

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ПЛАНЕТАРНЫХ РЕДУКТОРАХ МОТОР-КОЛЕС КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА ПРИ ТРОГАНИИ И РАЗГОНЕ

Кандидаты техн. наук, доценты МИХАЙЛОВ В. В.<sup>1)</sup>, ИШИН Н. Н.<sup>1)</sup>, ДЫКО Г. А.<sup>2)</sup>,  
ГАВРИЛОВ С. А.<sup>3)</sup>, ТРУХНОВ Л. И.<sup>4)</sup>

<sup>1)</sup>ГНУ «ОИМ НАН Беларуси»,

<sup>2)</sup>Белорусский национальный технический университет,

<sup>3)</sup>ДИП «Полтава-БелАЗ-сервис» (г. Комсомольск, Украина),

<sup>4)</sup>ОАО «БелАЗ» (г. Жодино, Беларусь)

В работе [1] на основании исследований причин простоев самосвалов БелАЗ-75131, проведенных на шести разрезах ОАО «УК Кузбассразрезуголь», отмечено, что наиболее частым по числу и «тяжести потерь» от простоев техники является отказ редукторов мотор-колес (РМК). Из-за выхода из строя РМК в 2008 г. потеряно 80699 моточасов, что составило 23 % от общего времени простоев технологического автотранспорта. К причинам разрушений РМК относятся высокие динамические нагрузки, обуславливающие интенсивный износ деталей, поломки зубчатых колес и подшипников редукторов.

Совершенствование конструкций РМК наряду с определением динамических характеристик и собственных частот на стадии проектирования эффективнее проводить на математических моделях [2]. Поэтому их разработка, испытания с последующей корректировкой в соответствии с условиями работы самосвалов являются актуальной задачей.

**Описание динамической модели и определение ее параметров.** К достоинствам электропривода с РМК, помимо бесступенчатого регулирования частоты вращения в заданном диапазоне, следует отнести довольно низкую удельную материалоемкость, получение высоких крутящих моментов и удобных компоновочных решений. Однако погрешности изготовления и монтажа крупномодульных зубчатых колес редуктора, накладываемые на деформации звеньев при одновременном кинематическом и силовом взаимодействиях, вызывают неравномерную передачу крутящего момента по силовой цепи редуктора и значительные перегрузки.

При исследованиях элементы трансмиссии и взаимодействующие с ней системы (управление, подвеска, рама, колесо, дорога, машина в целом) с достаточной точностью заменяются их математическими моделями или абстракциями.

Механические элементы силового привода – шестерни, валы, оси, подшипники, зубчатые передачи – условно группируются и представляются упорядоченными упруго-инерционными звеньями, при этом реальная многомассовая система значительно упрощается. Об адекватности математической модели реальному объекту судят по степени близости результатов исследований, полученных при моделировании, и натурных экспериментов.

На крутильные колебания нагрузки при ее передаче зубчатыми колесами РМК больших модулей оказывают влияние сопутствующие радиальные деформации солнечной шестерни, осей сателлитов, корпуса водила и эпициклической шестерни. Согласно [2], приведенная к крутильной системе радиальная жесткость осей сателлитов получается всегда на порядок выше, поэтому в настоящей статье она не учтена.

Привод ходовой части карьерного самосвала содержит контуры левого и правого бортов. Расчетная схема РМК построена на основе двух рядов зубчатых колес для привода полумассы самосвала, как на рис. 1. Оба ряда РМК замыкаются на эпицикл, связанный непосредственно с ведущим колесом.

Кинематические возмущающие воздействия  $\omega_{дв}(t)$  на систему со стороны водителя при трогании и разгоне заданы кусочно-линейной зависимостью.

