

ходовой части ЛЗМ, а также вибронегруженности рабочего места оператора.

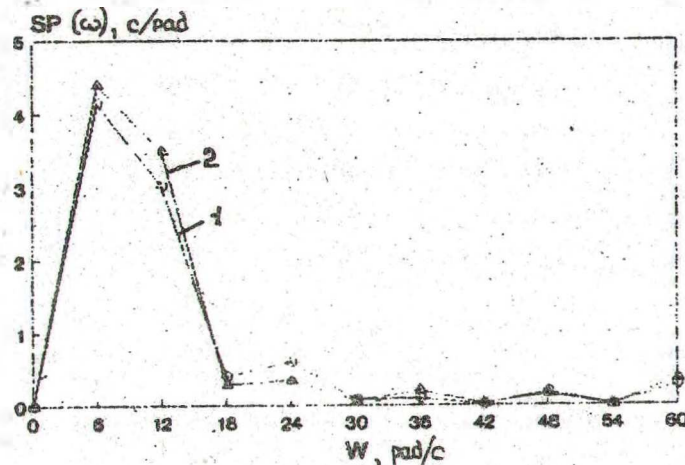


Рис.2. Спектральные плотности крутящегося момента на полуоси ЛЗМ. 1 - теоретическая; 2 - экспериментальная.

Применение математической модели позволит на стадии проектирования производить оценку и выбор рациональных параметров узлов ЛЗМ с учетом условий эксплуатации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Микулик Н.А. Динамические системы с реактивными звеньями. - Мн.: Высшая школа, 1985. - 112 с.
2. Жуков А.В., Ладолко Л.И. Основы проектирования специальных лесных машин с учетом их колебаний. - Мн.: Наука и техника, 1978. - 264 с.
3. Высоцкий М.С., Жуков А.В. и др. Динамика длинноосевых поездов. - Мн.: Наука и техника, 1987. - 199 с.

УДК 621.226.5

Я.И.Остриков, доцент;
Л.Ф.Доронин, инженер

МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИКИ ЛЕСОВОЗНЫХ АВТОПОЕЗДОВ

There are the method to analysis of dynamic systems of logging trunk type MAP and the description of their mathematical model.

Лесовозный автопоезд (ЛАП) является сложной механической системой, состоящей из большого числа масс, связи между которыми

весьма многообразны. При движении на эти массы передаются толчки от неровностей дороги, а также неравномерности работы двигателя и движителей, сопротивлений движению тягача и прицепа, что вызывает их колебания. Неотъемлемым условием повышения качества ЛАП является борьба с колебаниями, проводимая на этапах их проектирования и доводки, производства и эксплуатации.

ЛАП характеризуется сложностью условий эксплуатации [1], особенностями конструкции и специфичностью перевозимого груза - пачки деревьев, что необходимо учитывать при их проектировании и доводке. Задача определения параметров колебаний таких динамических систем весьма трудоемка, поэтому наиболее приемлемы численные методы решения на ЭВМ, что, в свою очередь, требует соответствующего методического подхода, основу которого составляют разработка математической модели и выбор методики анализа с помощью ЭВМ [2].

При разработке представленной ниже математической модели динамики движения наиболее распространенного в лесной промышленности ЛАП в составе тягача типа МАЗ 4×4 и двухосного безрессорного прицепа-ропуса учитывалась сложившаяся практика проектирования, исследования и изготовления колесных тягово-транспортных машин по узлам и агрегатам (модулям) [2]. Расчетная схема динамики (см. рис.), являющаяся составной частью модели, разработана на основе анализа его конструкции и кинематики движения звеньев, узлов и агрегатов и построена методом замены распределенных масс сосредоточенными, соединенными безынерционными упруго-демпфирующими связями.

