

Impact Factor:

ISRA (India) = 6.317
ISI (Dubai, UAE) = 1.582
GIF (Australia) = 0.564
JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
ПИИИ (Russia) = 3.939
ESJI (KZ) = 9.035
SJIF (Morocco) = 7.184

ICV (Poland) = 6.630
PIF (India) = 1.940
IBI (India) = 4.260
OAJI (USA) = 0.350

SOI: [1.1/TAS](#) DOI: [10.15863/TAS](#)

International Scientific Journal Theoretical & Applied Science

p-ISSN: 2308-4944 (print) e-ISSN: 2409-0085 (online)

Year: 2021 Issue: 12 Volume: 104

Published: 30.12.2021 <http://T-Science.org>

QR – Issue



QR – Article



Ibroxim Samandarovich Tursunov

Tashkent State Transport University
Associate Professor of Automotive and Industrial Engineering,
Uzbekistan
soyib.narziev@gmail.com

Zavkiddin Zayniddinovich Sharopov

Tashkent State Transport University
Assistant-teacher, Vehicles and Automotive Industry Department,
Uzbekistan
jamshid002@mail.ru

Soyib Ortikovich Narziev

Tashkent State Transport University
PhD, Head of the Vehicles and Automotive Industry Department,
Uzbekistan
soyib.narziev@gmail.com

Jamshed Sadulloevich Avliyokulov

Tashkent State Transport University
PhD, Associate Professor, Vehicles and Automotive Industry Department,
Uzbekistan
jamshid002@mail.ru

TORSIONAL VIBRATIONS OF THE TRANSMISSION OF A CAR WITH TWO POWER PLANTS IN THE SIMULINK ENVIRONMENT

Abstract: The results of the calculated ratios to determine the forces and moments acting on the dynamic model, we obtain differential equations of free and forced torsional vibration transmission with two power units, which are the basis for determining the natural frequencies, the study of amplitude-frequency characteristics, as well as the analysis of virgin loads Over clocking on the transmission components of mobile machines with two power units.

Key words: model, vibrations, car.

Language: Russian

Citation: Tursunov, I. S., Sharopov, Z. Z., Narziev, S. O., & Avliyokulov, J. S. (2021). Torsional vibrations of the transmission of a car with two power plants in the simulink environment. *ISJ Theoretical & Applied Science*, 12 (104), 1288-1292.

Soi: <http://s-o-i.org/1.1/TAS-12-104-143> **Doi:**  <https://dx.doi.org/10.15863/TAS.2021.12.104.143>

Scopus ASCC: 2200.

КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ С ДВУМЯ СИЛОВЫМИ УСТАНОВКАМИ В СРЕДЕ SIMULINK

Аннотация: В статье приведены результаты расчетных соотношений по определению сил и моментов действующих на динамическую модель, получены дифференциальные уравнения свободных и вынужденных крутильных колебаний трансмиссии с двумя силовыми установками, которые являются основанием для определения собственных частот, исследования амплитудно-частотных характеристик,

Impact Factor:

ISRA (India) = 6.317
ISI (Dubai, UAE) = 1.582
GIF (Australia) = 0.564
JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
РИИЦ (Russia) = 3.939
ESJI (KZ) = 9.035
SJIF (Morocco) = 7.184

ICV (Poland) = 6.630
PIF (India) = 1.940
IBI (India) = 4.260
OAJI (USA) = 0.350

а также анализа действующих нагрузок в режиме разгона на элементы трансмиссии автомобиля с двумя силовыми установками.

Ключевые слова: модель, колебания, автомобиль.

Введение

Задачами исследования динамики трансмиссии, после выбора способа моделирования и составления динамической модели, упрощения динамической модели, составления приведенной к валу двигателя динамической модели, являются определение возмущающих воздействий на динамическую модель, вывод дифференциальных уравнений свободных и вынужденных крутильных колебаний трансмиссии автомобиля.

