

ПУТИ СНИЖЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ВЫЗВАННЫХ ВЫСОКОМИ КРУГОВЫМИ ЧАСТОТАМИ В АВТОМОБИЛЯХ ВЫСОКОЙ ПРОХОДИМОСТИ

THE WAYS FOR REDUCING DYNAMIC LOADS CAUSED BY CIRCULAR FREQUENCIES IN CROSS-COUNTRY VEHICLES

Ассоциированный проф., докт.техн. наук Морчадзе Т.¹, Ассистент проф., докт.техн. наук Русадзе Н.²
Государственный университет Акакия Церетели, Инженерно-технический факультет^{1,2} – Кутаиси, Грузия
E-mail: tamazmor@mail.ru, nunukarus@mail.ru

Abstract: In order to improve theoretical study, there has been developed a mathematical model of transmission movement, which allows studying the oscillatory processes in it. Information received as a result of study enables to perceive the transmission of TATRA-815 type vehicle in the form of a vibro-acoustic signal. There have been obtained the theoretical values of the natural oscillations frequencies of the transmission of TATRA-815 type vehicle, as well as a frequency swing of the cardan drive harmonics during vehicle motion in various gears. The obtained results can be generalized for the cross-country mobiles as well.

KEY WORDS: PASSABILITY, OSCILLATION, FREQUENVY, TRANSMISSION, DYNAMICS, AMPLITUDE, RESONANCE

1. Введение

Снижению нагруженности деталей и узлов транспортных средств, как фактору, определяющему надежность, всегда уделялось большое внимание. Использование двигателей с высокой мощностью способствует повышению режима нагрузки деталей и узлов шасси автомобиля, в том числе и режима нагрузки трансмиссии. Этот процесс требует еще более глубокого исследования динамической нагруженности трансмиссии, вызванной высокой круговой частотой. Исходя из этого, техническое диагностирование технического состояния, полученного в результате динамических нагрузок высокой круговой частоты трансмиссии автомобиля, а также снижение динамических нагрузок является актуальной темой.

2. Предпосылки и средства для решения проблемы

Целью данной работы является изучение динамических нагрузок, вызванных круговыми частотами трансмиссии автомобиля модели TATRA-815 типа 4X4 и их снижение путем рационального выбора жесткостей и инерционных свойств деалей коробки передач, а также разработка метода виброакустического диагностирования коробки передач.

С точки зрения научной новизны, разработана математическая модель трансмиссии автомобиля типа 4X4, в которой отражены кинематические свойства коробки передач.

