

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЫСОКОЧАСТОТНЫХ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ В ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ КЛАССА 4X4 И ПУТИ ДЛЯ ИХ СНИЖЕНИЯ

ANALYTICAL INVESTIGATION OF HIGH-FREQUENCY TORSIONAL VIBRATIONS IN 4X4 CLASS AUTOMOBILE TRANSMISSION LINE AND WAYS FOR THEIR REDUCING

Ассоциированный проф., докт. техн. наук Морчадзе Г¹, Докт. техн. наук Гогитидзе Г.²

Государственный университет Акакия Церетели, Инженерно-технический факультет¹ – Кутаиси, Грузия
Батумская морская академия² – Батуми, Грузия

Abstract: For studying the dynamic loads of automobile's transmission line there is used the dynamic model. For analytical investigation of high-frequency torsional vibrations there were used the five-mass chain transmission dissipative dynamic model. The equality of kinetic energy of refining and refined masses, potential energy elastic members, and in particular, dissipation of energy (dissipation function), are realized in the method of fine-tuning. As a consequence, there have been determined the values of fine-tuning parameters at dynamics. There is developed the mathematical model of dynamic system taking into account the properties of shaft drive. For the purpose of reducing the torsional vibrations in automobile transmission line, the resonant behavior is brought away from the zone of automobile's motion speeds of service that is achieved by purposeful changing the transmission line parameters.

KEYWORDS: DYNAMICS; PASSABILITY; ELASTICITY; ENERGY; DISSIPATION; FREQUENCY; VIBRATION; PLIABILITY; DAMPING; ACOUSTICS.

1. Введение

Активизация исследовательской работы в направлении уменьшения нагруженности деталей и узлов транспортных средств особенно необходима на современном этапе, когда повышение производительности автотранспорта в основном достигается увеличением грузоподъемности. Использование зубчатой передачи, карданной передачи и двигателя большой мощности повышает нагрузочный режим основных узлов и деталей шасси автомобиля, в том числе и трансмиссии. Этот процесс требует более грубого исследования высокочастотной динамической нагруженности трансмиссии. Исходя из этого, исследование высокочастотной динамической нагруженности трансмиссии автомобиля и путей ее уменьшения является весьма актуальной.

2. Предпосылки и средства для решения проблемы

Целью работы является изучение крутильных колебаний трансмиссии автомобиля типа 4x4 и их уменьшение путем рационального подбора жесткостей и инерционных свойств деталей.

С точки зрения научной новизны разработана математическая модель автомобиля типа 4x4.

Для анализа крутильных колебаний высокой частоты в трансмиссии использована пятимассовая цепная диссипативная динамическая модель. В методе приведения выполняются равенства кинетической энергии приводимой и приведенной масс, потенциальной энергии упругих членов и, в частности, энергии рассеяния (диссипативной функции). В результате, в динамике определены приведенные значения параметров модели.

3. Решение рассматриваемой проблемы

На фиг.1 дана расчетная схема трансмиссии автомобиля TATRA-815, движение которого описывается уравнениями [4,6,7].

$$(1) \quad I_1 \ddot{q}_1 + C_0(q_1 - q_{1k}) = M_0 + M_a \sin 3\omega t$$

$$(2) \quad C_0(q_{1k} - q_1) + C_k(q_{1k} - q_{2k}) = -\lambda_1 C_k \sin 2(q_{1k} + \omega t) + C_k q_{2k} - q_{1k} 2\lambda_1 \cos 2q_{1k} + \omega t$$

$$(3) \quad C_k(q_{2k} - q_{1k}) + C_2(q_{2k} - q_2) = \lambda_1 C_k \sin 2(q_{1k} + \omega t) + C_2 \lambda_2 \sin 2q_{2k} + \omega t + \theta - \sin 2t + C_2 \lambda_2 q_{2k} - q_2 \cos 2q_{2k} + \omega t + \theta$$

$$(4) \quad I_2 \ddot{q}_2 + C_2(q_{2k} - q_2) + C_3(q_2 - q_3) = -C_2 \lambda_2 \sin 2(q_{2k} + \omega t + \theta) + C_2 \lambda_2 \sin 2\lambda$$