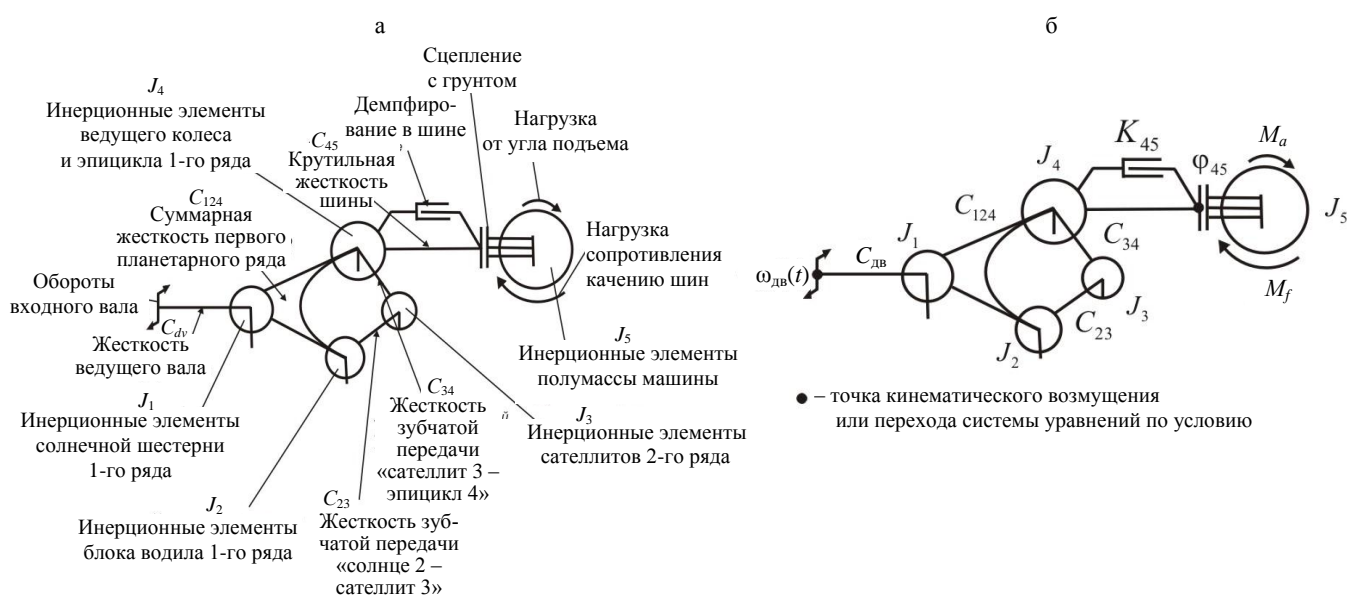


Рис. 1. Идентификаторы (а) на расчетной динамической модели (б) РМК

Коэффициенты крутильной жесткости зубчатых колес РМК, имеющих большой модуль, были получены по [3] и сравнивались со значениями, рассчитанными с учетом перекрытия и ординаты точки зацепления [4]. Согласно [5], для таких зубчатых колес жесткость зацепления может уточняться также в зависимости от перемещения точки контакта зубчатых профилей по линии зацепления.

Проведенные расчеты показали, что податливость крупногабаритных зубчатых колес, имеющих большой модуль, с достаточной точностью может быть оценена по методикам [3] и [4].

Коэффициент  $K_{45}$  демпфирования шины был рассчитан в предположении его линейной зависимости с низшей частотой собственных колебаний  $f_N$  и коэффициентом крутильной жесткости  $C_{45}$ . Коэффициент крутильной жесткости шины принят равным  $C_{45} = 6,52 \cdot 10^6 \text{ (Нм)}^{-1}$  (данные завода-изготовителя шин 33.00R51). Значение первой несущей частоты принято равным  $f_N = 1 \text{ Гц}$ . Это позволило получить величину  $K_{45}$  для фиксированного логарифмического декремента затухания  $\delta = 0,3$  шин [4].

Внешними возмущающими воздействиями на систему являются: кинематическая переменная изменения угловой скорости  $\omega_{дв}(t)$  приводного двигателя и силовая переменная – суммарный момент сопротивления движению для одного контура  $M_c = M_a + M_f$  (относящийся к

сопротивлению движения полумассы самосвала), где  $M_a, M_f$  – суммарные моменты от скатывающей силы и сопротивления качению для ведущего колеса одного борта самосвала.

Динамическая система РМК представлена в виде дифференциальных уравнений второго порядка с пятью сосредоточенными массами с моментами инерции  $J_1$ – $J_5$ , со значениями коэффициентов жесткости, приведенных к ведущей шестерне зубчатых пар: солнечная шестерня 1 – спутник планетарного ряда  $C_s$ , спутник планетарного ряда – водило  $C_v$ , спутник планетарного ряда – эпициклическая шестерня  $C_k$ , водило (солнечная шестерня второго ряда) – спутник второго ряда  $C_{23}$ , спутник второго ряда – эпицикл  $C_{34}$ .