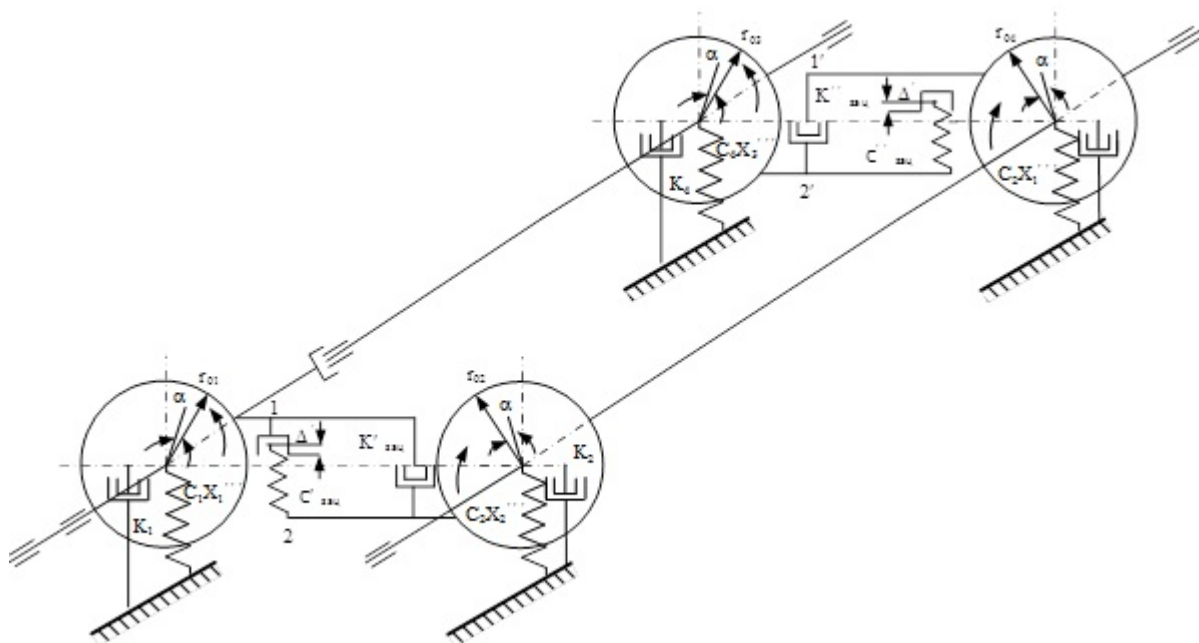


Рис.1. Динамическая схема коробки передач автомобиля TATRA-815

Динамическая схема коробки передач автомобиля TATRA-815 показана на Рис. 1.

Получим следующую систему дифференциальных уравнений:

$$(1) \quad I_1' \ddot{\varphi}_1 + K'_{зац} r_{01} (\dot{\varphi}_1 r_{01} - \dot{\varphi}_1 r_{02}) + K'_{зац} r_{01} (\varphi_1 r_{02} + \varphi_2 r_{02} - \Delta_1^*) = 0;$$

$$I_2' \ddot{\varphi}_2 + K'_{зац} r_{02} (\dot{\varphi}_1 r_{01} + \dot{\varphi}_2 r_{02}) + r_{03} (\dot{\varphi}_2 r_{03} + \dot{\varphi}_4 r_{04}) + C'_{зац} r_{02} (\varphi_1 r_{01} - \varphi_2 r_{02} - \Delta_1^*) - C'_{зац} r_{03} (\varphi_3 r_{03} + \varphi_4 r_{04} + \Delta_2^*) = 0;$$

$$I_4 \ddot{\varphi}_4 + K'_{зац} r_{04} (\dot{\varphi}_2 r_{03} - \dot{\varphi}_4 r_{04}) + C''_{зац} r_{03} (\varphi_2 r_{03} + \varphi_4 r_{04} + \Delta_2^*) = 0.$$

где, Δ_1^* - погрешность зацепления первой пары; Δ_2^* - погрешность зацепления второй пары; $r_{01}, r_{02}, r_{03}, r_{04}$ - радиусы основных окружностей шестерен коробки передач; $\varphi_1 r_{01}$ - перемещение точки „1“; $\varphi_2 r_{02}$ - перемещение точки „2“; $\varphi_3 r_{03}$ - перемещение точки „3“; $\varphi_4 r_{04}$ - перемещение точки „4“; $K'_{зац}$ и $K''_{зац}$ - коэффициенты демпферов зацепления в первой и во второй паре. Отсюда окончательно имеем:

$$(2) \quad \ddot{Z}_1 + Q^2_{1зац} \dot{Z}_1 - Q^2_2 Z_2 + n^2_{1зац} Z_1 - n^2_2 Z_2 = n^2_{1зац} \Delta_1^* - n^2_2 \Delta_2^*$$

$$\ddot{Z}_2 + Q^2_{3зац} \dot{Z}_2 + Q^2_4 Z_1 + n^2_{3зац} Z_2 - n^2_4 Z_1 = n^2_{3зац} \Delta_2^* + n^2_4 \Delta_1^*$$

Где: $n^2_{1зац} = \left(\frac{r_{01}^2}{I_1'} + \frac{r_{02}^2}{I_2'}\right) C'_{зац, экв}$; $n^2_{3зац} = \left(\frac{r_{03}^2}{I_2'} + \frac{r_{04}^2}{I_4}\right) C''_{зац, экв}$;

$$n^2_{1зац} = \left(\frac{r_{01}^2}{I_1'} + \frac{r_{02}^2}{I_2'}\right) K'_{зац, экв}$$
; $Q^2_{3зац} = \left(\frac{r_{03}^2}{I_2'} + \frac{r_{04}^2}{I_4}\right) K''_{зац}$.
$$n^2_1 = \frac{r_{02} r_{03}}{I_2'} C'_{зац, экв}$$
; $n^2_4 = \frac{r_{02} r_{03}}{I_2'} C'_{зац, экв}$; $Q^2_2 = \frac{r_{02} r_{03}}{I_2'} K'_{зац}$; $Q^2_4 = \frac{r_{02} r_{03}}{I_2'} K'_{зац}$.

