

повысилась общая безопасность управления автомобилем.

Исследования, проведенные в настоящей статье, могут быть положены в основу создания интеллектуальных систем управления различными автомобилями и разработки эффективных алгоритмов их управления.

**Литература.** Тарасик В.П. Концепция интеллектуальной системы управления гидромеханической трансмиссией АТС / В.П. Тарасик, С.А. Рынкевич // Автомобильная промышленность. — 2000. — №6. — С.12—14. 2. Тарасик В.П. Нечеткие множества как основа синтеза алгоритмов управления ГМТ / В.П. Тарасик, С.А. Рынкевич // Автомобильная промышленность. — 2001. — №1. — С.19—22. 3. Тарасик В.П. Методология синтеза алгоритмов управления гидромеханической трансмиссией автомобиля на основе теории нечетких множеств / В.П. Тарасик, С.А. Рынкевич // Мехатроника. — 2001. — №1. — С.39—46. 4. Тарасик В.П. Математическое моделирование технических систем. — Мн.: Дизайн-ПРО, 1997. — 640 с.: ил. 5. Тарасик В.П. Синтез алгоритмов управления гидромеханической трансмиссией карьерного самосвала БелАЗ / В.П. Тарасик, С.А. Рынкевич // Весці НАН РБ, сер. Фіз-тэхн. навук. — 2001. — №2. — С.48—58.

УДК 629.11: 004.89

В.В. Корсаков, Ан.М. Захарик, Ал.М. Захарик, А.Н Кузьмин

## ВЕДУЩИЙ МОСТ С ОПТИМАЛЬНЫМИ ПАРАМЕТРАМИ СОСТАВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ БОРТОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

*Минский автомобильный завод  
Минск, Беларусь*

Для ведущего моста portalного типа транспортного средства построена динамическая модель с учётом кинематического взаимодействия её составляющих звеньев. Анализируя результаты моделирования, можно сделать вывод о существующих резонансных явлениях бортового редуктора в области рабочих частот трансмиссии, которые в значительной степени влияют на надёжность деталей трансмиссии. Однако, изменяя параметры элементов зубчатого зацепления, к которым

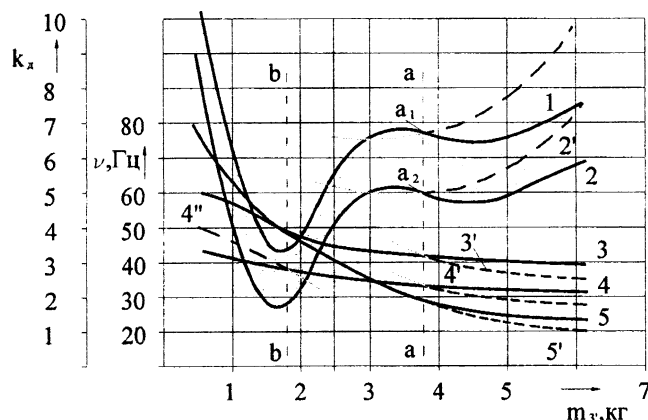


Рис. 1. Зависимость резонансной частоты и коэффициента динамичности от  $m_3$ .

относятся числа зубьев ( $Z$ ), модуль зубчатых колёс ( $m$ ), угол наклона зуба ( $\beta$ ), угол профиля ( $\alpha$ ), ширина зубчатого колеса ( $B$ ), можно спроектировать редуктор с диапазоном собственных частот, находящимся вне пределов частот возбуждающих усилий.

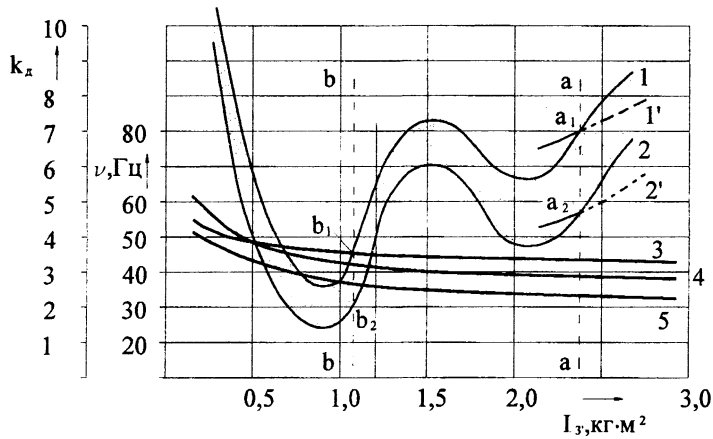


Рис. 2. Зависимость резонансных частот и коэффициента динамичности от  $I_3$ .

