

TEORÍA DE VEHÍCULOS

**TRABAJO DE
PRESTACIONES**

**JUAN PABLO SERRANO LÁZARO
3º MÁQUINAS 06405**

VEHÍCULO SELECCIONADO: **Audi A6 2.8 FSI 190 CV**

Prestaciones y consumo homologados

Velocidad máxima (km/h)	238
Aceleración 0-100 km/h (s)	8,2
Aceleración 0-1000 m (s)	--
Recuperación 80-120 km/h en 4ª (s)	--
Consumo urbano (l/100 km)	12
Consumo extraurbano (l/100 km)	6,1
Consumo medio (l/100 km)	8,2
Emisiones de CO ₂ (gr/km)	191
Impuesto de matriculación	9,75%

Dimensiones, peso, capacidades

Tipo Carrocería	Turismo
Número de puertas	4
Largo / ancho / alto (mm)	4927 / 1855 / 1459
Batalla / vía delantera - trasera (mm)	2843 / 1612 - 1618
Coefficiente Cx - Superficie frontal (m2) - Factor de resistencia	0,29 - 2,26 - 0,66
Peso (kg)	1625
Capacidad del depósito de combustible (l)	70
Volumen del maletero / con asientos abatidos (l)	546 / -- / --
Número de plazas	cinco

Motor

Combustible	gasolina
Potencia máxima CV - kW / rpm	190 - 140 / 5000
Par máximo Nm / rpm	280 / 3000-4000
Situación	delantero longitudinal
Número de cilindros	6 en V 90°
Material del bloque / culata	aluminio / aluminio
Diámetro x carrera (mm)	84,5 x 82,4
Cilindrada (cm3)	2773
Relación de compresión	12
Distribución	4 válvulas por cilindro. dos árboles de levas en cada culata. Distribución Variable
Alimentación	iny. directa. admisión de longitud variable

Transmisión

Tracción	delantera
Caja de cambios	Manual , seis velocidades
Desarrollos (km/h a 1.000 rpm)	

1ª	8,7
2ª	15,6
3ª	23,4
4ª	31,1
5ª	40,1
6ª	48,7

Relaciones de transmisión

1ª	3,667
2ª	2,053
3ª	1,37
4ª	1,032

5ª	0,800
6ª	0,658
Grupo cónico	3,86

Chasis

Suspensión delantera

Independiente. Paralelogramo deformable. Resorte helicoidal. Barra estabilizadora.

Suspensión trasera

Independiente. Paralelogramo deformable. Resorte helicoidal. Barra estabilizadora.

Frenos delanteros (diámetro mm)

disco ventilado

Frenos traseros (diámetro mm)

disco

Tipo de dirección

de cremallera

Diámetro de giro entre bordillos / paredes (m)

-- / --

Vueltas de volante entre topes

--

Neumáticos

225/50 R17

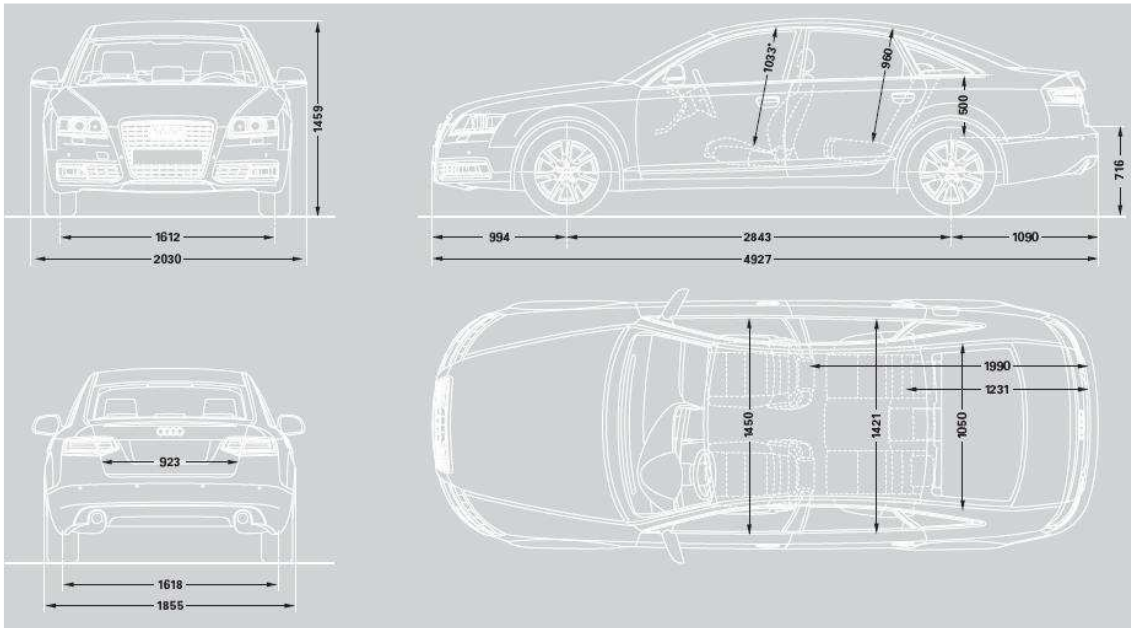
Llantas

7,5 x 17

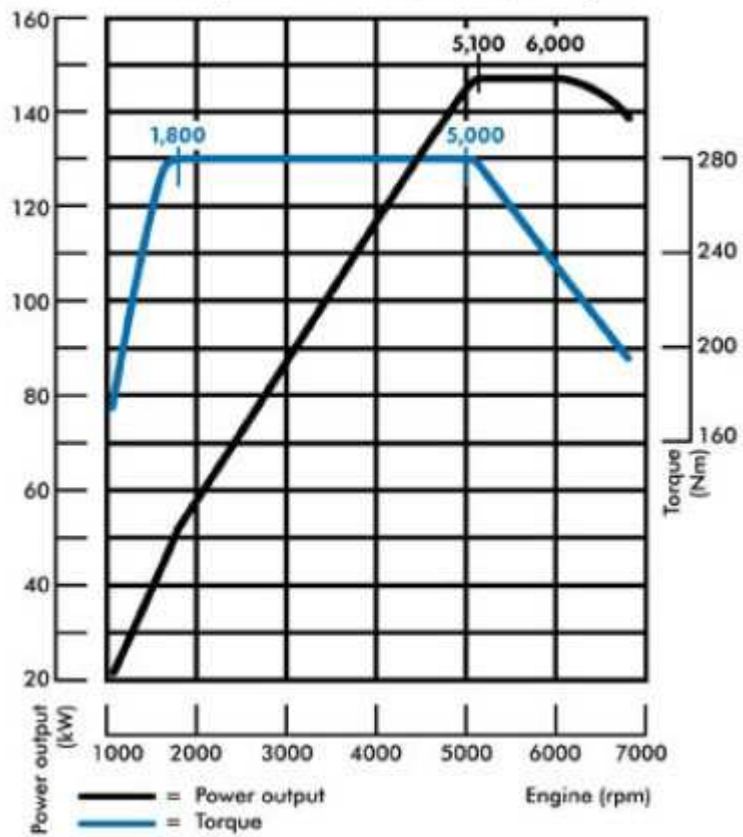




Modelo	A6 2.0 TFSI		A6 2.8 FSI (190 CV)		
Tipo de motor	Motor de gasolina de 4 cilindros en línea con inyección directa y turboalimentación		Motor de gasolina de 6 cilindros en V con inyección directa, turboalimentación y valvelift system Audi		
Cilindrada, cm ³ (válvulas por cilindro)	1984 (4)		2773 (4)		
Potencia máxima ¹ , CV (kW)/rpm	170 (125)/4300-6000		190 (140)/5000-6800		
Par motor máximo, Nm/rpm	280/1800-4200		280/3000-4500		
Transmisión/Ruedas					
Tipo de tracción	Tracción delantera		Tracción delantera		
Tipo de cambio	Cambio de marchas de seis velocidades [multitronic [®]]		Cambio de marchas de seis velocidades [multitronic [®]]		
Llantas	Llantas de aleación, 7 J x 16		Llantas de aleación, 7,5 J x 17		
Neumáticos	205/60 R 16		225/50 R 17		
Peso/Volumen					
Peso en vacío ² , kg	1520	[1550]	1550	[1570]	
Peso máximo admisible, kg	2100	[2130]	2130	[2150]	
Carga en baca/apoyo admisibles, kg	100/85		100/85		
Carga admisible de remolque ³ , kg sin freno	750	[750]	750	[750]	
pendiente del 12%	1400	[1500]	1600	[1900]	
pendiente del 8%	1600	[1700]	1800	[2000]	
Capacidad aproximada del depósito, l	70		70		
Prestaciones de marcha/Consumos⁴					
Velocidad máxima, km/h	228 ⁵	[224]	238 ⁵	[233]	
Aceleración 0-100 km/h, s	8,2	[8,5]	8,2	[8,3]	
Tipo de combustible	Gasolina Súper sin plomo de 95 RON ⁷		Gasolina Súper sin plomo de 95 RON ⁷		
Consumo de combustible ⁶ , l/100 km	urbano	10,2	[10,4]	12,0	[12,1]
interurbano	5,9	[6,1]	6,1	[6,5]	
promedio	7,5	[7,7]	8,2	[8,6]	
Emisiones de CO ₂ ⁵ , g/km	urbano	242	[243]	284	[281]
interurbano	139	[145]	145	[155]	



Power output / Torque
2l-FSI-Turbo-Engine, 147 kW (200 hp) at 5,100 - 6,000 rpm
max. Torque 280 Nm at 1,800 - 5,000 rpm



Curva par motor y potencia

PARTE 1: NEUMÁTICOS

1) Características del neumático 195/60 R15 88 V TUBELESS:

a) Radio nominal:

Diámetro de llanta 15" = 38,1cm

$$RNA = 60 = \frac{h_n}{b_n} \cdot 100 \Rightarrow \text{con } b_n = 195\text{mm} \Rightarrow h_n = 117\text{mm}$$

$$\text{Radio nominal: } r_n = \frac{d_{nll}}{2} + h_n = 0,3075 \Rightarrow$$

$$\text{Radio nominal: } r_n = 307,5 \text{ mm}$$

b) Estructura tipo radial, indicado por la letra R

c) La letra V indica la velocidad máxima, leyendo en tablas se corresponde con 240 Km/h.

d) Índice de capacidad de carga:

$$n = 88$$

$$P_{m\acute{a}x} = 45 \cdot \left(\sqrt[80]{10}\right)^n = 45 \cdot \left(\sqrt[80]{10}\right)^{88} = 566,5 \text{ Kg}$$