На рис.1 приведена динамическая модель трансмиссии автомобиля с двумя силовыми установками и колесной формулой два 4х4 приведенная к валу двигателей, где:

J_1, J_2 - моменты инерций вращающихся масс правого и левого двигателей;

J_3, J_4, J_5, J_6 - приведенные моменты инерций вращающихся масс колёс 4^х мостов;

J_7 - приведенный момент инерции крутильной массы, эквивалентной поступательно движущейся массе автомобиля;

C_1, C_2, C_3, C_4 - приведенные крутильные жесткости трансмиссий 4^х мостов;

C_5, C_6, C_7, C_8 - приведенные тангенциальные жесткости шин 4^х мостов;

M_{g_1}, M_{g_2} - крутящие моменты на валах двигателей;

$M_{C_1}, M_{C_2}, M_{C_3}, M_{C_4}$ - приведенные крутящие моменты сопротивлений качению на колесах;

M_{C_5} - опрокидывающий момент, действующий на корпус машины;

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5, \varphi_6, \varphi_7$ - обобщенные координаты.

Приведенные податливости трансмиссии правого и левого двигателей определяются по формуле.

$$\frac{1}{C_1} = \frac{1}{C_{КП1}} + \frac{1}{C_{К\epsilon^1}} i_{01}^2 + \frac{1}{C_{К\epsilon^1}} i_{01}^2 \cdot i_{12}^2 + \left(\frac{1}{C_{П0_1}} + \frac{1}{C_{П0_2}} \right) i_{01}^2 \cdot i_{12}^2 \cdot i_{23}^2 + \left(\frac{1}{C_{К\epsilon_5}} + \frac{1}{C_{К\epsilon_6}} \right) i_{01}^2 \cdot i_{12}^2 \cdot i_{23}^2 \cdot i_{34}^2; \quad (1)$$

$$\frac{1}{C_2} = \frac{1}{C_{КП1}} + \frac{1}{C_{К\epsilon^1}} i_{01}^2 + \frac{1}{C_{К\epsilon^1}} i_{01}^2 \cdot i_{12}^2 + \left(\frac{1}{C_{П0_3}} + \frac{1}{C_{П0_4}} \right) i_{01}^2 \cdot i_{12}^2 \cdot i_{23}^2 + \left(\frac{1}{C_{К\epsilon_7}} + \frac{1}{C_{К\epsilon_8}} \right) i_{01}^2 \cdot i_{12}^2 \cdot i_{23}^2 \cdot i_{34}^2; \quad (2)$$

$$\frac{1}{C_3} = \frac{1}{C_{КП2}} + \frac{1}{C_{К\epsilon^1}} i_{01}^2 + \frac{1}{C_{К\epsilon^1}} i_{01}^2 \cdot i_{12}^2 + \left(\frac{1}{C_{П0_5}} + \frac{1}{C_{П0_6}} \right) i_{01}^2 \cdot i_{12}^2 \cdot i_{23}^2 + \left(\frac{1}{C_{К\epsilon_9}} + \frac{1}{C_{К\epsilon_{10}}} \right) i_{01}^2 \cdot i_{12}^2 \cdot i_{23}^2 \cdot i_{34}^2; \quad (3)$$

$$\frac{1}{C_4} = \frac{1}{C_{КП2}} + \frac{1}{C_{К\epsilon^1}} i_{01}^2 + \frac{1}{C_{К\epsilon^1}} i_{01}^2 \cdot i_{12}^2 + \left(\frac{1}{C_{П0_7}} + \frac{1}{C_{П0_8}} \right) i_{01}^2 \cdot i_{12}^2 \cdot i_{23}^2 + \left(\frac{1}{C_{К\epsilon_{11}}} + \frac{1}{C_{К\epsilon_{12}}} \right) i_{01}^2 \cdot i_{12}^2 \cdot i_{23}^2 \cdot i_{34}^2; \quad (4)$$

Приведенные моменты инерции деталей трансмиссии правого и левого двигателей определяются по формулам:

$$J_1 = J_{г\epsilon ПП}; \quad (5)$$

Impact Factor:

ISRA (India) = 6.317	SIS (USA) = 0.912	ICV (Poland) = 6.630
ISI (Dubai, UAE) = 1.582	ПИИЦ (Russia) = 3.939	PIF (India) = 1.940
GIF (Australia) = 0.564	ESJI (KZ) = 9.035	IBI (India) = 4.260
JIF = 1.500	SJIF (Morocco) = 7.184	OAJI (USA) = 0.350

$$J_3 = J_0 \frac{1}{i_{01}^2 \cdot i_{12}^2 \cdot i_{23}^2} + (J_{K1} + J_{K2}) \frac{1}{i_{01}^2 \cdot i_{12}^2 \cdot i_{23}^2 \cdot i_{34}^2}; \quad (6)$$

$$J_3 = J_0 \frac{1}{i_{01}^2 \cdot i_{12}^2} + J_0 \frac{1}{i_{01}^2 \cdot i_{12}^2 \cdot i_{23}^2} + (J_{K3} + J_{K3}) \frac{1}{i_{01}^2 \cdot i_{12}^2 \cdot i_{23}^2 \cdot i_{34}^2};$$

$$J_5 = J_0 \frac{1}{i_{01}^2 \cdot i_{12}^2 \cdot i_{23}^2} + (J_{K5} + J_{K6}) \frac{1}{i_{01}^2 \cdot i_{12}^2 \cdot i_{23}^2 \cdot i_{34}^2}; \quad (7)$$

$$J_6 = J_0 \frac{1}{i_{01}^2 \cdot i_{12}^2} + J_0 \frac{1}{i_{01}^2 \cdot i_{12}^2 \cdot i_{23}^2} + (J_{K7} + J_{K8}) \frac{1}{i_{01}^2 \cdot i_{12}^2 \cdot i_{23}^2 \cdot i_{34}^2}; \quad (8)$$

$$J_7 = J_0 \frac{1}{i_{01}^2 \cdot i_{12}^2 \cdot i_{23}^2 \cdot i_{34}^2} = ma \frac{r_K^2}{i_{01}^2 \cdot i_{12}^2 \cdot i_{23}^2 \cdot i_{34}^2}; \quad (9)$$

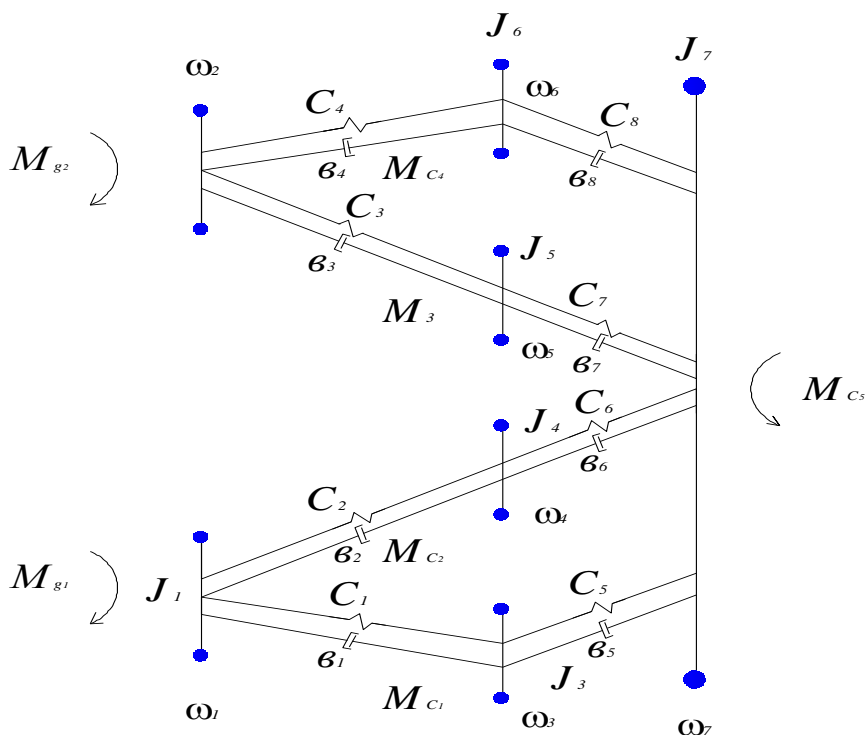


Рис. 1. Динамическая модель трансмиссий автомобилей с приведенными к валам двигателя

Для вывода вынужденных крутильных колебаний трансмиссии необходимо определить силы и моменты действующие на динамическую модель.