$$(5) \quad I_3 \ddot{q}_3 + C_3(q_3 - q_2) + C_4(q_3 - q_4) = 0$$

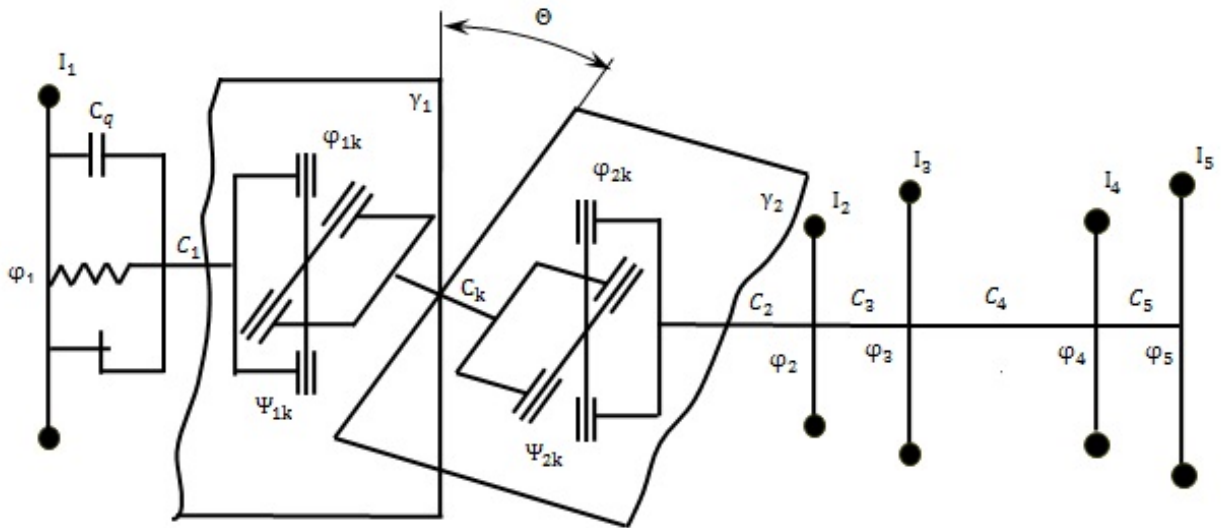
$$(6) \quad I_4 \ddot{q}_4 + C_4(q_4 - q_3) + C_5(q_4 - q_5) = 0$$

$$(7) \quad I_5 \ddot{q}_5 + C_5(q_5 - q_4) = 0,$$

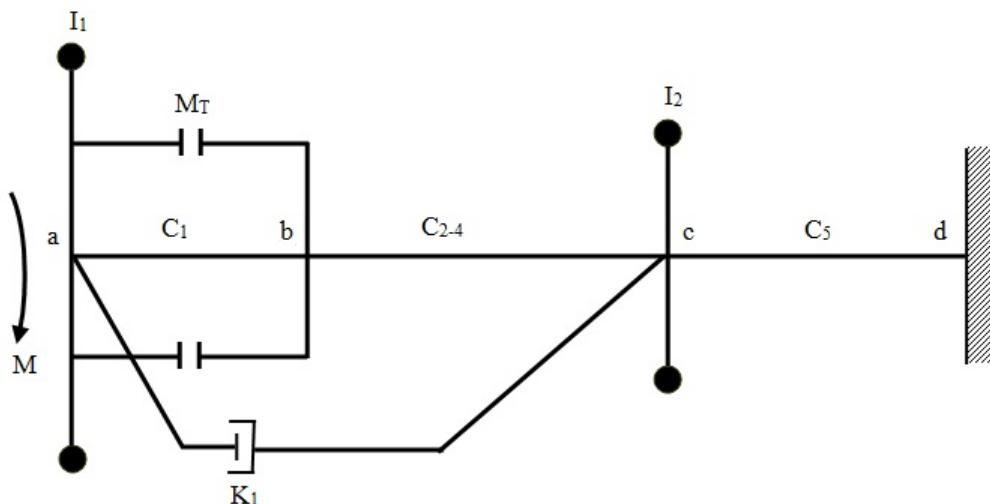
где I_1 - момент инерции вращающихся частей двигателя и сцепления; I_2 - момент инерции первичного вала коробки передач и трансмиссионного вала; I_3 - приведенный момент инерции валов коробки передач, распределительной коробки и зубчатых колес; I_4 - приведенный момент инерции приводного карданного вала и редуктора, полуосей и задних ведущих колес; I_5 - приведенный момент инерции приводного вала переднего моста, редуктора, полуосей и передних приводных колес; C_k - жесткость вала трансмиссии; C_q - жесткость демфера сцепления; $C_0 = \frac{C_q + C_1}{C_q * C_1}$ - общая жесткость участка; C_1 - жесткость вала сцепления; C_2 - жесткость первичного вала коробки передач; C_3 - жесткость вторичного и промежуточного валов коробки передач и валов распределительной коробки; C_4 - жесткость приводного вала распределительной коробки заднего моста; C_5 - жесткость приводного вала распределительной коробки переднего моста; θ - угол между плоскостью, проходящей через ведущий и карданный валы, и плоскостью, проходящей через карданный и ведомый валы; φ - угол поворота масс; Ψ - угол поворота ведомой вилки; γ_1 и γ_2 - углы установки карданных шарниров; $q_i = \varphi_i - \omega t$ ($i=1;2,\dots,6$) - характеризует колебание системы, вблизи равномерного вращения со средней угловой скоростью [8,10].