2) Diagrama fuerza longitudinal - deslizamiento y fuerza lateral - ángulo de deriva

Según el modelo de Dugoff con 4000N de carga:

$$\lambda = \frac{\mu_a \cdot P(1-i)}{2 \cdot \sqrt{(K_i \cdot i)^2 + (K_\alpha \cdot \tan \alpha)^2}}$$

Calculamos previamente los datos del neumático del AUDI A6 estudiado:

- Tipo de neumático 225/50 R17 94 V (se ha seleccionado un V debido al límite máximo de velocidad del vehículo (238 Km/h).
- Del mismo modo, con los datos de 17" de diámetro nominal de llanta, un RNA=50 obtenemos que el radio nominal es de 32,84cm.
- Estimamos una rigidez del neumático en $K_i=100000\text{N/ud.desl.}$ y la rigidez de deriva, para los 4000N, $K_\alpha=70000\text{N/rad.}$

Ahora, para obtener la variación de la fuerza longitudinal, para α pequeños:

$$\lambda = \frac{\mu_a \cdot P(1-i)}{2 \cdot (K_i \cdot i)} = \frac{0,85 \cdot 4000 \cdot (1-i)}{2 \cdot (10^5 \cdot i)}$$

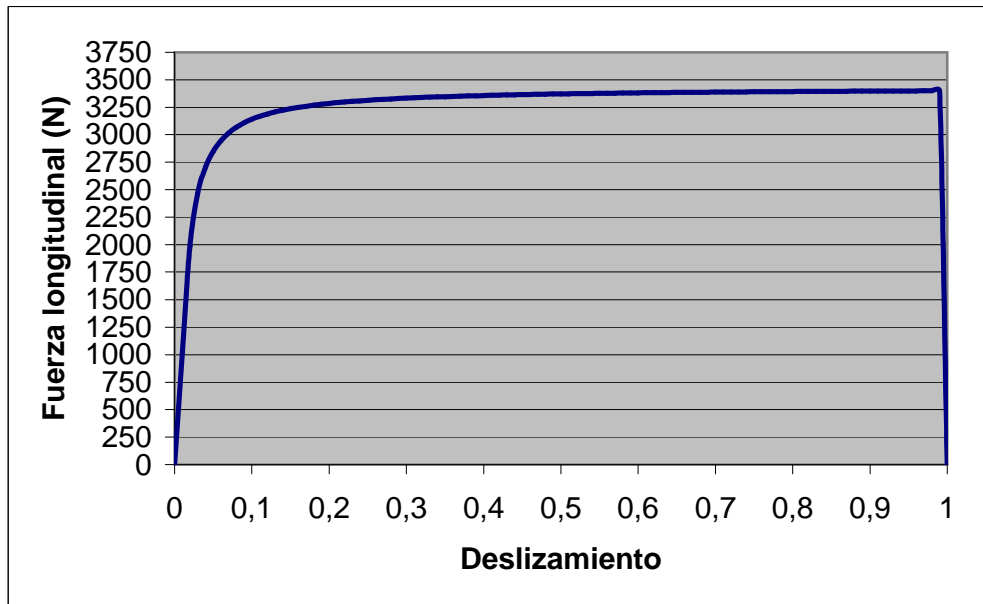
$$F_x = \frac{K_i \cdot i \cdot f(\lambda)}{1-i}$$

$$f(\lambda) = 1 \text{ si } \lambda \geq 1 \text{ y } f(\lambda) = \lambda \cdot (2 - \lambda) \text{ si } \lambda < 1$$

$$F_x = \frac{100000 \cdot i \cdot 1}{1-i}$$

$$F_x = \frac{100000 \cdot i}{1-i} \cdot \frac{0,85 \cdot 4000 \cdot (1-i)}{2 \cdot (10^5 \cdot i)} \cdot \left(2 - \frac{0,85 \cdot 4000 \cdot (1-i)}{2 \cdot (10^5 \cdot i)} \right)$$

Representando los valores en una tabla:



Ahora, para obtener la variación de la fuerza lateral, para i pequeños:

$$\lambda = \frac{\mu_a \cdot P}{2 \cdot (K_\alpha \cdot \tan \alpha)} = \frac{0,85 \cdot 4000}{2 \cdot (7 \cdot 10^4 \cdot \tan \alpha)}$$

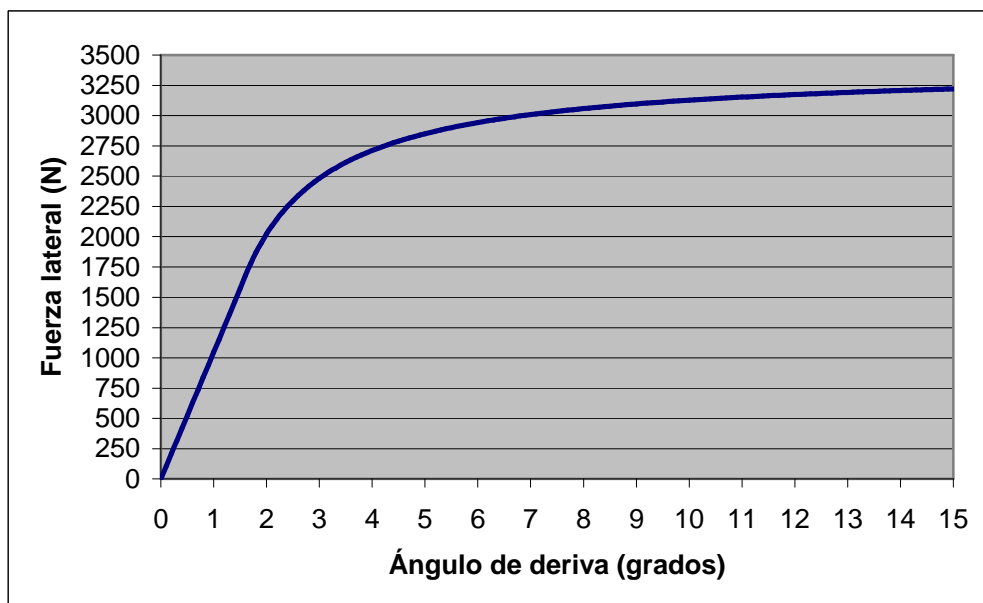
$$F_y = K_\alpha \cdot \tan \alpha$$

$$f(\lambda) = 1 \text{ si } \lambda \geq 1 \text{ y } f(\lambda) = \lambda \cdot (2 - \lambda) \text{ si } \lambda < 1$$

$$F_y = 6 \cdot 10^4 \cdot \tan \alpha \text{ si } \lambda < 1$$

$$F_y = 6 \cdot 10^4 \cdot \tan \alpha \cdot \frac{0,85 \cdot 4000}{2 \cdot (7 \cdot 10^4 \cdot \tan \alpha)} \cdot \left(2 - \frac{0,85 \cdot 4000}{2 \cdot (7 \cdot 10^4 \cdot \tan \alpha)} \right) \text{ si } \lambda \geq 1$$

Representando los valores en una tabla:



PARTE 2: AERODINÁMICA

1) Tiempo que tarda en decelerar de 90 Km/h a 70 Km/h debido a la resistencia aerodinámica.

Para este ensayo tomamos los siguientes parámetros:

- $\rho_{\text{aire}}=1,225\text{Kg/m}^3$ (a 1atm y 288°K).
- Factor de mayoración de la masa: $\gamma_m=1,04+0,0025\cdot\xi_j^2 \rightarrow \gamma_m=1,09$
- La deceleración es igual a la resistencia aerodinámica.

Por tanto:

$$F_r = \frac{1}{2} \rho \cdot C_x \cdot A \cdot V^2 + f_r \cdot P = \gamma_m \cdot m \cdot a$$

$$a = \frac{90-70}{t} \Big/ \frac{3,6}{3,6} = \frac{5,5556}{t} \text{ m/s}$$

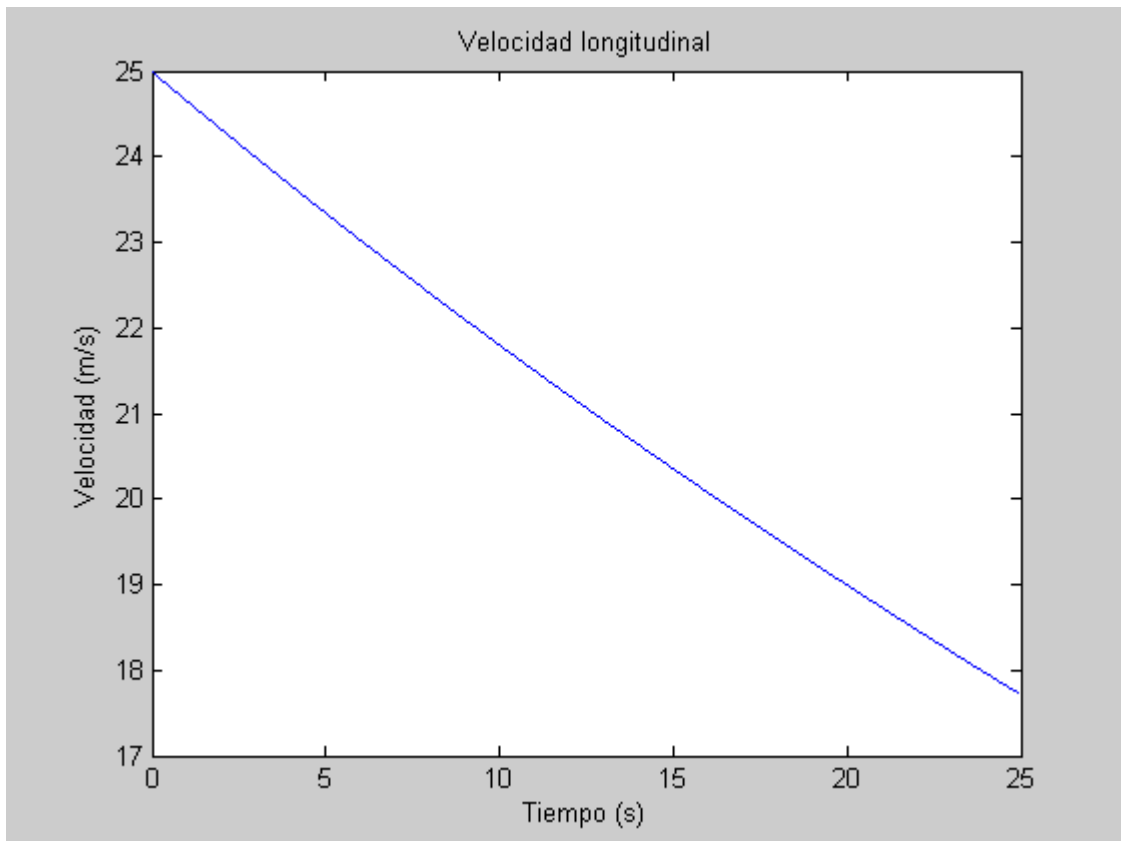
$$V_m = \frac{90+70}{2} \Big/ \frac{3,6}{3,6} = 22,222 \text{ m/s}$$

Con $m = 1625 \text{ Kg}$; $C_x = 0,29$; $A = 2,26\text{m}^2$; $f_r = 0,015$

Despejando $a=0,2469 \text{ m/s}^2$

Y $t=22,5 \text{ s}$

Mediante la simulación, poniendo el vehículo con velocidad inicial de 25m/s, con la 5ª marcha engranada y un tiempo de simulación 25 seg.