В работе [1,2] приведена формула для определения суммарного момента сопротивления, действующего на трансмиссию:

$$M_C = M_{Kc} + M_{Kv} + M_g + M_{\Pi}, \quad (10)$$

где: M_{Kc} - постоянная составляющая сопротивлению качения ведущих колес, обусловленная радиальной нагрузкой;

M_{Kv} - переменная составляющая сопротивлению качения ведущих колес, обусловленная неровностью дороги;

M_g - лобовое сопротивление воздуха; M_{Π} - сопротивление подъема.

В режиме установившегося движения мобильной машины все составляющие момента сопротивления, кроме M_{Kv} , приближенно можно считать постоянной [1,2,3].

Приведенные моменты сопротивлений на трансмиссии правого и левого двигателей и опрокидывающий момент действующий на корпус автомобилей определяются по формулам:

Impact Factor:	ISRA (India) = 6.317	SIS (USA) = 0.912	ICV (Poland) = 6.630
	ISI (Dubai, UAE) = 1.582	ПИИЦ (Russia) = 3.939	PIF (India) = 1.940
	GIF (Australia) = 0.564	ESJI (KZ) = 9.035	IBI (India) = 4.260
	JIF = 1.500	SJIF (Morocco) = 7.184	OAJI (USA) = 0.350

$$M_{C1} = \frac{M_{K1} + M_{K2}}{i_{01} \cdot i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{34}}; \quad (11)$$

$$\dot{I}_{\bar{N}2} = \frac{\dot{I}_{\hat{E}3} + \dot{I}_{\hat{E}4}}{i_{01} \cdot i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{34}}; \quad (12)$$

$$\dot{I}_{\bar{N}3} = \frac{\dot{I}_{\hat{E}5} + \dot{I}_{\hat{E}6}}{i_{01} \cdot i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{34}}; \quad (13)$$

$$\dot{I}_{\bar{N}4} = \frac{\dot{I}_{\hat{E}7} + \dot{I}_{\hat{E}8}}{i_{01} \cdot i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{34}}; \quad (14)$$

$$\dot{I}_{\bar{N}5} = \frac{M_A}{i_{01} \cdot i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{34}}; \quad (15)$$

Диссипативная функция для принятой динамической модели имеет вид:

$$\begin{aligned} \phi = \frac{1}{2} [& \hat{a}_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3)^2 + \hat{a}_2(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_4)^2 + \hat{a}_3(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_5)^2 + \hat{a}_4(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_6)^2 + \hat{a}_5(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_7)^2 \\ & + \hat{a}_6(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_7)^2 + \hat{a}_7(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_7)^2 + \hat{a}_8(\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_7)^2]; \end{aligned}$$

Дифференциальные уравнение вынужденных крутильных колебаний трансмиссии автомобилей с двумя силовыми установками получим используя уравнения Лагранжа второго рода:

С учетом движущих моментов двух двигателей, приведенных моментов

сопротивлений (14), опрокидывающего момента (15), диссипации энергии дифференциальные уравнения вынужденных крутильных колебаний трансмиссии автомобилей с двумя двигателями имеют вид:

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_1 + A_{11}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3) + A_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_4) + A_{13}(\varphi_1 - \varphi_3) + A_{14}(\varphi_1 - \varphi_4) &= \frac{M_{g1}(\omega_1)}{J_1}; \\ \ddot{\varphi}_2 + A_{21}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_5) + A_{22}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_6) + A_{23}(\varphi_2 - \varphi_5) + A_{24}(\varphi_2 - \varphi_6) &= \frac{M_{g2}(\omega_2)}{J_2}; \\ \ddot{\varphi}_3 + A_{31}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_1) + A_{32}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_7) + A_{33}(\varphi_3 - \varphi_1) + A_{34}(\varphi_3 - \varphi_7) &= \frac{M_{C1}(t_1)}{J_3}; \\ \ddot{\varphi}_4 + A_{41}(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_1) + A_{42}(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_7) + A_{43}(\varphi_4 - \varphi_1) + A_{44}(\varphi_4 - \varphi_7) &= \frac{M_{C2}(t)}{J_4}; \quad (16) \\ \ddot{\varphi}_5 + A_{51}(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_2) + A_{52}(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_7) + A_{53}(\varphi_5 - \varphi_2) + A_{54}(\varphi_5 - \varphi_7) &= \frac{M_{C3}(t)}{J_5}; \\ \ddot{\varphi}_6 + A_{61}(\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_2) + A_{62}(\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_7) + A_{63}(\varphi_6 - \varphi_2) + A_{64}(\varphi_6 - \varphi_7) &= \frac{M_{C4}(t)}{J_6}; \\ \ddot{\varphi}_7 + \dot{A}_{71}(\dot{\varphi}_7 - \dot{\varphi}_3) + \dot{A}_{72}(\dot{\varphi}_7 - \dot{\varphi}_4) + \dot{A}_{73}(\dot{\varphi}_7 - \dot{\varphi}_5) + \dot{A}_{74}(\dot{\varphi}_7 - \dot{\varphi}_6) + \\ + \dot{A}_{75}(\varphi_7 - \varphi_3) + \dot{A}_{76}(\varphi_7 - \varphi_4) + \dot{A}_{77}(\varphi_7 - \varphi_5) + \dot{A}_{78}(\varphi_7 - \varphi_6) &= \frac{\dot{I}_{C5}}{J_7}; \end{aligned}$$

Полученные дифференциальные уравнения решены численным методом в среде SIMULINK

Impact Factor:

ISRA (India) = 6.317	SIS (USA) = 0.912	ICV (Poland) = 6.630
ISI (Dubai, UAE) = 1.582	ПИИЦ (Russia) = 3.939	PIF (India) = 1.940
GIF (Australia) = 0.564	ESJI (KZ) = 9.035	IBI (India) = 4.260
JIF = 1.500	SJIF (Morocco) = 7.184	OAJI (USA) = 0.350