Рассмотрим воздействие главных параметров трансмиссии на её динамическую нагруженность.

На рис. 1 представлена зависимость частот, при которых наблюдается резонанс и коэффициент динамичности, принятый в данном случае как мера статического момента на ведущей шестерне бортового редуктора ведущего моста от массы ведущей шестерни. Пунктирными линиями а-а и б-б обозначены пределы максимальных и минимальных значений  $m_3$ , варьирование параметров внутри которых возможно без изменения конструкции. Точки  $a_{1...5}$  являются значениями исследуемых параметров при изучении измененного агрегата с новыми характеристиками в пределах исходных требований к данному узлу.

На рис. 1 можно выделить 3 условные области, где изменение массы по-разному влияет на поведение резонансных кривых. Область “а” характеризуется резким снижением резонансных частот на всех кривых. Область “в” – переходная, на которой сохраняется значительное уменьшение резонансных частот обобщенной координаты  $u_3$  и незначительно - крутящего момента  $M_3$  и продольного смещения ведущей шестерни  $x_3$ . В области “с” изменение массы практически не приводит к изменению частотного диапазона.

Аналогичные зоны можно выделить и на рис. 2, где показана зависимость резонансных частот для обобщенных координат, влияющих на работоспособность бортового редуктора, от момента инерции подвижных деталей бортового редуктора. В зоне “а” при незначительном увеличении момента инерции происходит существенное снижение

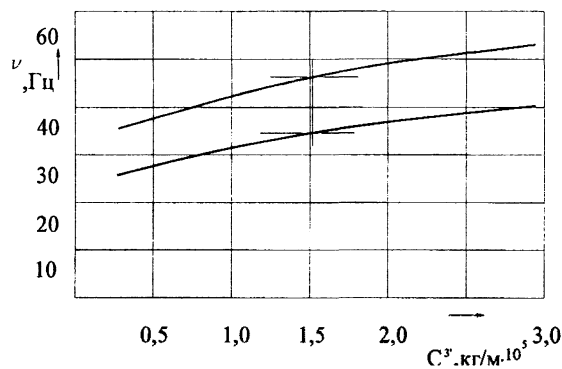


Рис. 3. Зависимость резонансных частот от изгибной жёсткости полуоси.

частот по всем кривым за исключением кривой  $x_3$ , которая на всех диапазонах практически неизменна. Переходная зона "в" сглаживает резкое падение значений ординат и область "с" характеризуется практически пологими кривыми при значительном увеличении  $I_3$ .

Зависимость резонансных частот от изгибной жесткости полуоси (в вертикальной (верхняя кривая) и горизонтальной (нижняя кривая) плоскостях) носит характер, изображенный на рис 3.

В области практически достижимых значений  $C_3$  (внутри прямых a-a и b-b в соответствии с рис. 1 и 2) указанные кривые представляют собой почти прямые линии, незначительно изменяющие частоты с ростом изгибной жесткости. На частотные характеристики других параметров ( $X_3$ ,  $Y_3$ ) изгибная жесткость практически не влияет и поэтому на рис. 3, в отличие от рис. 1 и 2 такая зависимость не приводится.

Влияние геометрических параметров зубчатых передач представлено на рис. 4 и 5. Указанные параметры в большей мере влияют на поперечные перемещения. Особого внимания заслуживает область "а" (рис. 5), где особенно сильно сказываются осевые нагрузки на подшипниковые узлы зубчатых колес бортового редуктора при больших  $\alpha$  и область b, характеризующаяся резким возрастанием  $K_d$ .

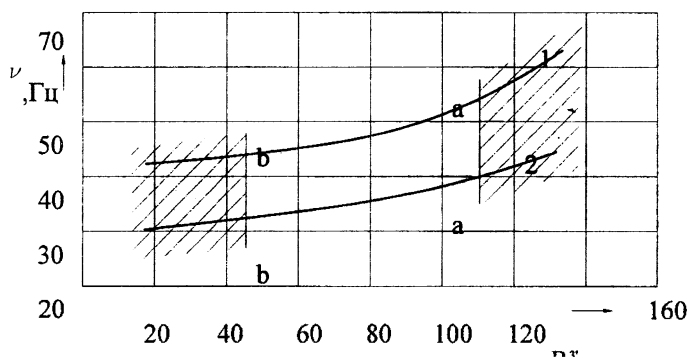


Рис. 4. Зависимость резонансных частот от геометрических размеров ведущего звена.