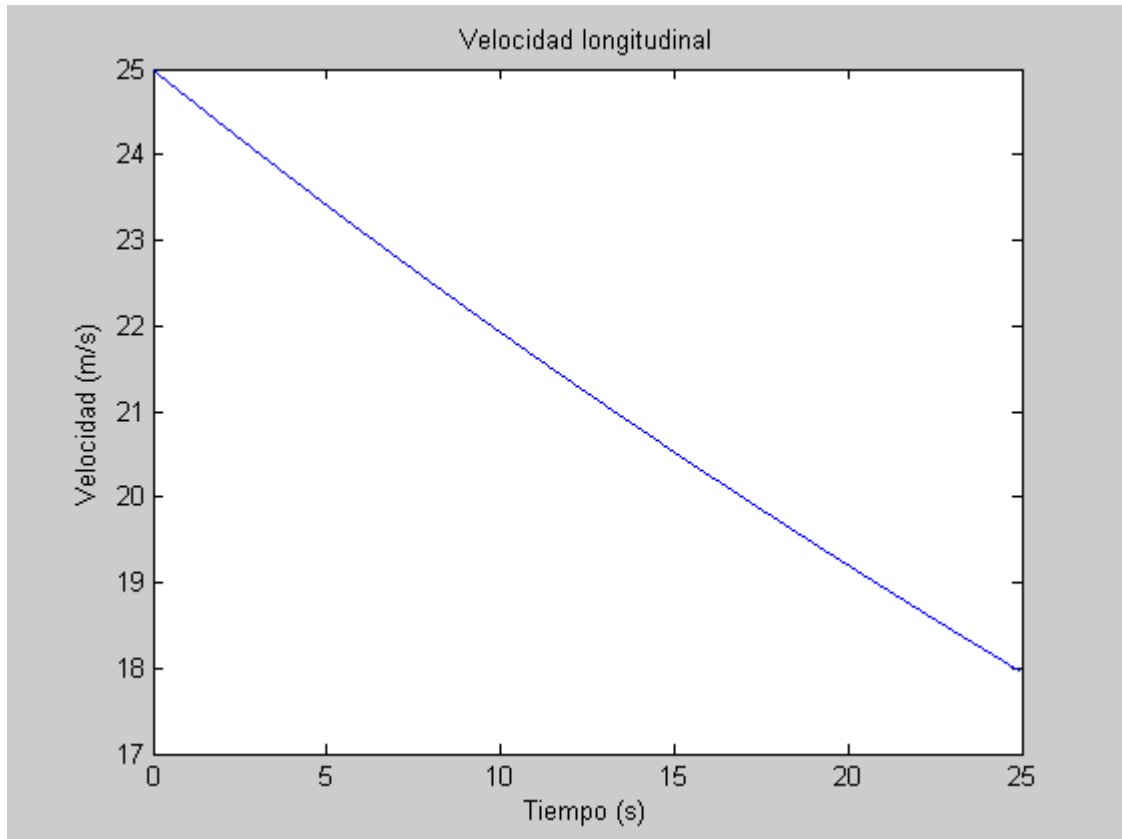


Reduciendo el coeficiente de resistencia al avance en 0,03

$$C_x = 0,26$$

Despejando del mismo modo $t=23,7s$

Mediante la simulación:



En ambas simulaciones se observa que es parecido el tiempo en alcanzar los 70 Km/h con respecto a los cálculos teóricos.

Lógicamente, al disminuir el coeficiente de resistencia al avance tardaremos más en alcanzar la velocidad final puesto que el vehículo sufrirá menos resistencia

Medidas que se deberían de tomar para conseguir esta reducción:

La marca Audi es una de las grandes marcas de automóviles que ha conseguido desarrollar positivamente la aerodinámica de sus vehículos. El A6 presenta un coeficiente de resistencia al avance relativamente bajo para su área frontal elevada, integrando formas suaves en un turismo de manera eficaz.

Poco cabría añadir a la labor de los ingenieros de Audi que han logrado un resultado óptimo.

Observando la forma del automóvil podríamos mejorar el coeficiente de resistencia al avance de varias maneras:

Aunque tiene un ángulo de inclinación del capot bastante bueno, elevándolo un poco más podríamos conseguir un cierto beneficio. La inclinación del parabrisas da poco

juego puesto que roza el límite de los sesenta grados a partir del cual se produce la difusión de la luz con merma de las condiciones de visibilidad para el conductor. No se sabe con claridad la posición del punto de estancamiento, pero la reducción de su altura mejora las condiciones aerodinámicas. Por otro lado, la forma delantera es bastante cóncava y no da lugar a mucha optimización.

La inclinación de la parte posterior (difusor) es bastante notable, quizás podríamos mejorar en algo el vehículo con una ligera elevación del maletero y suavizando el encuentro entre luna trasera y maletero.

Viendo el coche en planta se observa la ligera curvatura (que es favorable) lateral del vehículo, aunque el incremento de este parámetro perjudica porqu aumenta al área frontal. Por otra parte se aprecia cierta inclinación de la sección horizontal en la parte trasera del vehículo y quizás podría mejorarse con unos ligeros grados más.

Claramente, pese a que el vehículo se clasifique dentro de los berlinas confortables, gracias a su aerodinámica presenta altas características de deportividad.

PARTE 3: PRESTACIONES

Calculamos en primer lugar las curvas de resistencia al avance – velocidad. Para este cálculo se ha estimado $f_r=0,015=cte$.

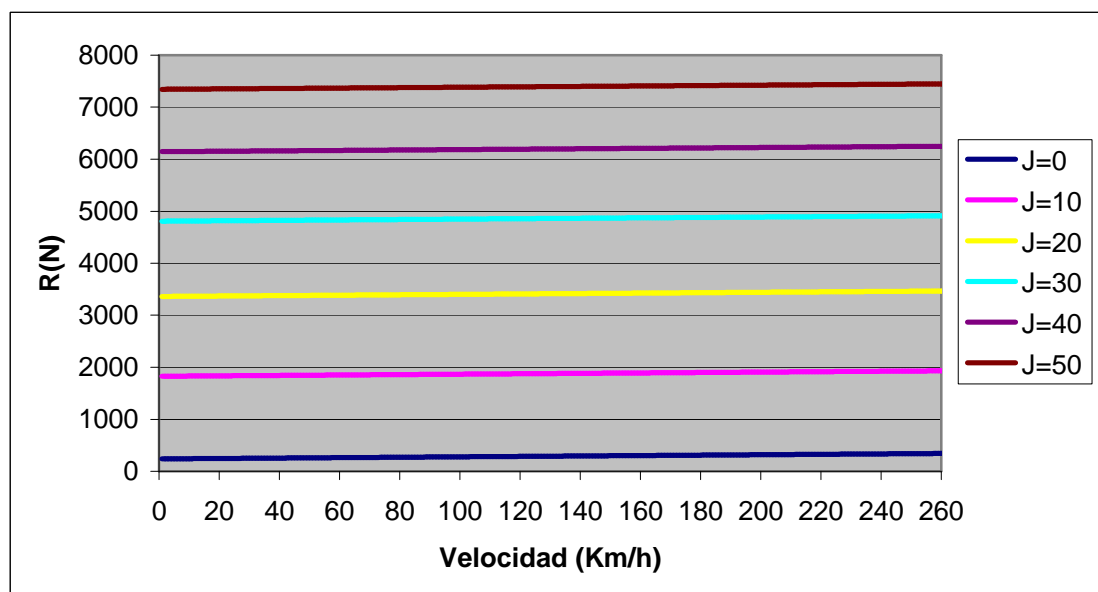
$$R=R_r+F_{xa}+R_g$$

$$\rightarrow R_r = f_r \cdot P \cdot \cos \theta = 0,015 \cdot 1625 \cdot 9,81 \cdot \cos \left(\arctan \frac{J}{100} \right)$$

$$\rightarrow F_{xa} = \frac{1}{2} \rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot V^2 = 0,5 \cdot 1,225 \cdot 0,29 \cdot 2,26 \cdot V^2$$

$$\rightarrow R_g = P \cdot \sin \theta = 1625 \cdot 9,81 \cdot \sin \left(\arctan \frac{J}{100} \right)$$

$$\rightarrow R = 239,12 \cdot \cos \theta + 15941,25 \cdot \sin \theta + 0,4014 \cdot V^2$$



