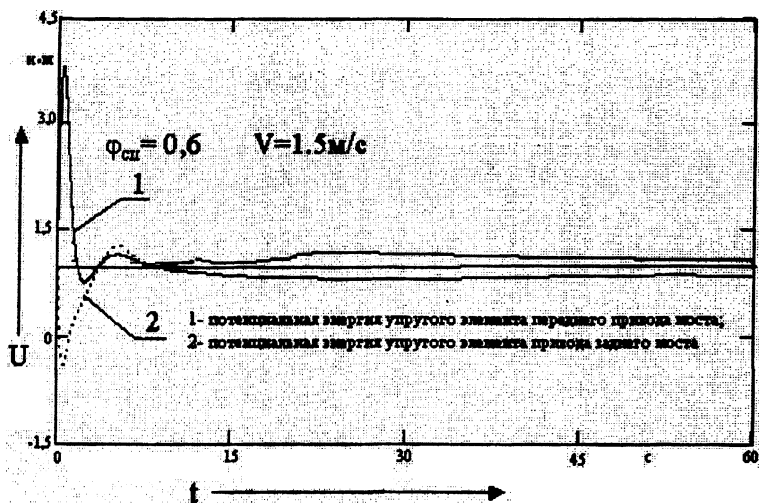


Рис.2. Изменение потенциальных энергий упругих элементов трансмиссии за период разгона машины
(Грунтовая дорога, $D=47,2 \text{ см}^2$)

Проблема минимизации внутренней потенциальной энергии (упругие деформации элементов трансмиссии и ходовой части) динамической системы является также важной, т.к. именно с ней непосредственно связан коэффициент полезного действия ходовой системы и эксплуатационные свойства машины. Потенциальная энергия элементов приводов переднего и заднего мостов машины в процессе разгона достигает максимального значения в начальный момент движения (рис.2). Из характера изменения потенциальной энергии приводов видно, что каждая из них меняет знак производной. Следовательно, градиенты потенциальной энергии также могут переходить в область отрицательных значений. Таким образом, упругие моменты могут быть причинами скольжения пятен контактов ведущих колес при условии уменьшения коэффициентов их сцепления с опорной поверхностью. Упругие моменты, возникающие в приводе, являются функциями изменяющихся характеристик опорной поверхности, характеристик собственно динамической системы и режимов движения машины. Уровень силовой функции в приводе ходовой системы устанавливается непрерывным сравнительным анализом градиентов потенциальной энергии, а минимизация силовой функции осуществляется ее диссипацией. Для колесной ма-

шины со ступенчатой механической трансмиссией эффективным методом минимизации силовой функции является диссипация внутренней энергии с помощью разрыва потока мощности, передаваемой к ведущим колесам. При отсутствии проскальзывания колес и резонансных частот колебаний силовых факторов, реализуемых ведущими колесами, средствами диссипации энергии являются фрикционные механизмы привода: главное сцепление, муфты привода дополнительных мостов. Поэтому, алгоритм управления режимами движения полноприводных колесных машин должен предусматривать формирование сигналов управления этими исполнительными механизмами при обнаружении установленного уровня силовой функции.

Таким образом, методология проектирования эффективных систем автоматического управления приводами и силовыми агрегатами полноприводных колесных машин предусматривает два уровня формирования сигналов управления. Первый уровень включает многофакторный анализ, состоящий из частотного анализа силовых факторов и их производных, анализа силовой функции внутреннего энергетического состояния привода ходовой системы и оценки распределения весовых нагрузок и касательных сил по колесам, мостам и бортам машины. Второй уровень заключается в поиске наиболее эффективного исполнительного механизма привода, воспринимающего сигналы управления.

УДК 621.376

А.В. Сергеев

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ, ОПИСЫВАЮЩИЕ ВИБРОСИГНАЛЫ, ВОЗБУЖДАЕМЫЕ ПОДШИПНИКАМИ КАЧЕНИЯ

*НИИ прикладных физических проблем им. А.Н.Севченко
Минск, Беларусь*

Техническое состояние подшипниковых узлов в значительной мере определяет безаварийную эксплуатацию машин и механизмов. Виброакустическая диагностика позволяет осуществлять безразборный контроль подшипников на всех стадиях их жизненного цикла: проектирования, изготовления, эксплуатации и ремонта. Это достигается за счет того, что виброакустический сигнал (ВС), создаваемый при работе подшипника содержит информацию о всех отклонениях от нормальных режимов работы, обусловленных различными дефектами. При разработке диагностических экспертных систем (ДЭС) необходимо иметь ВС, соответствующие определенным диагностическим состояниям (ДС), обусловленным различными дефектами подшипниковых узлов. ВС, возбуждаемые различными дефектами можно использовать для обу-