

узлов и агрегатов, что существенно сократит сроки разработки новых машин и доводки серийно выпускаемых.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1.Альгин В.Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин. –Мн.: Навука і тэхніка, 1995. –256 с. 2. Островерхов Н.Л. Прогнозирование нагруженности и долговечности трансмиссий колесных транспортных машин на ранних стадиях проектирования: Дис. ... д-ра.техн.наук: 05.05.03.- М., 1990.- 180 с. 3.Чечик В.И. Исследование и разработка методики расчетного определения нагрузочного режима трансмиссии автомобиля. Дисс. ... канд.техн.наук. –Мн., 1982. 4.Шупляков В.С. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля. –М.: Транспорт, 1974.-328 с. 5.Яценко Н.Н., Шупляков В.С. Нагруженность трансмиссии автомобиля и ровность дороги.-М.:Транспорт, 1967. –164 с.

УДК 629.113.01

Б.У.БУСЕЛ,
канд. техн. наук (БГПА)

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НАГРУЖЕННОСТИ ДОТРАНСФОРМАТОРНОГО УЧАСТКА ТРАНСМИССИЙ САМОСВАЛОВ БЕЛАЗ

Известно, что в дотрансформаторных участках трансмиссий машин могут развиваться крутильные колебания большой интенсивности на отдельных режимах, вплоть, до резонансных [1]. Колебания возбуждаются крутящим моментом двигателя внутреннего сгорания. Поэтому при конструировании этого участка трансмиссии предварительно необходимо решить все вопросы по снижению уровня колебаний при условии гарантированного исключения или подавления резонансных режимов и обеспечить достаточную долговечность элементов. Для решения сформулированной задачи применительно к самосвалам БелАЗ с гидромеханической трансмиссией были проведены расчетно-экспериментальные исследования крутильных колебаний в дотрансформаторном участке трансмиссии.

Для моделирования колебательного процесса в дотрансформаторном участке трансмиссии была принята цепная динамическая система "двигатель-трансмиссия-автомобиль" [2]. Суммарный крутящий момент двигателя воздействует на массу, имитирующую массу маховика и де-

талей, жестко с ним связанных. Дотрансформаторный участок трансмиссии карьерного самосвала моделируется двумя упруго-демпфирующими звеньями. Упругие характеристики звеньев являются нелинейными; моменты трения задаются выражением

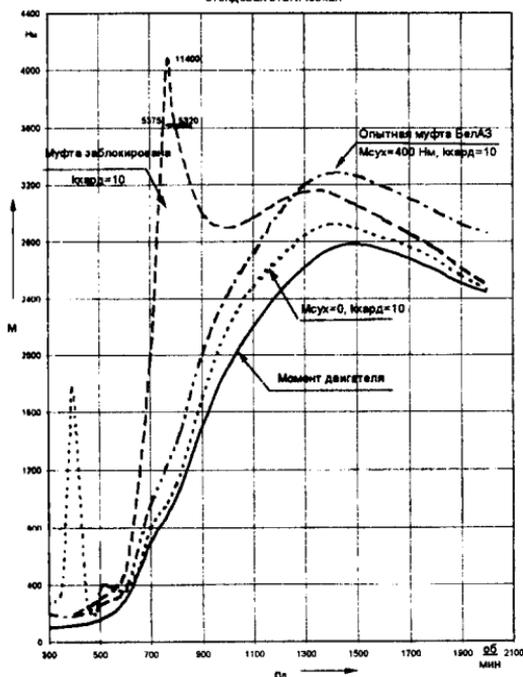
$$M_T = M_c + M_v,$$

где M_c - момент "сухого" трения; M_v - момент "вязкого" трения.

Принятая динамическая система может находиться в одном из двух состояний: гидротрансформатор разблокирован или заблокирован.

На основе динамической системы была составлена математическая модель и программа расчета колебательного процесса в дотрансформаторном участке трансмиссии. При проведении расчетных исследований варьировались: вид и параметры упругой характеристики одного из звеньев дотрансформаторного участка (муфты), величины моментов "сухого" и "вязкого" трения, рассматривались режимы с разблокированным и заблокированным гидротрансформатором. Расчеты выполнялись при изменении частоты вращения коленчатого вала двигателя в интервале 300÷2200 об/мин.

Муфта опытная БелАЗ. ГТ - разблокирован, характеристика муфты - стеновая статическая



На рисунке показана зависимость максимального момента на элементах дотрансформаторного участка трансмиссии самосвала БелАЗ-7555 от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Для сравнения на графике нанесена внешняя скоростная характеристика двигателя.

Подобные зависимости были построены для всех вариантов расчетов для самосвалов БелАЗ-75473 и БелАЗ-7555. Анализ результатов выполнялся как по абсолютным значениям момента на звеньях дотрансформаторного участка, так и по величине

не коэффициента динамичности

$$k_d = \frac{M_{\max}}{M_{e \min}}$$

где M_{\max} - максимальное значение момента на звене дотрансформаторного участка; $M_{e \min}$ - максимальный момент двигателя.