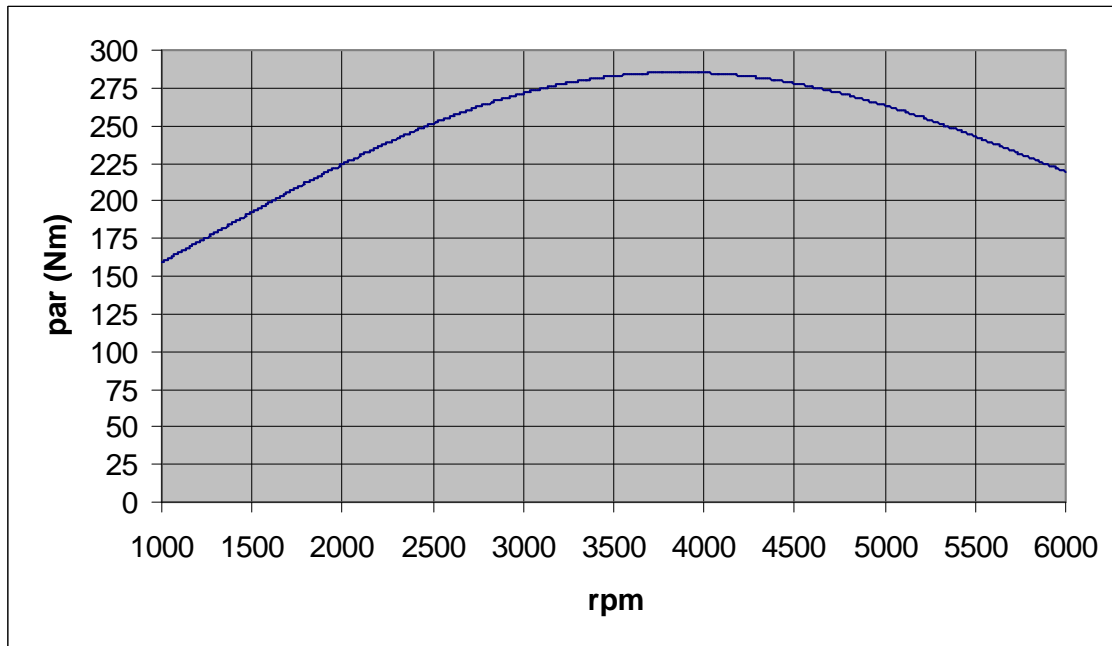
Con las relaciones de transmisión dados en los datos del vehículo

$$\xi_1' = 3,667 ; \xi_2' = 2,053 ; \xi_3' = 1,370 ; \xi_4' = 1,032 ; \xi_5' = 0,8 ; \xi_6' = 0,658 ;$$

$$\left(\frac{\xi_6}{\xi_1} \right)^{\frac{1}{5}} = k = 0,709 \quad \xi_c = 3,87$$

$$\xi_1 = 14,23 ; \xi_2 = 7,936 ; \xi_3 = 5,29 ; \xi_4 = 3,98 ; \xi_5 = 3,087 ; \xi_6 = 2,542 ;$$

Para el cálculo del diagrama de tracción, en primer lugar sacamos la curva del par motor a distintas revoluciones:



Para este cálculo se ha aproximado la curva del par motor dado por el fabricante a una función polinómica de cuarto grado, estimando también el par motor máximo entre 3000 y 4500 rpm, como dice el fabricante.

Ahora calculamos la fuerza tractora en cada marcha para cada régimen de giro del motor:

$$F_i = \frac{M_n \cdot \eta \cdot \xi_i}{r_c}$$

Y la velocidad del vehículo para cada marcha, en llano y para cada régimen del motor:

$$V_i (Km/h) = \frac{n_m (rpm) \cdot \pi \cdot r_e \cdot 3,6}{30 \cdot \xi_i}$$

De este modo podemos sacar la relación entre fuerza tractora en llanta y velocidad del vehículo para cada marcha engranada.

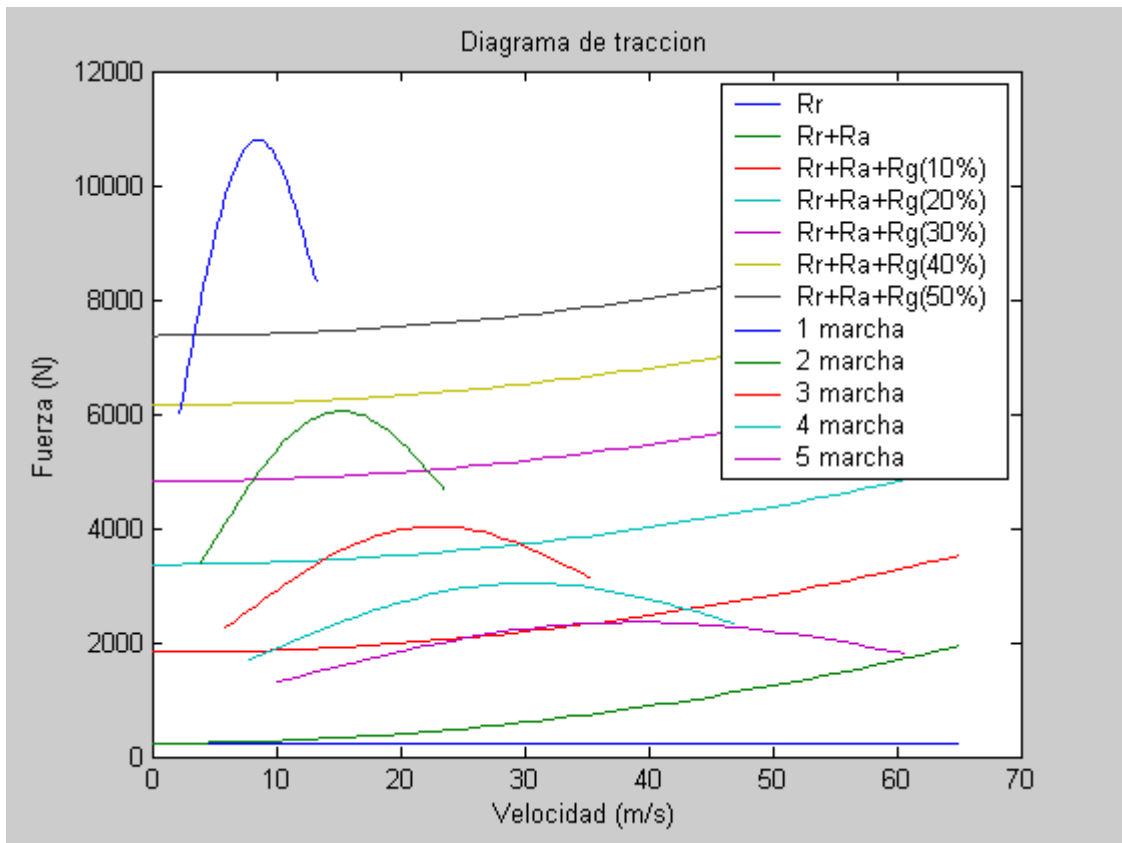
Si superponemos esta gráfica con la de las resistencias obtendremos el diagrama completo de tracción

Mediante una hoja de cálculo, se representan los valores de fuerza en Newtons y velocidad en Km/h.

rpm	Nm	F-1^a(N)	F-2^a(N)	F-3^a(N)	F-4^a(N)	F-5^a(N)	F-6^a(N)
1000	159,155	6053,66	3376,1	2250,45	1693,15	1313,26	1081,41
1100	165,687	6302,1	3514,65	2342,8	1762,64	1367,15	1125,79
1200	172,298	6553,57	3654,89	2436,29	1832,97	1421,71	1170,71
1300	178,954	6806,71	3796,07	2530,39	1903,78	1476,62	1215,93
1400	185,619	7060,24	3937,46	2624,64	1974,68	1531,62	1261,22
1500	192,262	7312,89	4078,36	2718,57	2045,35	1586,43	1306,35
1600	198,85	7563,49	4218,12	2811,73	2115,44	1640,79	1351,12
1700	205,355	7810,91	4356,1	2903,7	2184,64	1694,47	1395,31
1800	211,747	8054,06	4491,71	2994,09	2252,65	1747,22	1438,75
1900	218,001	8291,92	4624,36	3082,52	2319,17	1798,82	1481,24
2000	224,09	8523,52	4753,53	3168,62	2383,95	1849,06	1522,61
2100	229,991	8747,96	4878,69	3252,05	2446,72	1897,75	1562,71
2200	235,68	8964,37	4999,38	3332,5	2507,25	1944,69	1601,36
2300	241,137	9171,94	5115,15	3409,67	2565,31	1989,73	1638,45
2400	246,343	9369,95	5225,57	3483,28	2620,69	2032,68	1673,82
2500	251,279	9557,68	5330,27	3553,06	2673,19	2073,4	1707,35
2600	255,927	9734,5	5428,88	3618,8	2722,65	2111,76	1738,94
2700	260,274	9899,83	5521,09	3680,26	2768,89	2147,63	1768,47
2800	264,305	10053,1	5606,59	3737,25	2811,77	2180,89	1795,86
2900	268,007	10194	5685,12	3789,6	2851,16	2211,44	1821,02
3000	271,37	10321,9	5756,46	3837,16	2886,93	2239,19	1843,87
3100	274,384	10436,5	5820,4	3879,78	2919	2264,06	1864,35
3200	277,041	10537,6	5876,76	3917,35	2947,27	2285,98	1882,4
3300	279,335	10624,8	5925,41	3949,78	2971,67	2304,91	1897,98
3400	281,26	10698	5966,24	3976,99	2992,14	2320,79	1911,06
3500	282,812	10757,1	5999,17	3998,94	3008,66	2333,6	1921,61
3600	283,989	10801,9	6024,15	4015,59	3021,18	2343,31	1929,61
3700	284,791	10832,4	6041,15	4026,93	3029,71	2349,93	1935,06
3800	285,218	10848,6	6050,21	4032,96	3034,25	2353,45	1937,96
3900	285,272	10850,6	6051,35	4033,72	3034,82	2353,9	1938,32
4000	284,956	10838,6	6044,65	4029,26	3031,47	2351,29	1936,18
4100	284,276	10812,8	6030,22	4019,64	3024,23	2345,68	1931,56
4300	281,849	10720,4	5978,74	3985,32	2998,41	2325,65	1915,06
4400	280,119	10654,7	5942,05	3960,87	2980,01	2311,38	1903,31
4500	278,059	10576,3	5898,35	3931,74	2958,1	2294,38	1889,32
4600	275,681	10485,9	5847,91	3898,12	2932,8	2274,76	1873,16
4700	272,999	10383,8	5791,01	3860,19	2904,26	2252,63	1854,93
4800	270,027	10270,8	5727,97	3818,17	2872,65	2228,11	1834,74
4900	266,783	10147,4	5659,15	3772,29	2838,13	2201,33	1812,7
5000	263,283	10014,3	5584,92	3722,81	2800,9	2172,46	1788,92
5100	259,548	9872,23	5505,69	3670	2761,17	2141,64	1763,54
5200	255,599	9722,01	5421,92	3614,16	2719,16	2109,05	1736,71
5300	251,458	9564,48	5334,06	3555,59	2675,1	2074,88	1708,57
5400	247,148	9400,54	5242,64	3494,65	2629,25	2039,32	1679,28
5500	242,694	9231,16	5148,17	3431,68	2581,87	2002,57	1649,02
5600	238,124	9057,34	5051,23	3367,07	2533,26	1964,86	1617,97
5700	233,466	8880,16	4952,42	3301,2	2483,7	1926,43	1586,32
5800	228,749	8700,74	4852,36	3234,5	2433,52	1887,5	1554,27
6000	219,263	8339,94	4651,14	3100,37	2332,6	1809,23	1489,82