Движение такого поезда по неровной дороге в режиме трогания с места, разгона и замедления с переключением передач описывается системой из 18-ти дифференциальных уравнений второго и 3-х первого порядков. Последние описывают расход топлива и работы буксования сцепления и синхронизатора в коробке передач (КП). Такая математическая модель ЛАП типа МАЗ 4×4 является более углубленным развитием приведенных в литературе моделей. Она содержит следующие параметры:

моменты инерции: вращающихся масс двигателя и ведущей части сцепления I_d ; ведомых частей сцепления $I_{сд}$; ведущих $I'_{с_1}$ и ведомых $I''_{с_j}$ частей КП на j -той передаче, приведенные к ее первичному валу; выходного вала КП $I_{вк}$, приведенный к коробке дифференциала;

деталей и узлов раздаточной коробки (РК) $I_{рк}$ со связанными с ними деталями примыкающих участков трансмиссии до половины полуосей переднего и заднего мостов включительно; всех колес с шинами переднего $I_{кп}$ и заднего $I_{кз}$ ведущих мостов со связанными с ними деталями до половины левых и правых полуосей включительно; балок переднего $I_{мп}$ и заднего $I_{мз}$ ведущих мостов, вращающихся под воздействием реактивных моментов; поддрессоренных масс тягача I_t с приходящейся на него частью нагрузки m_{gt} и массы прицепа I_p с приходящейся на него частью нагрузки m_{gp} при продольно-угловых колебаниях;

массы: тягача m_t , его переднего $m_{мп}$ и заднего $m_{мз}$ мостов; прицепа m_p ; частей нагрузки (пачки деревьев), приходящихся на тягач m_{gt} , и прицеп m_{gp} , а также колеблющейся части нагрузки $m_{гк}$, приведенной к ее центру тяжести;

крутильные жесткости: эквивалентные - валов КП $C_{эк}^{\Phi}$ на j -той передаче, приведенные к первичному валу; валов РК $C_{эп}^{\Phi}$, приведенные к промежуточному карданному валу; и соответствующих валов привода переднего $C_{эп}^{\Phi}$ и заднего $C_{эз}^{\Phi}$ мостов, приведенные к выходным валам РК; суммарные резинокордных оболочек шин $C_{шмп}^{\Phi}$ и $C_{шмз}^{\Phi}$, а также рессор $C_{рмп}^{\Phi}$ и $C_{рмз}^{\Phi}$ соответствующих мостов тягача при их угловых колебаниях;

жесткости: вертикальные суммарные радикальные резинокордных оболочек шин $C_{шмп}^y$, $C_{шмз}^y$, $C_{шоп}^y$ и $C_{шоз}^y$, и рессор $C_{рмп}^y$, $C_{рмз}^y$ соответствующих мостов (м) тягача и осей (о) прицепа, а также пачки деревьев C_g^y ; горизонтальные суммарные радиальные резинокордных оболочек шин $C_{шмп}^x$ и $C_{шмз}^x$ соответствующих мостов, а также продольной связи тягача с прицепом C_c^x ;

коэффициенты демпфирования K , соответствующие всем перечисленным выше жесткостям (на схеме не обозначены);

динамические отклонения соответствующих масс системы - крутильные φ , горизонтальные x и вертикальные y , а также текущие значения высот неровностей h_n под колесами n -ой оси автопоезда;

передаточные числа трансмиссии - КП на j -той передаче U_k , РК $U_{рк}$, соответствующих передач переднего $U_{грп}$, $U_{крп}$ и заднего $U_{гроз}$, $U_{крз}$ мостов тягача; радиусы качения их колес r_k , а также суммарные зазоры в соединениях деталей КП и РК e_k , приведенные к

первичному валу КП, редукторов переднего $e_{мл}$ и заднего $e_{мз}$ ведущих мостов, приведенные к выходным валам РК;

размеры: базы тягача L_t ; расстояния от оси заднего моста тягача до центра тяжести прицепа L_p ; координаты центров тяжести h_t , h_p , a_t , b_t , a_g , b_g , a_p , b_p подрессоренных масс тягача (т), прицепа (р) и пачки деревьев (д); высоты продольной связи h_c тягача с прицепом; смещения коника тягача $l_{ск}$ относительно вертикальной оси заднего моста, длины рессор переднего $l_{рп}$ и заднего $l_{рз}$ мостов.