Здесь $n^2_{1зац}$ и $Q^2_{3зац}$ представляют собой квадраты парциальных частот исследуемой динамической системы

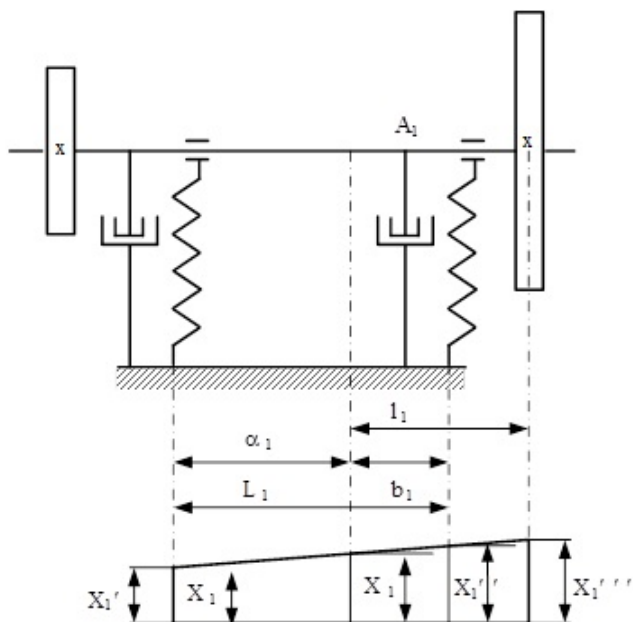


Рис.2. Динамическая система ведущего вала

Результаты расчетов амплитуд вынужденных колебаний при зависимости от частот возмущений приведены в Таблице 1. С помощью этих данных построены резонансные кривые для 5-го варианта – амплитудно-частотные характеристики (Рис. 3, Рис. 4).

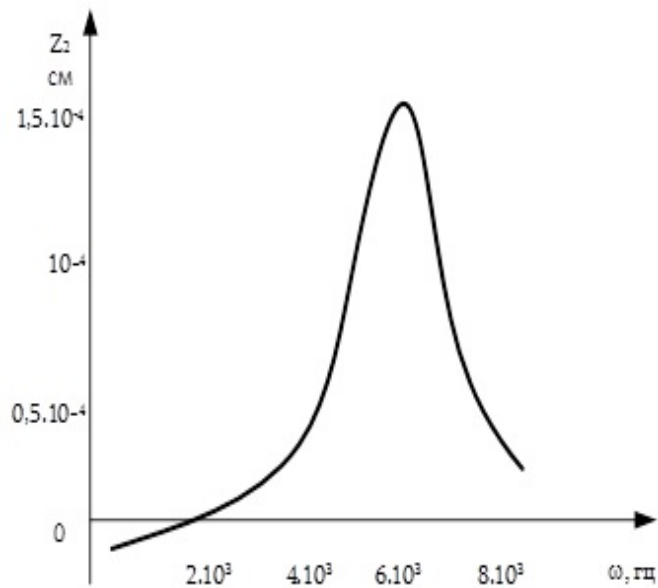


Рис.3 Амплитудно-частотная характеристика

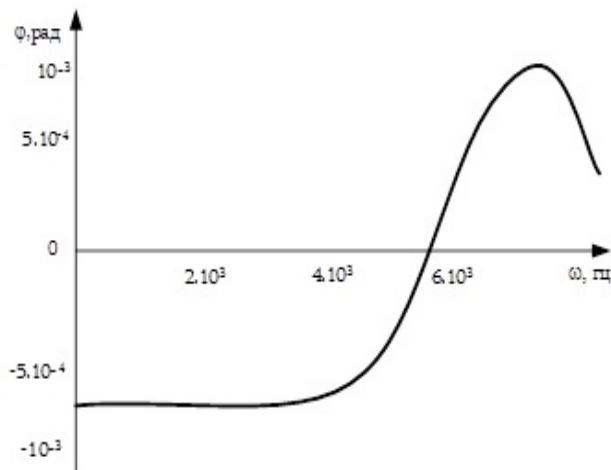


Рис.4. Амплитудно-частотная

3. Результаты и дискуссия.

По результатам анализа полученных нами собственных колебаний и относительных амплитуд автомобиля TATRA-815 можно сделать вывод о том, что изменение частот собственных колебаний возможно с помощью изменения определенных конкретных конструктивных параметров: с помощью

изменения момента инерции первой массы (жвигателя) пятимассовой системы во время одноузлового колебания формы двигателя или, менее эффективно, с помощью изменения момента инерции второй и третьей масс (коробки передач и распределения или главная передача), а также с помощью изменения жесткости третьего вала (полуосей) системы, с помощью изменения момента инерции четвертой массы (ведущих колес) или изменения жесткости четвертого вала (тангенциальная жесткость шины) во

4. Выводы

Таблица 1.