rpm	V-1 ^a	V-2 ^a	V-3 ^a	V-4 ^a	V-5 ^a	V-6 ^a
1000	8,7002	15,6003	22,9692	31,1065	40,1049	48,7033
1100	9,57022	17,1603	25,7437	34,2172	44,1154	53,5737
1200	10,4402	18,7203	28,0841	37,3278	48,1259	58,444
1300	11,3103	20,2804	30,4244	40,4385	52,1364	63,3143
1400	12,1803	21,8404	32,7647	43,5491	56,1469	68,1847
1500	13,0503	23,4004	35,1051	46,6598	60,1574	73,055
1600	13,9203	24,9605	37,4454	49,7704	64,1679	77,9253
1700	14,7903	26,5205	39,7857	52,8811	68,1784	82,7957
1800	15,6604	28,0805	42,1261	55,9917	72,1889	87,666
1900	16,5304	29,6405	44,4664	59,1024	76,1993	92,5363
2000	17,4004	31,2006	46,8068	62,213	80,2098	97,4067
2100	18,2704	32,7606	49,1471	65,3237	84,2203	102,277
2200	19,1404	34,3206	51,4874	68,4343	88,2308	107,147
2300	20,0105	35,8807	53,8278	71,545	92,2413	112,018
2400	20,8805	37,4407	56,1681	74,6556	96,2518	116,888
2500	21,7505	39,0007	58,5085	77,7663	100,262	121,758
2600	22,6205	40,5607	60,8488	80,8769	104,273	126,629
2700	23,4905	42,1208	63,1891	83,9876	108,283	131,499
2800	24,3606	43,6808	65,5295	87,0982	112,294	136,369
2900	25,2306	45,2408	67,8698	90,2089	116,304	141,24
3000	26,1006	46,8009	70,2101	93,3195	120,315	146,11
3100	26,9706	48,3609	72,5505	96,4302	124,325	150,98
3200	27,8406	49,9209	74,8908	99,5408	128,336	155,851
3300	28,7107	51,4809	77,2312	102,651	132,346	160,721
3400	29,5807	53,041	79,5715	105,762	136,357	165,591
3500	30,4507	54,601	81,9118	108,873	140,367	170,462
3600	31,3207	56,161	84,2522	111,983	144,378	175,332
3700	32,1907	57,7211	86,5925	115,094	148,388	180,202
3800	33,0608	59,2811	88,9328	118,205	152,399	185,073
4000	34,8008	62,4012	93,6135	124,426	160,42	194,813
4100	35,6708	63,9612	95,9539	127,537	164,43	199,684
4200	36,5409	65,5212	98,2942	130,647	168,441	204,554
4300	37,4109	67,0812	100,635	133,758	172,451	209,424
4400	38,2809	68,6413	102,975	136,869	176,462	214,295
4500	39,1509	70,2013	105,315	139,979	180,472	219,165
4600	40,0209	71,7613	107,656	143,09	184,483	224,035
4700	40,891	73,3214	109,996	146,201	188,493	228,906
4800	41,761	74,8814	112,336	149,311	192,504	233,776
4900	42,631	76,4414	114,677	152,422	196,514	238,646
5000	43,501	78,0014	117,017	155,533	200,525	243,517
5100	44,371	79,5615	119,357	158,643	204,535	248,387
5200	45,2411	81,1215	121,698	161,754	208,546	253,257
5300	46,1111	82,6815	124,038	164,864	212,556	258,128
5400	46,9811	84,2416	126,378	167,975	216,567	262,998
5500	47,8511	85,8016	128,719	171,086	220,577	267,868
5600	48,7211	87,3616	131,059	174,196	224,588	272,739
5700	49,5912	88,9216	133,399	177,307	228,598	277,609
5800	50,4612	90,4817	135,74	180,418	232,609	282,479
6000	52,2012	93,6017	140,42	186,639	240,63	292,22

El diagrama de tracción resulta:

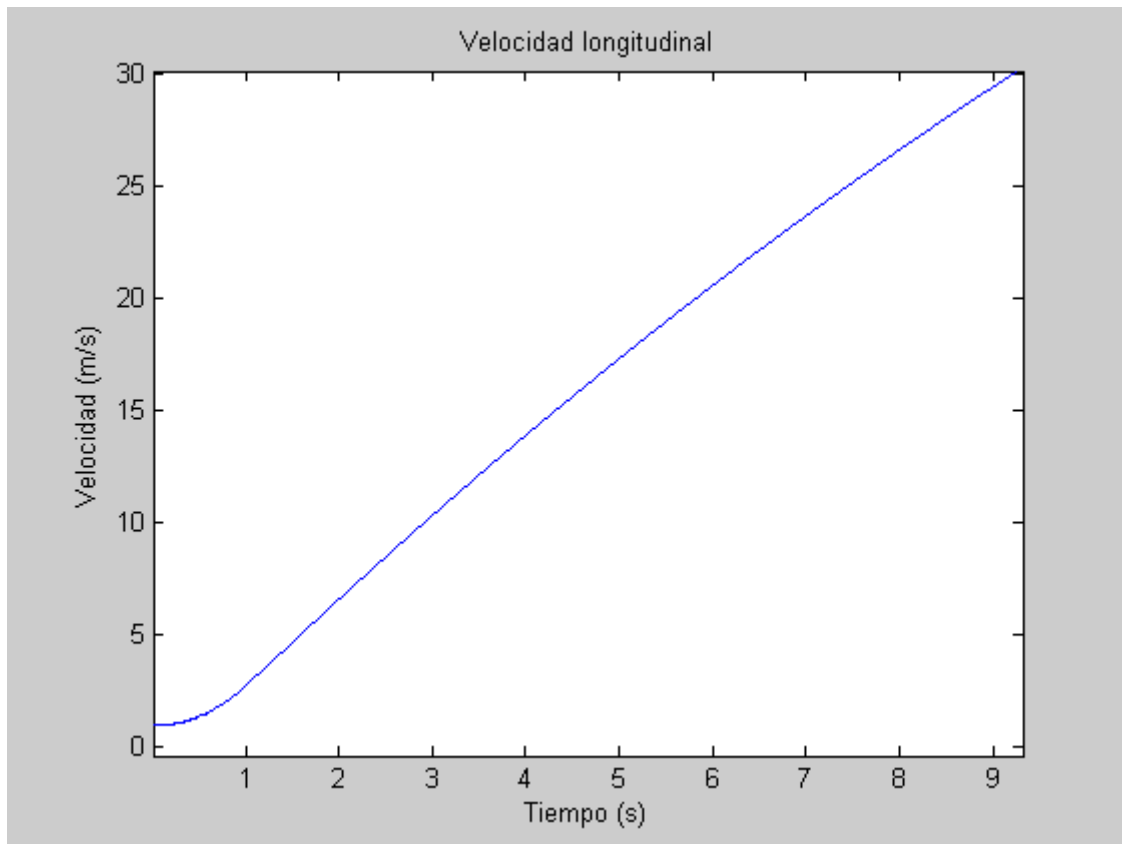


1) Cálculo del tiempo de aceleración de 0 a 100 Km/h:

$$\begin{aligned}
 t_{1-2} &= m \cdot \gamma_m \cdot \int_0^{27.78} \frac{dV}{F_{da}(V)} = 1,09 \cdot 1625 \cdot \int_0^{27.78} \frac{dV}{F_{da}(V)} = \\
 &= 1,09 \cdot 1625 \cdot \int_0^{27.78} \frac{dV}{F_{da}(V)} = 1,09 \cdot 1625 \cdot \int_0^{27.78} \frac{dV}{\frac{M_n \cdot \eta \cdot \xi}{r_c} - 0,4014325 \cdot V^2} = \\
 &\Rightarrow M_n = 107,082 + 0,031852 \cdot n + 2,832 \cdot 10^{-5} \cdot n^2 - 8,7048 \cdot 10^{-9} \cdot n^3 + 6,03154 \cdot 10^{-13} \cdot n^4 \\
 &\Rightarrow n = \frac{30 \cdot V \cdot \xi}{\pi \cdot r} = \frac{30 \cdot V (m/s) \cdot \xi_m}{\pi \cdot 0,3284} \Rightarrow \xi_m = \frac{\xi_1 + \xi_4}{2} = 9,105
 \end{aligned}$$