В результате расчета методом, предложенным профессором П.Лукиным [9], пятимассовая расчетная динамическая система была упрощена путем замены второго узла закреплением (фиг.2).

Как известно, самым эффективным средством противодействия опасному развитию крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля считается выведение резонансных режимов работы из зоны эксплуатационных скоростей движения автомобиля. Этот вопрос был решен путем целенаправленного изменения параметров трансмиссии.



Фиг.1. Пятимассовая расчетная динамическая модель автомобиля TATRA-815.



Фиг.2. Двухмассовая расчетная динамическая модель.

Уравнения движения полученной двухмассовой расчетной схемы имеют следующий вид:

$$(8) \quad I_1 \ddot{\varphi}_1 + C_{\text{эКВ}}(\varphi_1 - \varphi_2) + M_T * \text{Sign}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + K_1(\varphi_1 - \varphi_2) = 0$$

$$(9) \quad I_2 \ddot{\varphi}_2 + C_{\text{эКВ}}(\varphi_1 - \varphi_2) - M_T * \text{Sign}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - K_1(\varphi_1 - \varphi_2) + C_5 \varphi_2 = 0,$$

где φ_2 - угол поворота сечения в точке „b“; $C_{\text{эКВ}}$ - жесткость соединительного участка масс с I_1 и I_2 .

Путем преобразований получим:

$$(10) \quad I_1 \ddot{\varphi}_1 + C_{\text{эКВ}}(\varphi_1 - \varphi_2) + [K_1 + K_{\text{эКВ}}](\varphi_1 - \varphi_2) = 0$$

$$(11) \quad I_2 \ddot{\varphi}_2 - C_{\text{эКВ}}(\varphi_1 - \varphi_2) - [K_1 + K_{\text{эКВ}}](\varphi_1 - \varphi_2) + C_5 \varphi_2 = 0.$$

Для решения этой системы в относительных угловых координатах $\alpha_1 = \varphi_1 - \varphi_2$ и $\alpha_2 = \varphi_2$, первое уравнение (10) умножим на I_2 , а (11) - на I_1 и из первого вычтем второе:

$$(12) \quad \ddot{\alpha}_1 + \frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2} [f(\alpha_1, \dot{\alpha}_1) + K_1 \dot{\alpha}_1] - \frac{C_5}{I_2} \alpha_2 = 0$$

$$(13) \quad \ddot{\alpha}_2 - \frac{1}{I_2} [f(\alpha_1, \dot{\alpha}_1) + K_1 \dot{\alpha}_1] + \frac{C_5}{I_2} \alpha_2 = 0,$$

где $f(\alpha_1, \dot{\alpha}_1) = C_{\text{гДЗ}} \alpha_1 + K_{\text{гДЗ}} \dot{\alpha}_1$ - нелинейная часть упруго-гистерезисной функции, связывающей массы с I_1 и I_2 .

Упруго-гистерезисная функция звена „a-c“ имеет следующее математическое описание [2]:

$$(14) \quad f(\alpha_1, \alpha_2) = C_{2-4}(\alpha_1 - a_0) \quad - 1-2 \text{ этап}$$

$$(15) \quad f(\alpha_1, \alpha_2) = C_{1-4} \left(\alpha_1 - \frac{M_T}{C_1} \right) \quad - 2-3 \text{ этап}$$

$$(16) \quad f(\alpha_1, \alpha_2) = C_{2-4}(\alpha_1 + a_0) \quad - 3-4 \text{ этап}$$

$$(17) \quad f(\alpha_1, \alpha_2) = C_{1-4} \left(\alpha_1 + \frac{M_T}{C_1} \right) \quad - 4-1 \text{ этап}$$

где:

$$(18) \quad C_{1-4} = \frac{C_1 C_{2-4}}{(C_1 + C_{2-4})}.$$

При использовании этой функции определяется эквивалентная жесткость звена „a-c“, связывающего массы с I_1 и I_2 :

$$(19) \quad C_{\text{эКВ}} = \frac{f_{\text{мак}}(\alpha_1, \dot{\alpha}_1)}{\lambda_1} = \frac{C_{2-4}}{C_1 + C_{2-4}} \left(C_1 + \frac{M_T}{\lambda_1} \right).$$

Из равенства максимальных моментов в звеньях „a-b“ и „a-c“ определяется λ_0 :

$$(20) \quad f_{\text{мак}}(\alpha_0, \dot{\alpha}_0) = \lambda_0 C_1 + M_T$$

$$(21) \quad f_{\text{мак}}(\alpha_1, \dot{\alpha}_1) = \lambda_1 C_{1-4} + C_{1-4} \frac{M_T}{C_1}.$$

$$(22) \quad \lambda_0 = \frac{\lambda_1 C_{2-4} - M_T}{C_1 + C_{2-4}}$$

Откуда

$$(23) \quad K_{\text{эКВ}} = \frac{4M_T(C_{2-4}\lambda_1 - M_T)}{\omega_3 \pi \lambda_1^2 (C_1 + C_{2-4})}.$$