Амплитуды вынужденных колебаний

№	ω , гц	Z_1 , см-10 ⁻⁴	Z_2 , см-10 ⁻⁴	φ' , рад. 10 ⁻⁴	φ'' , рад. 10 ⁻⁴
1	1000	-0,04973471	-0903874441	2,65166654	3,023536
2	2000	-0910461019	-0906186276	2,76068163	2,737952
3	3000	-0917210400	-0907147105	2,92999164	2,391389
4	3600	-0922278318	-0,07517519	3,05799297	2,192429
5	4200	-0928462059	-0,079887070	3,20889052	2,013996

время колебания двухузловой формы. С помощью изменения моментов инерции второй или третьей масс (коробки передач и распределения или главная передача) системы, или изменения жесткостей первого или третьего валов (сцепление, демпфер, вал сцепления, вал трансмиссии или полуосей) системы, во время трехузлового колебания формы.

Вывод резонансного режима из зоны эксплуатационного вибрирования движения осуществляется в двух вариантах. При первом варианте необходимо обеспечить, чтобы ω_1 , ω_2 и ω_3 были меньше, чем ω_{min} и больше, чем $\omega_4\omega_{max}$. Во время второго варианта, необходимо стремиться к тому, чтобы частота всех четырех свободных колебаний была меньше, чем ω_{min} .

Сокращение частоты собственных колебаний трехузловой формы трансмиссии автомобиля прямо на передаче и вывод из резонансной зоны возможно с помощью C_1 , т.е. жесткостей демпфера сцепления, вала сцепления и вала трансмиссии, а также с помощью I_2 , т.е. варьированием момента инерции коробки передач. Вывод системы из резонансной зоны с помощью снижения I_2 стал невозможен, поскольку это напротив привело к увеличению частот собственных колебаний, и вывод системы из резонансной зоны мы решили осуществить только путем сокращения параметра C_1 .

Величину C_1 , при которой частота собственных колебаний P_3 прямо на передаче будет меньше 224,544 рад/сек, модем получить с помощью варьирования жесткостей вала трансмиссии, вала сцепления и демпфера, снижением их суммарной жесткости примерно до 10000 н.м/рад, при которой частота собственных колебаний выходит из резонансной зоны и равняется ≈ 207 рад/сек.

Разработана математическая модель движения коробки передач, с помощью которой можно исследовать колебательные процессы, происходящие в ней; информация, полученная по результатам исследования позволяет определить вид виброакустического сигнала коробки передач автомобиля TATRA-815; результаты исследования могут быть использованы для создания динамического стенда для виброакустического диагностирования коробки передач автомобиля TATRA-815.

5. Литература

1. Адамия, Р. Динамика машин. Тбилиси, Мецниереба, 1999, 399 с.
2. რუსაძე, თ., ალუქვა, გ.ცირეკიძე, მ.ფერაძე, თ.მამალაძე, ნ.ღვინეფაძე. ავტომობილის სადატვირთო რეჟიმები და საიმედოობა. ქუთაისი, სს. "სტამბა", 1998, 296 გვ.
3. Русадзе, Т. Нагруженность трансмиссии и плавность хода автомобиля. Тбилиси, Издательство Тбилисского университета, 1988, 441с.
4. Адамия, Р., О.Михаиленко. Ограничения динамических нагрузок в машинах. Тбилиси, Мецниереба, 1989, 291 с.
5. Русадзе, Т., В.Платонов, В.Семенов, А.Гогитидзе, П.Русадзе. Оптимизация параметров автомобиля. Батуми, Алиони, 2002, 319 с.
6. Reza, N., G.Jazar. Vehicle dynamics: Theory and application. Melbourne, RMIT University, 2008, 1015 p.
7. Rajamani, R. Vehicle dynamics and control. Springer, 1-st edition, USA, 2006.-277 p.
8. Лукин, П. Исследование крутильных колебаний в трансмиссии переднеприводного легкового автомобиля и оптимизация параметров демпферного устройства. В: Отчет о научно исследовательской работе (МАМИ), УДК 629.114.6:-752. регистрации 81069443, 1982, 152 с.