Resolviendo la integral: t=9,9313seg

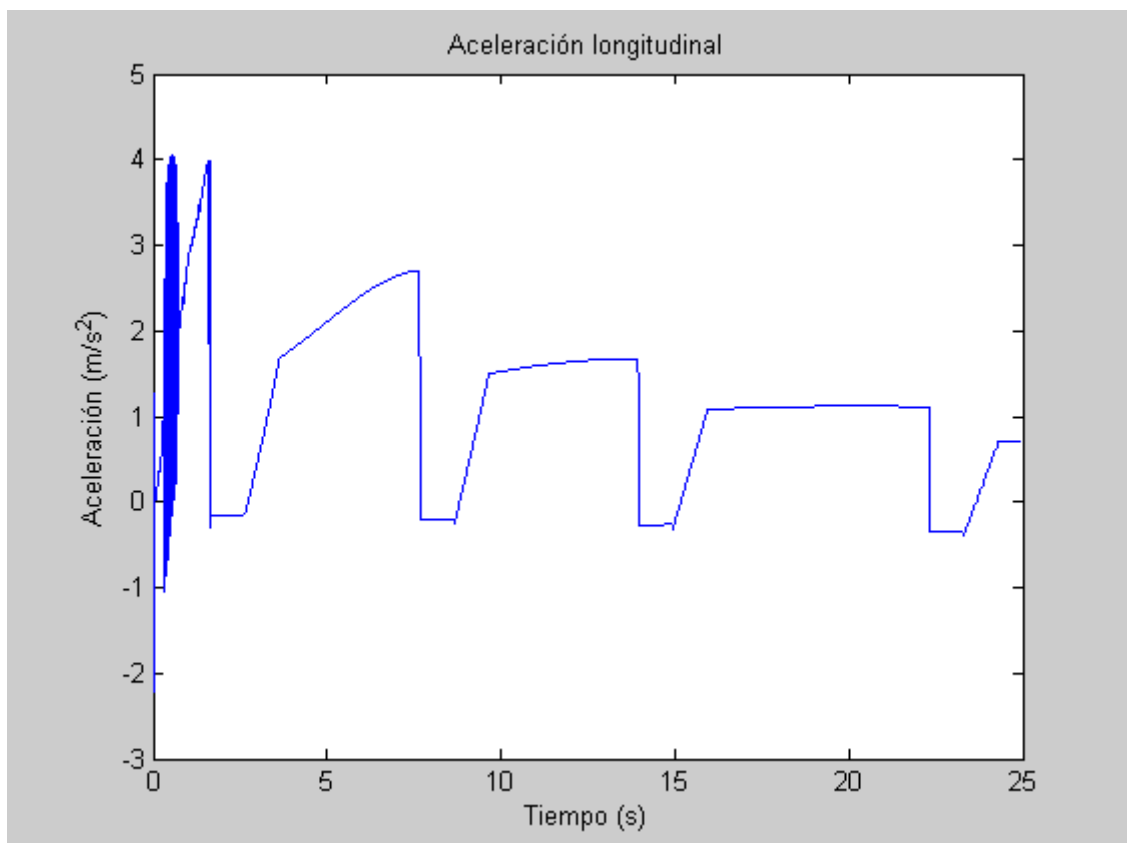
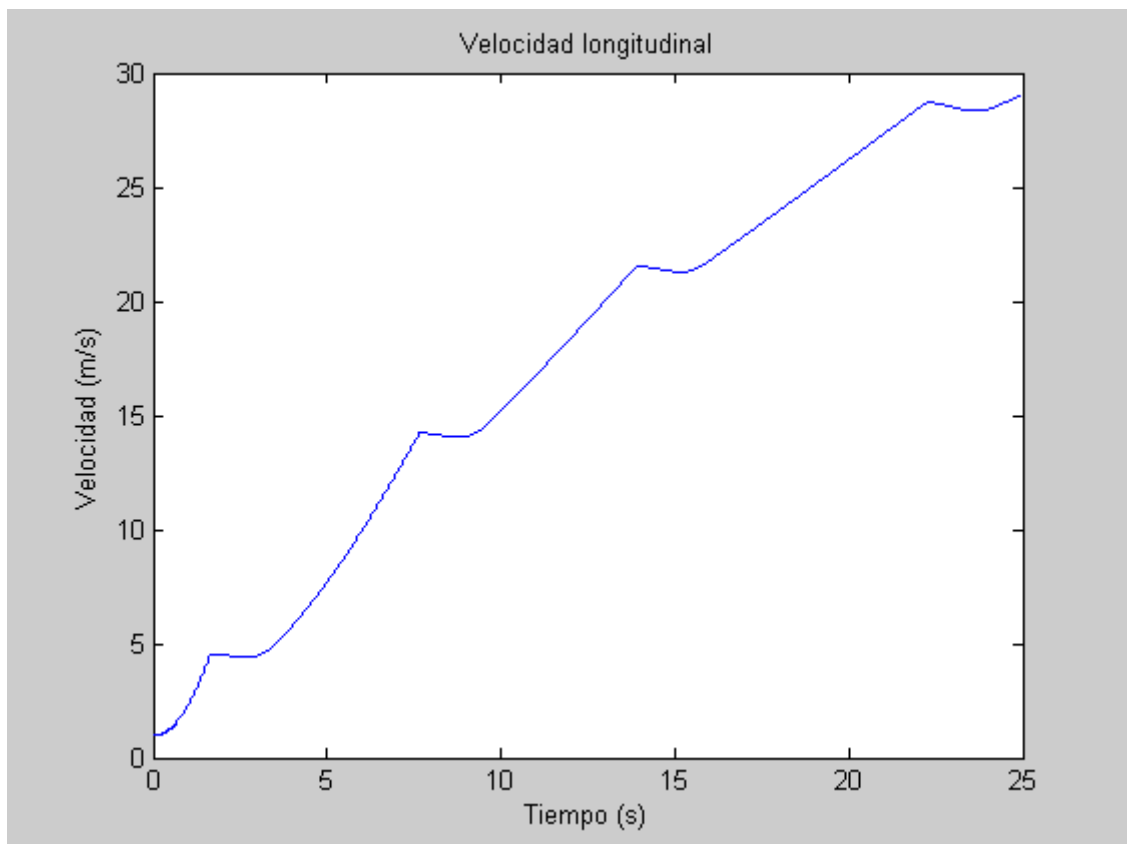
Mediante una simulación con el programa a velocidad inicial 1m/s, tiempo de simulación de 20 segundos, acelerando a fondo y con una velocidad inicial de 1m/s y en primera:



En el gráfico podemos observar que se corresponde con el valor dado por el fabricante, aproximadamente de entre 8 y 9 segundos. También se aproxima bastante al cálculo teórico.

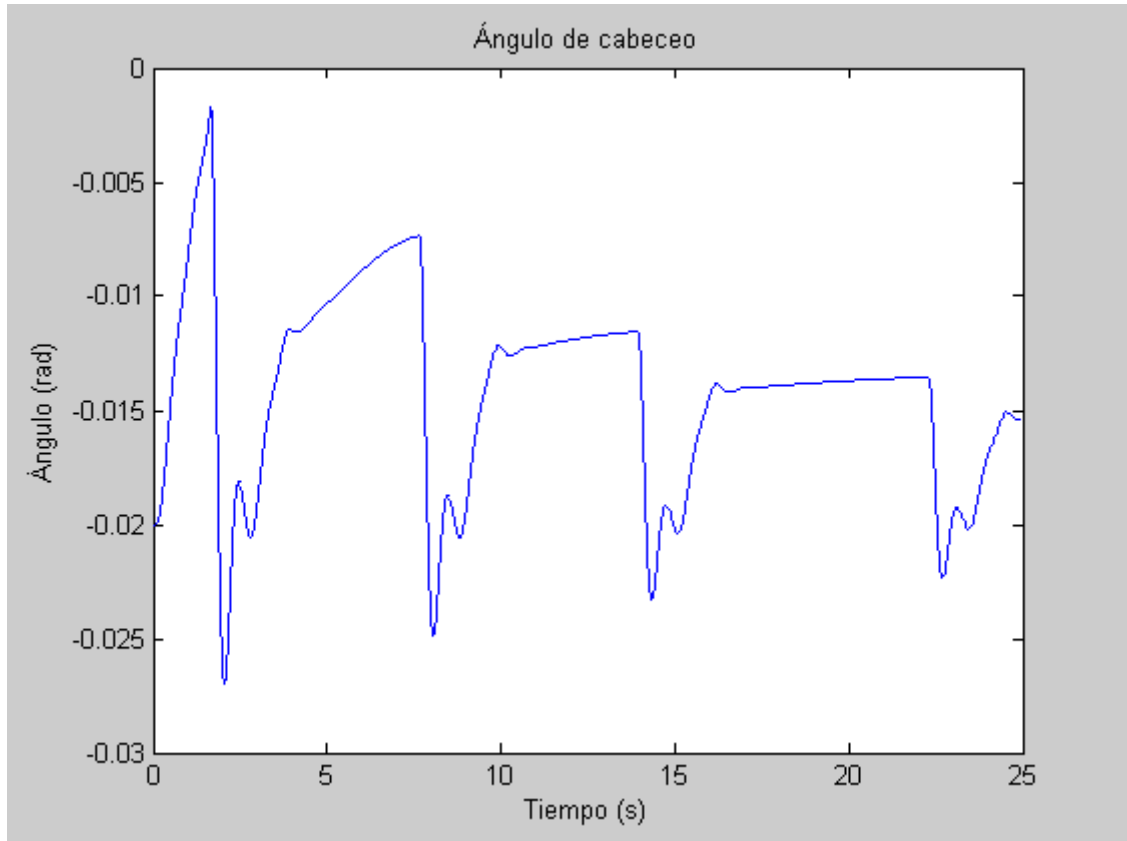
2) Simulación de procesos de aceleración.

a) Desde 2m/s hasta superar los 100Km/h



En la gráfica de aceleración longitudinal se observa la máxima aceleración para los primeros segundos del proceso, donde está engranada la primera marcha y donde se consigue la máxima fuerza tractora en llanta.

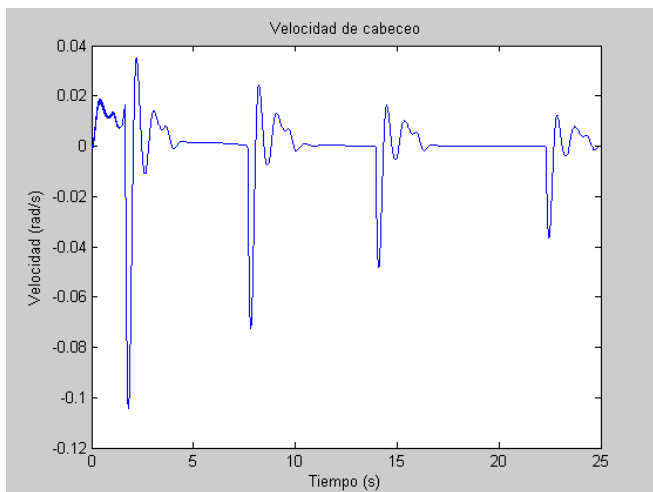
Se pueden observar aceleraciones ligeramente negativas debido a las resistencias cuando se produce el cambio de marcha



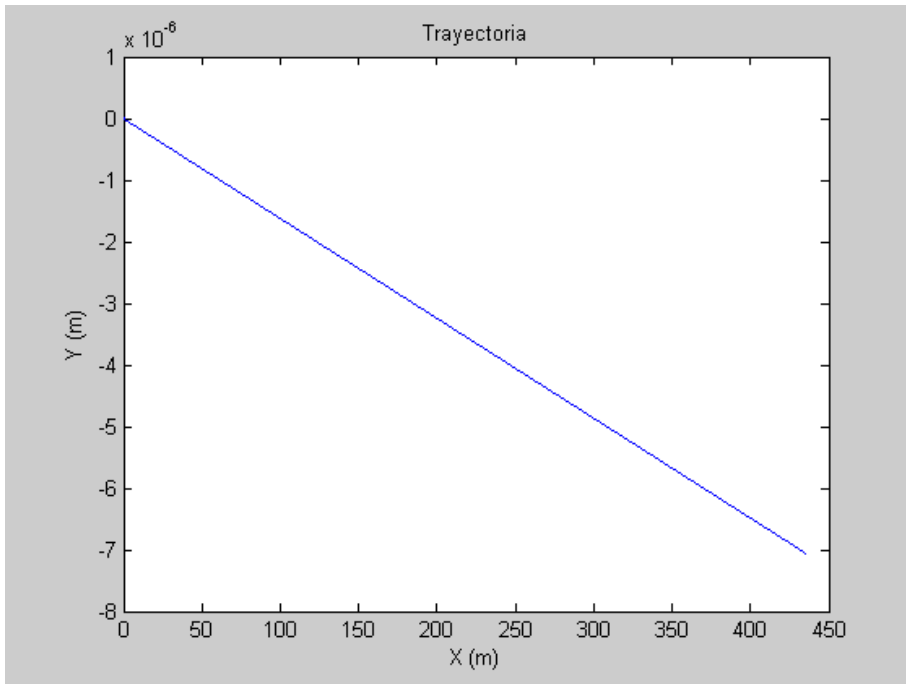
Las variaciones más drásticas del ángulo de cabeceo también tienen lugar con las aceleraciones máximas, siendo mayor para la primera.