Несмотря на различия в предварительной схематизации механических объектов, как в [6] и [7], максимальное внимание авторов было сосредоточено на получении адекватного и работоспособного математического аналога.

Силовая и кинематическая составляющие поддерживаются передаточными числами  $i_1$  и  $i_2$ , определяемыми через параметр  $p_1$  первого планетарного ряда:

$$p_1 = \frac{z_3}{z_1}$$

В модели используется передаточное число  $i_1$  от солнечной шестерни  $J_1$  к валу водила  $J_2$

$$i_1 = 1 + p_1,$$

а передаточное число  $i_2$  от коронной шестерни (эпицикла  $b$ )  $J_4$  к валу водила  $H - J_2$  равно

$$i_2 = \frac{p_1 + 1}{p_1}.$$

Планетарный ряд имеет суммарный коэффициент жесткости  $C_{124}$ , определяемый движением подвижных валов и податливостями зубьев: солнечной шестерни  $C_s$ , сопряженных с водилом зубьев шестерен  $C_v$ , зубьев эпициклической шестерни  $C_k$ .

Значение  $C_{124}$ , полученное в приведении к валу водила  $J_2$  планетарной передачи, найдено из выражения [3]

$$\frac{1}{C_{124}} = \frac{1}{C_v} + \frac{1}{C_k} i_2^2 + \frac{1}{C_s} i_1^2.$$

Передача мощности вторым рядом производится в соответствии с передаточными числами  $S_{23}$  и  $S_{34}$ , как для конструкции передачи с неподвижными валами:

$$S_{23} = \frac{z_5}{z_4} \quad \text{и} \quad S_{34} = \frac{z_6}{z_5}.$$

Движение инерционных масс в модели описано следующими уравнениями:

- для вращения солнечной шестерни первого ряда РМК

$$J_1 \ddot{\phi}_1 = M_{dv} - M_{124} / i_1;$$

- для вала водила первого ряда

$$J_2 \ddot{\phi}_2 = M_{124} - M_{23};$$

- для сателлита второго ряда

$$J_3 \ddot{\phi}_3 = S_{23} M_{23} - M_{34};$$

- для совместного движения обода колеса (эпицикла)

$$J_4 \ddot{\phi}_4 = M_{124} i_2 - M_{45} + S_{34} M_{34} - M_{f45} - D_{45} (\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_5);$$

- для условного эквивалентного массе машины маховика

$$J_5 \ddot{\phi}_5 = M_{45} + D_{45} (\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_5).$$

Производные действующих моментов:

$$\dot{M}_{dv} = C_{dv} [\omega(t) - \dot{\phi}_1];$$

$$\dot{M}_{23} = C_{23} [\dot{\phi}_2 - S_{23} \dot{\phi}_3];$$

$$\dot{M}_{34} = C_{34} [\dot{\phi}_3 - S_{34} \dot{\phi}_4];$$

$$\dot{M}_{45} = C_{45} [\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_5].$$

Упругий момент, приведенный к валу водила, находится по выражению [3]

$$M_{124} = C_{124} [\phi_1 / i_1 - \phi_2 - \phi_3 i_2].$$

Момент буксования ведущего колеса определяется по условию недопущения превышения момента, определяемого сцеплением ведущего колеса с опорной поверхностью. Буксование колеса контролируется разницей угловых скоростей ведущего колеса и маховика, имитирующего вращение маховика, эквивалентного полумассе самосвала.

Расчетные упруго-инерционные параметры РМК БелАЗа, приведенные к валу шестерни, рассчитанные по стандартной методике [3], представлены в табл. 1, 2.

Таблица 1

Параметры крутильных жесткостей РМК БелАЗа, приведенные к валу шестерни, рассчитанные по [3], Нм/рад

Идентификатор	$C_s$	$C_v$	$C_k$	$C_{23}$	$C_{34}$
Значение	$2,49 \cdot 10^7$	$1,22E \cdot 10^8$	$7,14 \cdot 10^8$	$8,28 \cdot 10^7$	$1,28 \cdot 10^8$

Таблица 2

Расчетные значения моментов инерции элементов силового контура РМК БелАЗа, кг·м<sup>2</sup>

Идентификатор	Ротор электродвигателя	$J_1$	$J_2$	$J_4$	$J_3$
Значение	30,02	0,829	20,61	7286	2,374

Точность модели при планетарном сложном движении звеньев оценивалась относительной разницей расчетного и известного передаточных чисел РМК. Эта величина не превышала 3,3 %, что можно считать приемлемым.