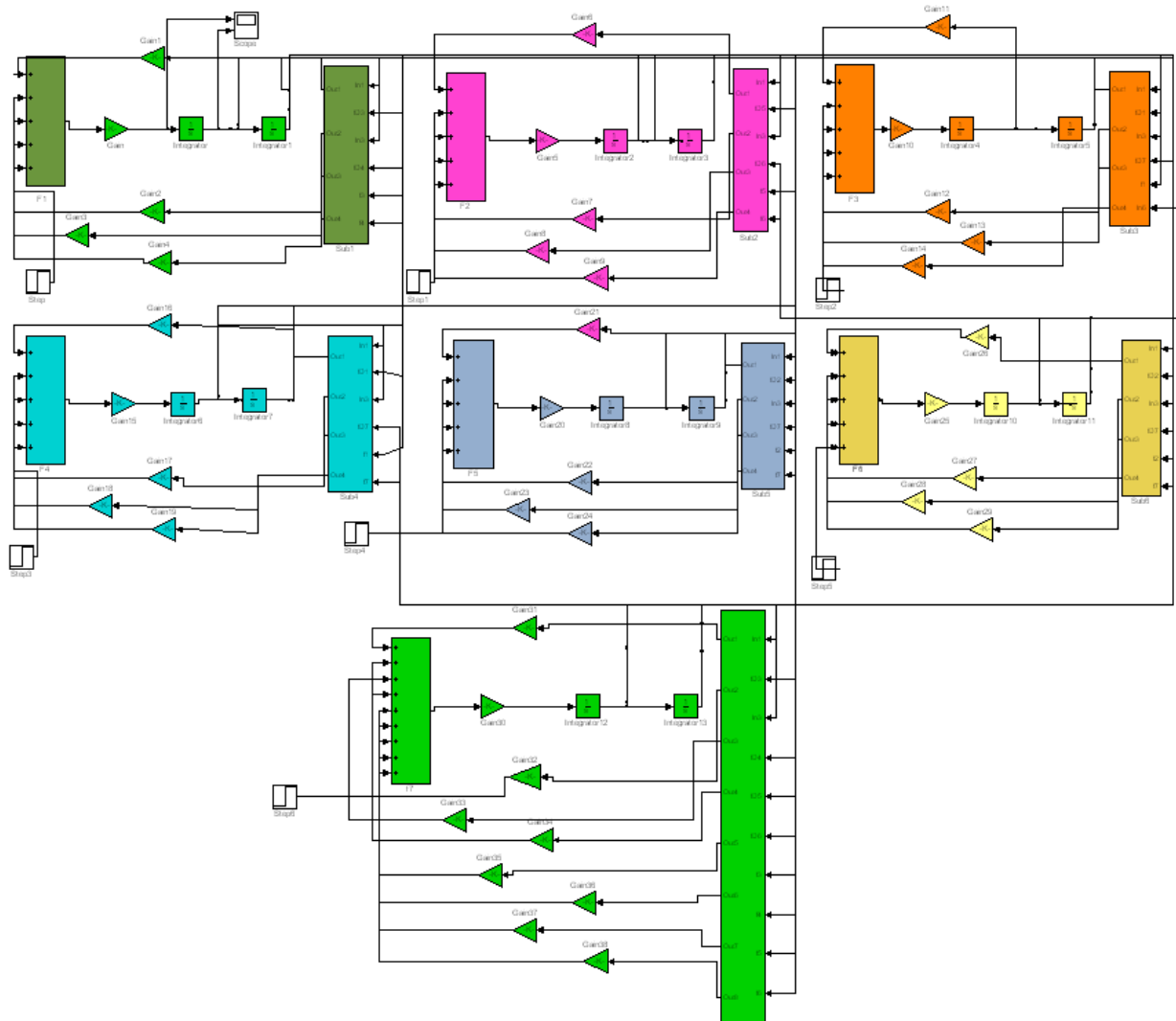


Рис.2. Дифференциальные уравнения решены численным методом в среде SIMULINK

References:

1. Sazonov, I.S., Amel'chenko, P.A., Dubovik, V.A., Stasilevich, A.G., & Jasukovich, Je.I. (2006). *Dinamika kolesnyh mashin*. Mogilev , (p.461).
2. Citovich, I.S., Kanonik, I.V., & Vavulo, V.A. (1979). *Transmissii avtomobilej*, (p.256).Mn.: Nauka i tehnika.
3. Shupljakov, V.S. (1974). *Kolebanija i nagruzhennost` transmissii avtomobilja*, (p.327). Moscow: Transport.
4. Antonov, D.A. (1987). *The theory of stability of motion of multi-axle vehicles*. (p.216). Moscow: Mashinostroenie.
5. Allen, R.W., & Christos, J.P. (2002). "Driver/Vehicle Modeling and Simulation", SAE Transactions, 2002-01-1568.
6. Allen, R.W., & Rosenthal, T.J. (1999). Computer Simulation Analysis of Light Vehicle Lateral, Directional Dynamic Stability, SAE Transactions Paper, No. 1999-01- 0124.
7. Bernard, J., Gruening, J., & Hoffmeister, K. (1998). Evaluation of Vehicle,Driver Performance Using Genetic Algorithms, SAE Transactions Paper, 980227.
8. (2004). U.S. Department of Transportation NHTSA: Traffic Safety Facts 2002. Washington DC.
9. Flystra, D., Lasdon, L., Watson, J., & Waren, A. (1998). "Design and Use of the Microsoft Excel Solver", *Interfaces*, 28, (5), pp. 29-55.
10. Fraichard, T., & Scheuer, A. (2004). From Reeds and Shepp's to Continuous-Curvature Paths, *IEEE Transactions on Robotics*, 20, (6), pp. 1025-1035.