El valor que toma éste es negativo, debido a que es tracción delantera y se levanta de atrás.

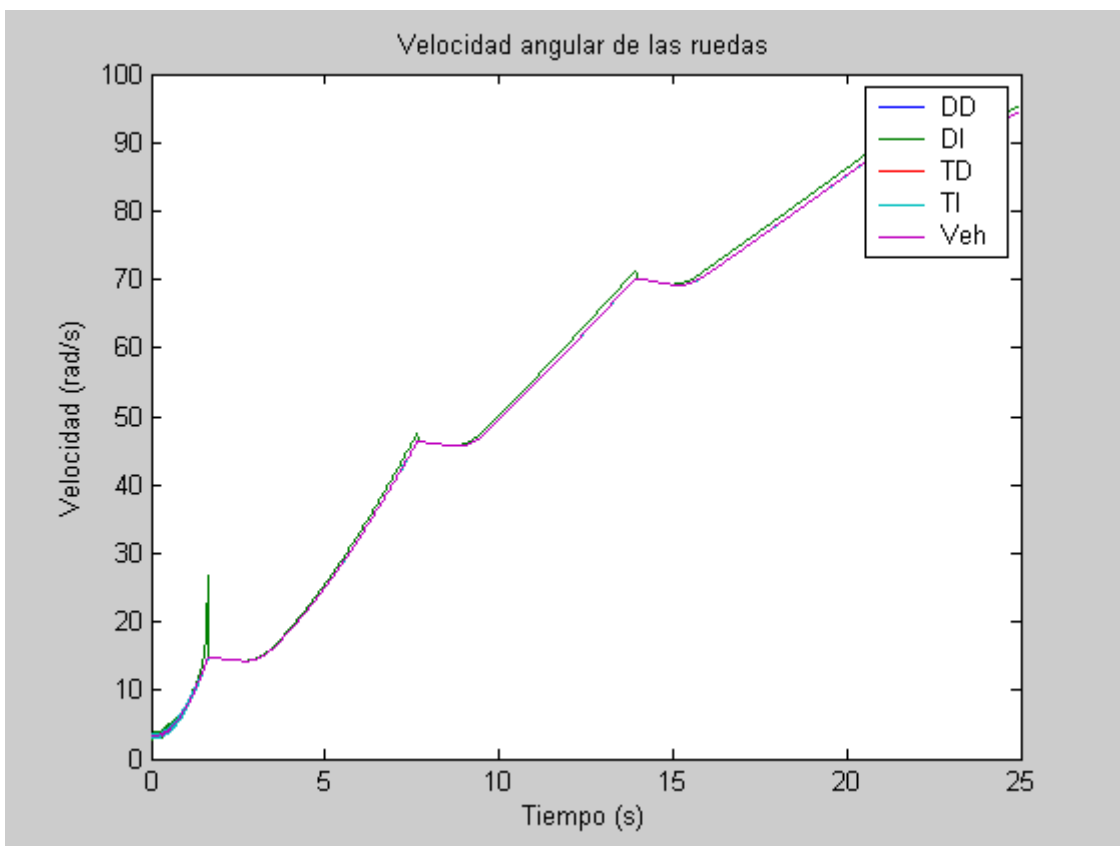
El máximo valor es de 0,027rad, es decir, unos 1,55°. Este valor es pequeño, dado que es una aceleración lenta, nada drástica.



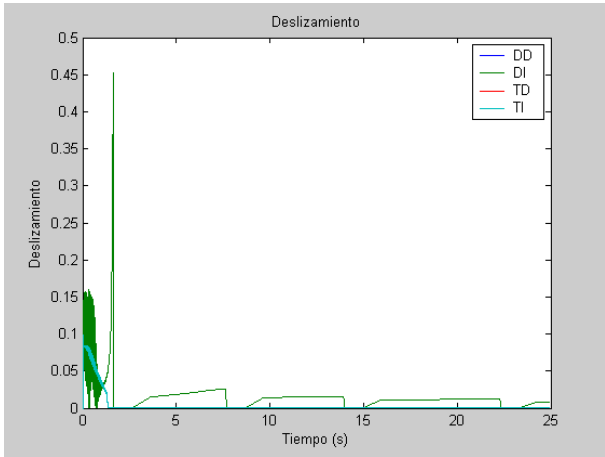
En la velocidad de cabeceo se observa el mismo fenómeno. Esta vez es en los cambios de marcha donde se producen las máximas velocidades.



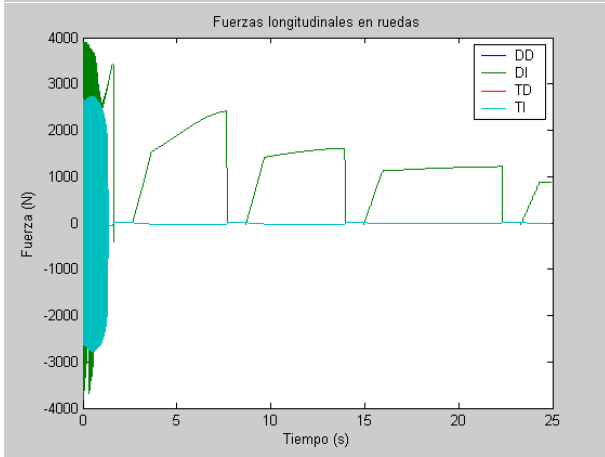
Se observa que el espacio recorrido en el proceso es de 450m.



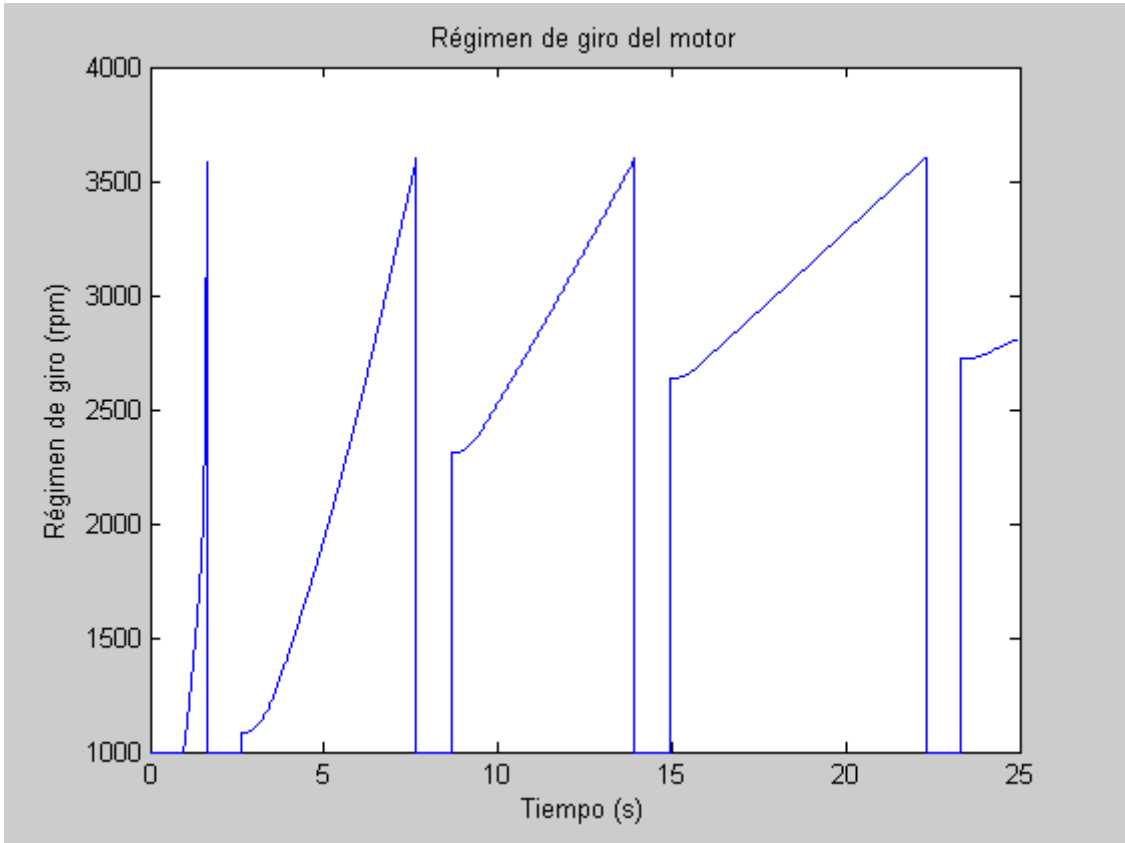
La velocidad angular de las ruedas coincide prácticamente con la del vehículo. Al igual que con la velocidad del vehículo, se observan unos ligeros picos, que tienen lugar en los cambios de marcha, donde la velocidad deja de ascender hasta el engrane de la siguiente marcha (o incluso disminuye debido a las resistencias).