Результаты моделирования представлены в виде графиков изменения некоторых основных параметров на рис. 2.

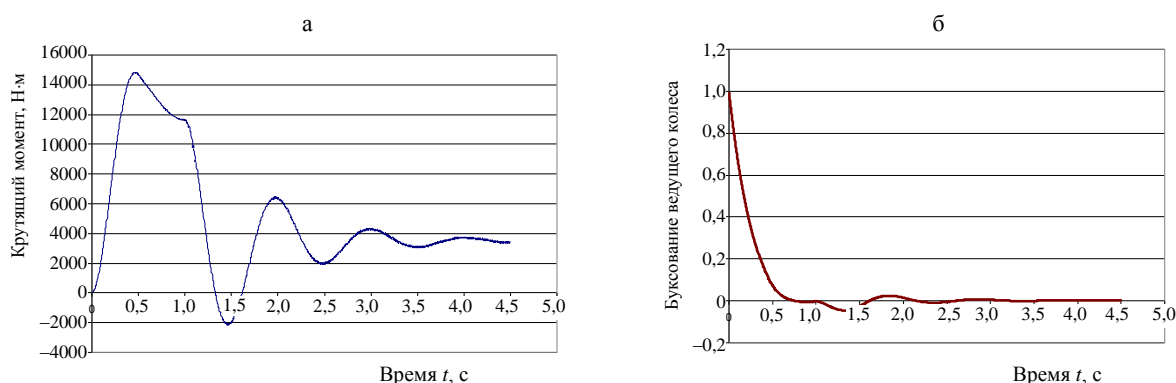


Рис. 2. Расчетные графики изменения крутящего момента (а) на солнечной шестерне второго ряда и буксования ведущего колеса (б) при трогании и разгоне карьерного самосвала БелАЗ массой 244 т с коэффициентом сцепления  $\varphi_{45} = 0,47$

### Определение собственных частот РМК.

Одной из задач динамического расчета современных многорежимных крупногабаритных приводов является определение собственных частот динамических систем [8]. Разработанная выше динамическая система была положена в основу такого расчета, выполненного по [9].

Значения первых шести собственных частот (Гц) для системы сосредоточенных масс РМК, включая ротор электромотора [10], будут следующими: 0,02; 5; 23; 249; 490; 1715. Представленные значения частот колебаний ведущих колес являются типовыми для большинства мобильных машин, в том числе и для большегрузных карьерных самосвалов. Первая собственная частота обусловлена колебаниями массы машины на крутильных жесткостях шин ведущих колес. Вторая частота – колебаниями вращающихся масс самих ведущих колес и приведенных к ним элементов трансмиссии. Последующие частоты связаны с движением других сложных упруго-инерционных систем привода.

С целью проверки адекватности разработанного математического аналога реальному объекту были экспериментально получены низко- (до 100 Гц) и высокочастотные (до 3500 Гц) спектры частот колебаний в условиях обкатки карьерных самосвалов БелАЗ при проведении транспортных работ в карьере (рис. 3).

Анализ экспериментально полученных спектров показал, что изменение частоты вращения входного вала незначительно влияет на сами амплитуды вблизи частот 23, 490, 1720 Гц, а последние практически не изменяют положения на частотной оси. Более того, их значения

достаточно близко находятся к расчетным величинам. Это дает основание определить данные величины как собственные и тем самым подтвердить верность выбранной математической модели.