При подстановке этого выражения в формулу для расчета $K_{\text{эКВ}}$, получим эквивалентный коэффициент линейного демпфирования:

$$(23) \quad K_{\text{эКВ}} = \frac{4M_T(C_{2-4}\lambda_1 - M_T)}{\omega_3 \pi \lambda_1^2 (C_1 + C_{2-4})}.$$

Коэффициенты $C_{\text{эКВ}}$ и $K_{\text{эКВ}}$ являются нелинейными функциями отношения M_T/λ_1 , при этом $K_{\text{эКВ}}$ зависит от частоты колебаний ω_3 .

С помощью полученных коэффициентов определяем собственные колебания системы λ_1 при различных значениях амплитуды:

$$(24) \lambda_{1i} = (1 + ih) \frac{M_T}{C_{2-4}},$$

где $i=1, 2, \dots$, h - шаг, с достаточной точностью $h = 0,25$.

Из-за того, что демпфирование незначительно влияет на величины собственных частот колебаний, поэтому при расчете коэффициентов $K_{экв}$ используются собственные частоты, соответствующие $K = K_1 + K_{экв} = 0$. Затем, с учетом коэффициента K , производился уточненный расчет частот собственных колебаний [1,3,5].

4. Результаты и дискуссия

В результате анализа частот собственных колебаний и относительных амплитуд рассмотренного нами автомобиля, можно сделать вывод о том, что изменение частот собственных колебаний возможно изменением определенных конструктивных параметров: изменением момента инерции первой массы (двигателя) пятимассовой системы при колебании одноузловой формы или, менее эффективно (коробки передач, распределительной коробки и главной передачи) - заменой моментом инерции, а также изменением жесткости третьего вала (полуосей) системы; при колебании двухузловой формы - изменением момента инерции четвертой массы (ведущих колес) или изменением жесткости второго вала (тангенциальной жесткости колеса); при колебании трехузловой формы - изменением моментов инерции второй или третьей масс (коробка передач и распределительная коробка или главной передачи) и жесткостей первого или третьего валов (демпфера сцепления, вала сцепления, вала трансмиссии или полуосей) системы.

Анализ крутильных колебаний трансмиссии показал, что:

1. Частоты собственных колебаний одноузловой формы находятся в пределах $8 \dots 38 \text{ сек}^{-1}$.
2. Частоты собственных колебаний двухузловой формы на всех передачах, кроме седьмой, составляют $107 \dots 108 \text{ сек}^{-1}$. На седьмой передаче ее значение составляют 313 сек^{-1} .
3. Трехузловые формы колебаний имеют место на всех передачах в двух случаях. Их диапазон $298 \dots 591 \text{ сек}^{-1}$ и $1294 \dots 1391 \text{ сек}^{-1}$.

При этом относительные амплитуды отдельных масс намного превышают амплитуду первой массы для главных гармоник $K=3$ и $K=6$.

5. Заключение

Изучены крутильные колебания трансмиссии автомобиля типа 4x4 и определены способы их уменьшения путем рационального подбора жесткостей и инерционных свойств деталей.

6. Литература

1. Адамия, Р. Динамика машин. Тбилиси, Мецниереба, 1999, 399 с.
2. რუსაძე, თ., ა.ლეჟავა, გ.ციციქიძე, მ.ფერაძე, თ.მამალაძე, ნ.ღვინევაძე. ავტომობილის სადატვირთო რეჟიმები და საიმედობა. ქუთაისი, სს. "სტამბა", 1998, 296 გვ.
3. Русадзе, Т. Нагруженность трансмиссии и плавность хода автомобиля. Тбилиси, Издательство Тбилисского университета, 1988, 441с.
4. Иванов, С. В. Манаева. Метод корректирования пространственной карданной передачи. - Автомобильная промышленность, №3, 1981, с.11-12.
5. Адамия, Р., О.Михаиленко. Ограничения динамических нагрузок в машинах. Тбилиси, Мецниереба, 1989, 291 с.
6. Русадзе, Т., В.Платонов, В.Семенов, А.Гогитидзе, П.Русадзе. Оптимизация параметров автомобиля. Батуми, Алиони, 2002, 319 с.
7. Reza, N., G.Jazar. Vehicle dynamics: Theory and application. Melbourne, RMIT University, 2008, 1015 p.
8. Rajamani, R. Vehicle dynamics and control. Springer, 1-st edition, USA, 2006.-277 p.
9. 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.
10. Иванов, С., В.Манаева. Метод корректирования пространственной карданной передачи. - Автомобильная промышленность, №3, 1981, с.11-12.