Результаты расчетных исследований позволили сделать следующие выводы:

1 Если между маховиком двигателя и фланцем насосного колеса гидротрансформатора имеется любой механический узел (карданный вал, редуктор и т.п.), то дотрансформаторный участок трансмиссии должен обязательно включать в себя упругодемпфирующую муфту. Блокировка муфты недопустима. С помощью муфты достигаются следующие цели:

- отстройка частоты собственных колебаний дотрансформаторного участка от частоты возмущающего воздействия двигателя в интервале его рабочих оборотов;
- рассеивание энергии колебаний за счет трения в таком объеме, чтобы гарантированно подавлялись резонансные колебания, которые могут возникнуть вне диапазона рабочих оборотов двигателя, например, при запуске или заглохании.

2 Для гарантированной отстройки частоты собственных колебаний дотрансформаторного участка трансмиссий самосвалов БелАЗ от частоты воздействия двигателя в зоне рабочих оборотов угол закрутки муфты под действием максимального момента двигателя должен быть не меньше $4,5^\circ$.

3 Наиболее целесообразной является нелинейная прогрессивная упругая характеристика муфты. В этом случае при переменном нагружающем моменте не возникает стабильный резонансный режим и амплитудные значения момента в $2 \div 2,5$ раза меньше, чем в случае установки муфты с линейной упругой характеристикой.

Динамическая упругая характеристика муфты для конкретного дотрансформаторного участка может быть получена, исходя из выражения

$$C_m = kn_c^2$$

где C_m - жесткость муфты; n_c - частота вращения коленчатого вала, об/мин; k - коэффициент.

Коэффициент k определяется из условия надежной отстройки частоты собственных колебаний дотрансформаторного участка от частоты

воздействия момента двигателя. Для самосвала БелАЗ-7555 динамическая упругая характеристика муфты должна соответствовать уравнению

$$C_m = (0,06 \div 0,07)n_e^2$$

4 Муфта должна иметь специальный элемент сухого трения. Это исключит развитие резонансов на режимах пуска или заглохания двигателя. Кроме этого, значительно уменьшится количество энергии, рассеиваемой в резине элементов муфты за счет внутреннего трения и, как следствие, снизится разогрев резины. Оптимальный момент сухого трения определяется расчетом для конкретных конструктивных параметров дотрансформаторного участка.

С помощью специального программного обеспечения были выполнены исследования экспериментальных записей крутящего момента на карданном валу привода коробки передач самосвалов БелАЗ-75473 и БелАЗ-7555. Применялись процедуры цифровой фильтрации, выделения и исключения переходных процессов при переключении передач, подсчета числа циклов изменения нагрузки с заданным размахом значений, расчета коэффициентов динамичности.

Для оценки динамической нагруженности дотрансформаторного участка кроме коэффициента динамичности использовались значения локального коэффициента динамичности

$$k_{дл} = \frac{M_{max1}}{M} ,$$

где M_{max1} - текущий максимум процесса в пределах некоторого интервала изменения времени (в пределах скользящего окна); \bar{M} - среднее значение процесса в пределах скользящего окна. Установлено, что для дотрансформаторных участков трансмиссий самосвалов БелАЗ характерны следующие режимы нагружения:

- 1 Квазистационарные режимы (частота вращения вала двигателя близка к постоянной или сравнительно медленно меняется);
- 2 Переходные режимы нагружения при переключении передач или блокировке гидротрансформатора;
- 3 Резонансный режим крутильных колебаний.

Для расчета прочности и долговечности элементов муфт и деталей дотрансформаторного участка самосвалов БелАЗ рекомендуется следующий нагрузочный режим.

- 1 Средний расчетный нагрузочный момент следует принимать равным $0,9 M_{e\max}$.

2 Локальный коэффициент динамичности при работе на установленном режиме находится в диапазоне $1,25 \div 1,35$; размахи колебаний, наложенные на средний момент $(0,40 \div 0,50) M_{e \max}$.

3 Максимальные динамические нагрузки возникают на режиме блокировки ГТ. Как правило, имеют место два пиковых значения момента: первый пик соответствует $k_d = 3 \div 3,3$; второй пик соответствует $k_d = 2$.

4 За пробег 1 км с грузом на подъем в средних условиях эксплуатации (ГП "Гранит") элементы дотрансформаторного участка воспринимают:

– $15500 \div 18000$ циклов изменения нагрузки;

– $5 \div 7$ пиковых нагрузок с $k_d = 3 \div 3,3$ и $5 \div 7$ пиковых нагрузок с $k_d = 2,0$.

При движении порожнего самосвала на спуск детали дотрансформаторного участка воспринимают $8000 \div 9500$ циклов изменения нагрузки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вибрации в технике. Справочник в шести томах, т. 3. М.: "Машиностроение", 1980. 2. Гришкевич А.И., Чечик В.И., Альгин В.Б. Нагрузки в трансмиссии автомобиля от неравномерной работы двигателя внутреннего сгорания. – В сб.: "Автотракторостроение" Минск: "Высшая школа, 1976, вып. 8.

УДК 629.113

М. А. ФИРСОВ (МАЗ),
Л. А. МОЛИБОШКО, канд. техн. наук (БГПА)

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КАБИНЫ

В последнее время на Минском автомобильном заводе начали проводиться исследования в области равнопрочности кабины. Для оптимизации весовых и прочностных показателей кабины используются новые программы автоматического проектирования и анализа новых конструкций. Эти средства предназначены для расчета нагрузок в элементах кабины, что позволяет проводить ускоренные и точные прочностные испытания кабины, при использовании меньшего числа прототипов. Это, в свою очередь, позволяет уменьшить затраты на проектирование, изготовление кабин.