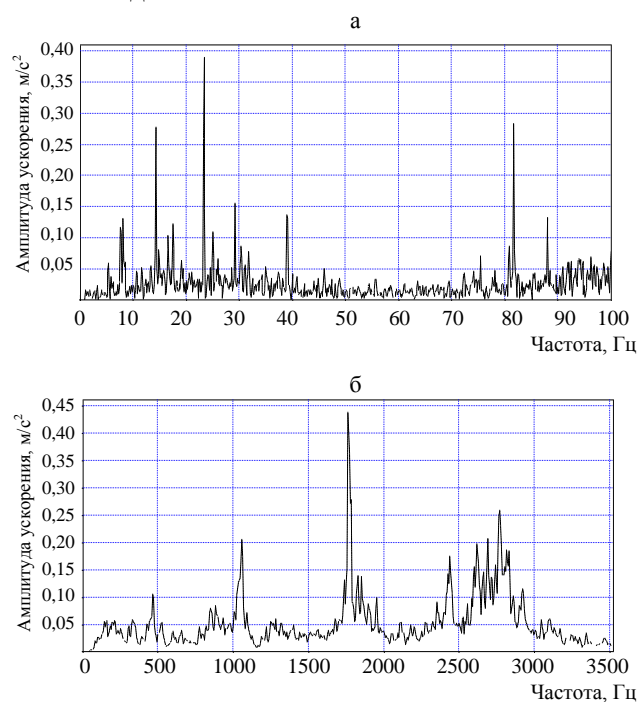


Рис. 3. Экспериментальные спектры вибраций РМК при  $\omega_{дв}(t) = 80 \text{ с}^{-1}$ : а – низкочастотный; б – высокочастотный

### ВЫВОДЫ

Разработана математическая модель силового контура крупногабаритного редуктора мотор-колеса большегрузного самосвала, позволяющая производить оценку переходных процессов по силовым и кинематическим параметрам.

Проведенный численный эксперимент показал, что при трогании и разгоне самосвала существуют факторы, при которых возникают значительные динамические нагрузки в силовой цепи. К таким факторам можно отнести ускорение или замедление вращения приводного электродвигателя, скачкообразное изменение внешнего момента сопротивления движению, потерю сцепления ведущими колесами и появление буксования (скольжения) ведущих колес.

Разработанная математическая модель вполне адекватно отражает динамические свойства крупногабаритного бортового редуктора, что подтверждается экспериментально.

Представленную модель можно рекомендовать для предварительной оценки нагрузочных режимов и минимизации уровня возмущающих сил в зубчатых зацеплениях.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. **Хорешок, А. А.** Метод комплексного диагностирования редукторов мотор-колес карьерных автосамосвалов в условиях предприятий ОАО «УК Кузбассразрезуголь» / А. А. Хорешок, А. В. Кудреватых // Горная промышленность. – 2010. – № 5 (93). – С. 60–64.
2. **Апархов, В. И.** Методы рационального проектирования крупногабаритных планетарных передач по критериям прочности и виброактивности / В. И. Апархов, И. А. Бедный. – ИМАН РАН. Режим доступа: <http://new.gears.ru/main.php?id=16&p=23>
3. **Автомобили:** Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия: учеб. пособие для спец. «Автомобили и тракторы» / А. И. Гришкевич [и др.]; под ред. А. И. Гришкевича. – Минск: Вышэйш. шк., 1985. – 240 с.
4. **Альгин, В. Б.** Динамика трансмиссии автомобиля и трактора / В. Б. Альгин, В. Я. Павловский, С. Н. Поддубко // Наука и техника. – 1986. – 214 с.
5. **Вибрации** в технике: справ.: в 6 т. / под ред. В. Н. Чоломея. – М.: Машиностроение, 1980. – Т. 3: Колебания машин, конструкций и их элементов / под ред. Ф. Б. Диментберга и К. С. Колесникова. – 544 с.
6. **Схематизация** и динамический расчет мобильной машины. Системы с переменной структурой / В. Б. Альгин [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. – 2008. – № 2 (3). – С. 16–24.
7. **Молибошко, Л. А.** Компьютерное моделирование автомобилей: учеб. пособие / Л. А. Молибошко. – Минск: Инф.-вычисл. центр Мин. фин. РБ, 2007. – 280 с.
8. **Генкин, М. Д.** Об отстройке собственных частот планетарного редуктора методом ЛП\_поиска / М. Д. Генкин, М. К. Грицкевич, Н. Ф. Овчинникова // Динамические процессы в механизмах: сб. / ГНИИмашиноведения АН СССР. – М.: Наука, 1976. – С. 56–71.
9. **Сборник** научных программ на Фортране. – Вып. 2: Матричная алгебра: пер. с англ. (США). – М.: Статистика. – 224 с.
10. **Программный** модуль для моделирования динамики трансмиссионной системы Dynamics: комп. программа: св-во 270 Респ. Беларусь / В. Б. Альгин [и др.]; правообладатель ОИМ НАН Беларуси. – № С20100147; заявл. 16.12.10; опубл. 27.12.10 // Реестр зарегистрир. компьютерных программ / Нац. центр интеллектуал. собственности, 2010.

Поступила 14.12.2011