Кроме того, модель включает мощность N_d и крутящий момент M_d двигателя в функции от частоты вращения его вала ϕ_d и перемещения педали подачи топлива H в зависимости от времени t , удельный расход топлива g_e , моменты трения сцепления $M_{сц}$, синхронизатора КП $M_{сх}$ и сопротивления вращению деталей соответствующего участка трансмиссии M^c , а также силы сопротивления воздуха P_w соответствующих звеньев автопоезда и качению колес P_f соответствующих его мостов и осей.

Дифференциальные уравнения, описывающие данную расчетную схему, являются многоструктурными, т.е. зависят от характера протекания процессов в системе: буксование сцепления, трогание, разгон и замедление с переключением передач и движение с постоянной скоростью.

Представленная выше математическая модель описывает ЛАП как сложную взаимосвязанную нелинейную динамическую систему и учитывает работу дизельного двигателя, взаимосвязанность колебаний в трансмиссии, подрессоренных масс тягача, прицепа и пачки деревьев, а также звеньев автопоезда, взаимодействие ведущих колес с неровностями дороги и потери мощности на диссипацию энергии.

При анализе на ЭВМ такой математической модели требуется проведение следующих этапов: разработка методик моделирования, состоящих из выбора методов реализации модели на ЭВМ; разработка алгоритмов и программ расчетов; проведение численных экспериментов на ЭВМ с последующим анализом полученных данных. Методически расчетные исследования на ЭВМ динамической системы ЛАП включают следующие этапы: находится и анализируется спектр частот собственных колебаний; определяются параметры демпфирования участков системы, а при приложении гармонического возмущения, в зависимости от его частоты, определяются и анализируются амплитудно-частотные характеристики колебаний; по заданным характе-

ристикам ее внутренних структур, движущих сил, сопротивлений движению и внешних воздействий производится оценка основных рабочих качеств автопоезда, а также осуществляется варьирование вариантов конструктивного исполнения его узлов и агрегатов с целью определения их оптимальных параметров. Применение такого методического подхода весьма эффективно на стадии проектирования и доводки лесовозных автопоездов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Типизация режимов движения лесовозных автопоездов/Е.Ф.Волобуев и др./Тр.Белорус.технолог.ин-та. Вып.1: Серия П. - Мн., БТИ, 1993. -С.34-38.
2. Применение модульного принципа в имитационном моделировании динамики колесных тягово-транспортных машин/Ю.К.Есеновский-Лашков и др./Ред.журн."Автомоб.пром-сть." - М., 1990.- 19 с. - Деп. в НИИавтопроме 20.04.90, N 2000-ап 90.

УДК 625.7.(064)

А.К.Гармаза, аспирант

ВЛИЯНИЕ ГЕОТЕКСТИЛЬНЫХ СЛОЕВ НА ПРОЧНОСТЬ ЗЕМЛЯНОГО ПОЛОТНА

The results of explorations influence humidity and density earths on the strength of road bed with a geotextile interlayer.

Использование синтетических прослоек в теле земляного полотна значительно улучшает его механическую прочность. Это в первую очередь обусловлено армирующими свойствами геотекстилей. Наряду с этим, геотекстильная прослойка оказывает существенное влияние на водно-тепловой режим земляного полотна.

Следовательно, проведение научных исследований по установлению влияния геотекстилей на работоспособность земляного полотна позволит дать качественную и количественную оценку изменения прочностных свойств грунтов, содержащих прослойки, в процессе изменения погодно-климатических факторов.

В процессе эксплуатации грунты земляного полотна могут иметь различную степень увлажнения. По степени увлажнения грунта различают влажность: недостаточную, оптимальную и избыточную.

Недостаточная влажность колеблется в пределах от гигроскопической до двойной максимальной гигроскопической влажности (для