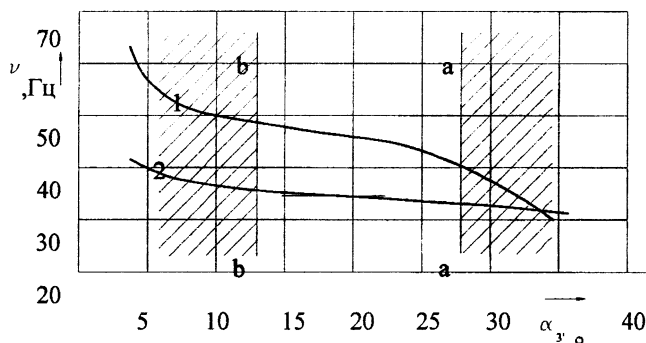


Рис. 5. Зависимость резонансных частот от угла профиля зубчатого колеса.

Приведенные графики влияния различных параметров трансмиссии транспортного средства на её частотные и динамические характеристики показывают, что динамическая нагруженность агрегатов в значительной степени зависит от конструкции каждой составной части. Задача конструктора обозначить зоны возможных динамических перегрузок и уже на этапе проектирования предвидеть возможные пути создания оптимальных агрегатов трансмиссии.

Основываясь на данных расчёта динамики трансмиссии, была разработана программа оптимизации параметров зубчатого зацепления, в основе которой было выделено 2 основных критерия:

- 1- резонансная частота лежит за пределами рабочей зоны исследуемого агрегата. При этом коэффициент динамичности  $K_d$  должен лежать в заданных пре-

делах для максимальных значений рабочих частот, т.е. дополнительно исследуется «пологость» подъема резонансной кривой для различных вариантов варьируемых параметров.

- 2- при невозможности выполнения критерия 1 при заданных ограничениях оптимизируемых параметров отобрать набор вариантов при условиях  $\partial_{рез} < \partial_{зр}$  и  $K_{дmax} \leq K_{дmax}$ .

В качестве вспомогательных критериев используются также: минимум массы, предпочтение стандартному режущему инструменту, минимальные габариты, минимум стоимости.

В алгоритме оптимизации применён метод прямого перебора, т. к. при конструировании не всегда есть необходимость получения единственного решения. Часто в практических работах наиболее предпочтительным является получение набора возможных вариантов, предоставляя конструктору возможность выбора по дополнительным критериям эффективности, которые сложно заложить в алгоритм программы.

По результатам работы программы построена таблица, анализируя которую, можно сделать вывод о возможности подбора приемлемого варианта по дополнительным критериям оптимизации.

Оптимизируемые параметры и резонансные параметры

Таблица

№ п/п	$Z_{вщ}$	$Z_{вд}$	$m$	$\beta$	R	$\partial_{рез}$	$K_{д max}$
1	10	34	3,5	18	30,0	24,1	2,7
2	11	37	3,5	16	24,0	21,3	2,5
3	12	37	3,5	20	21,0	22,1	2,8
4	15	46	4	15	28,5	24,1	2,5
5	17	52	3,75	16	22,0	23,9	2,6
6	19	59	3,75	12,1	24,0	24,9	2,5
7	21	64	3,75	17	24,5	25,2	2,9
8	21	64	3,5	15	22,5	25,0	3,1

В частности, отбрасываются варианты №7 и №8, несмотря на довольно высокие  $\partial_{рез}$  (25,2 для №7 и 25,0 для №8), т.к. данные варианты имеют высокие  $K_{д}$ .

Варианты №2 и №1 имеют хорошие показатели по  $\partial_{рез}$  и  $K_{д}$  и малые габариты из-за небольшого числа зубьев  $Z_{вд}$  и низкого модуля. Однако неоправданно широкие венцы шестерен и большие радиусы полуосей делают неприемлемыми данные варианты для конструктивного воплощения. Сравнивая варианты 4 и 5 с 6 –м видим, что зубчатые колеса первых вариантов проигрывают по габаритной ширине. 3-й вариант по сравнению с 6-м имеет более высокий угол наклона зуба  $\beta$ , что дополнительно догружает упорные подшипники ведущей шестерни.

Таким образом, из определенного набора вариантов, руководствуясь теми или иными соображениями, конструктор имеет возможность выбрать вариант наиболее подходящий конструкции. В нашем случае – это вариант №6.