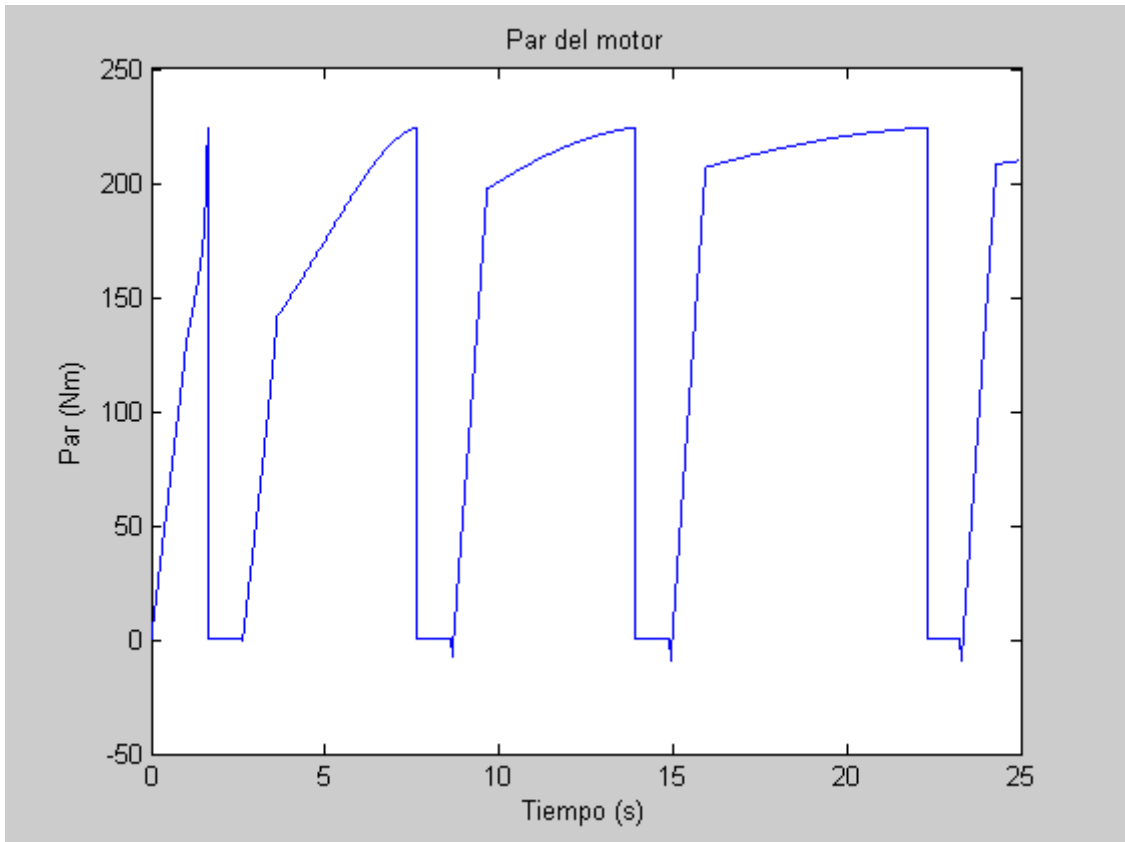
Deslizamiento de las ruedas.



Fuerzas longitudinales de las ruedas.
Mayores para el instante inicial, donde tenemos más potencia.

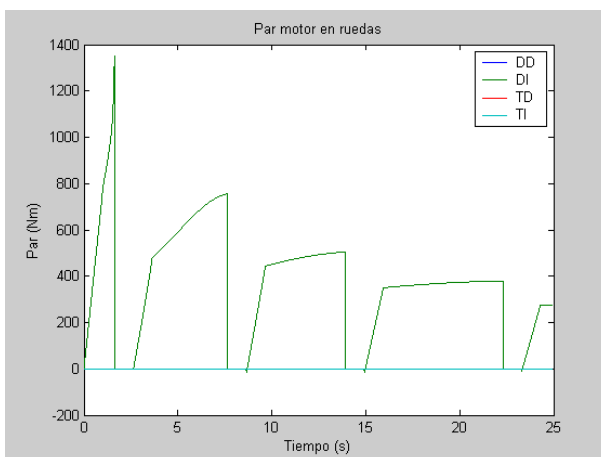


Para el régimen de giro del motor se observa el valor de las revoluciones del cambio de marcha. Al ser engranda la siguiente marcha, el valor real no descendería hasta cero, sino que se reduciría hasta realizar el engrane y seguir acelerando.

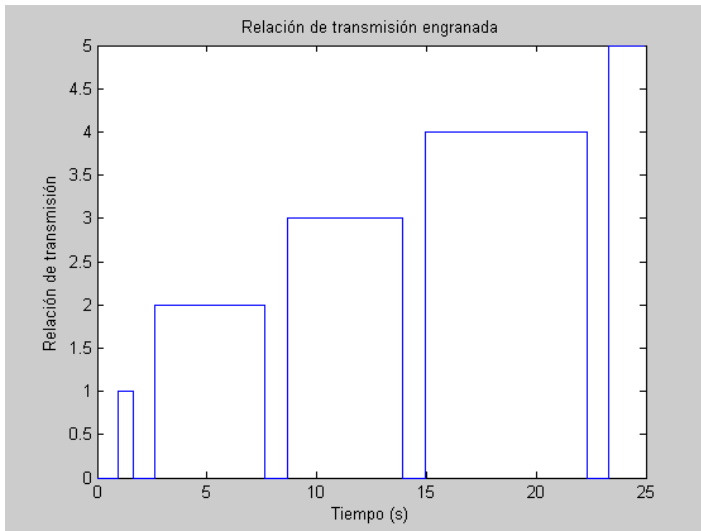


Para el par motor sucede lo mismo: nunca llegaría a anularse sino que descendería levemente debido a las resistencias.

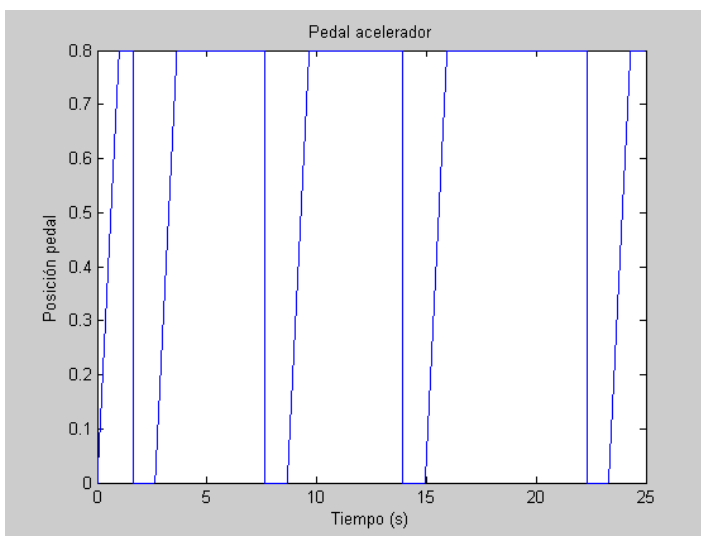
Podemos observar que nunca llegamos a obtener un par máximo porque el cambio de marcha lo estamos haciendo a bajas revoluciones



Consta mencionar que el par trasero en las ruedas es nulo, porque se trata de un vehículo de tracción delantera. Al aumentar la velocidad, el par en ruedas va disminuyendo, debido a la función de la caja de cambios. Para altas velocidades necesitaremos poco par en las ruedas dada la inercia del vehículo.



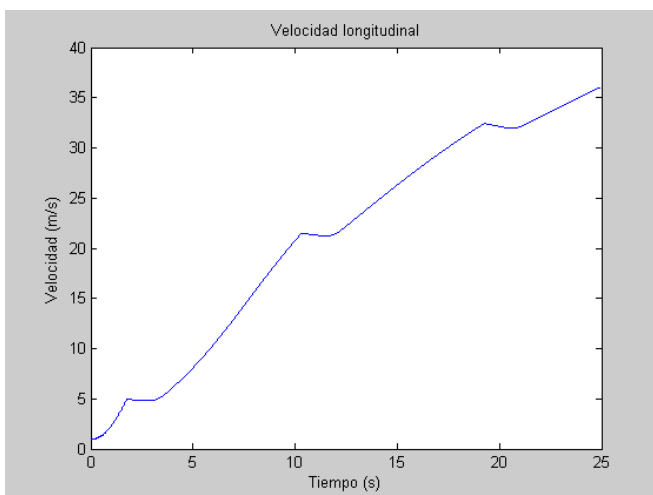
Se llega a meter quinta a los 23, 24 segundos del proceso.



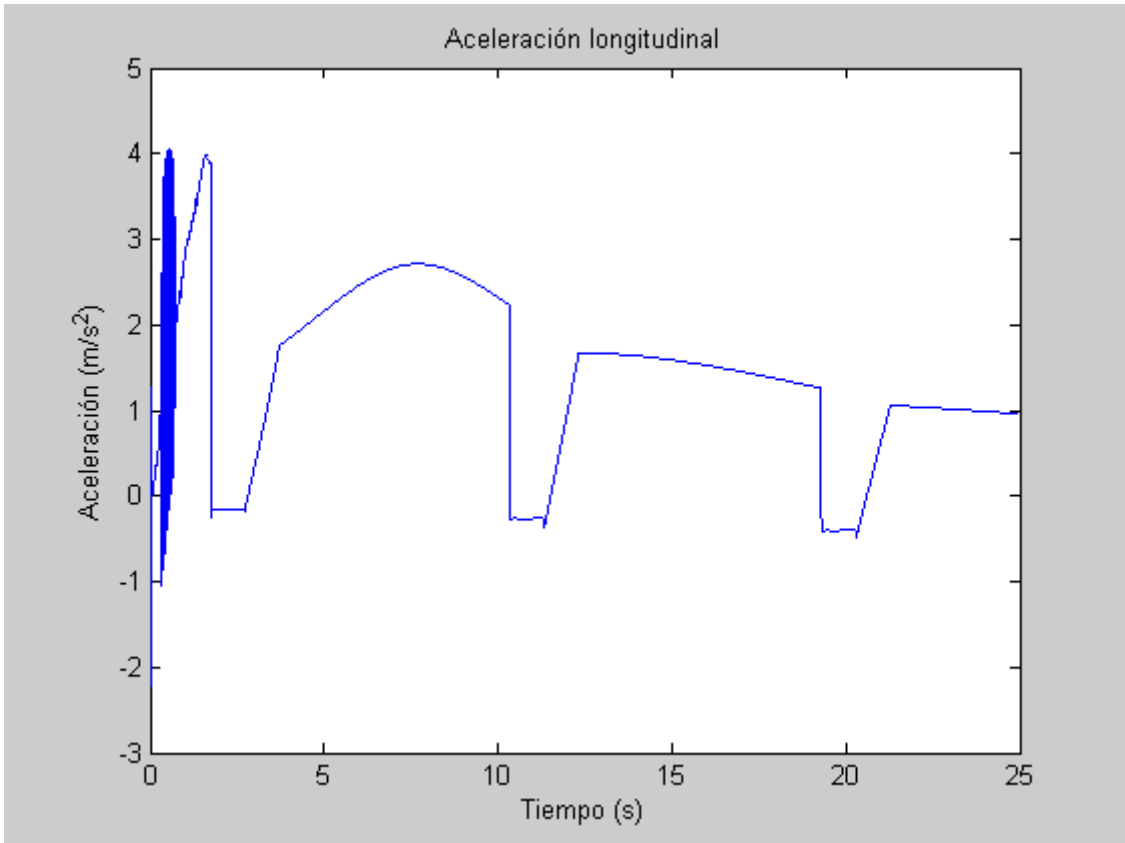
Posición del pedal del acelerador durante el proceso.

Lógicamente, el pedal del freno no se emplea en ningún caso.

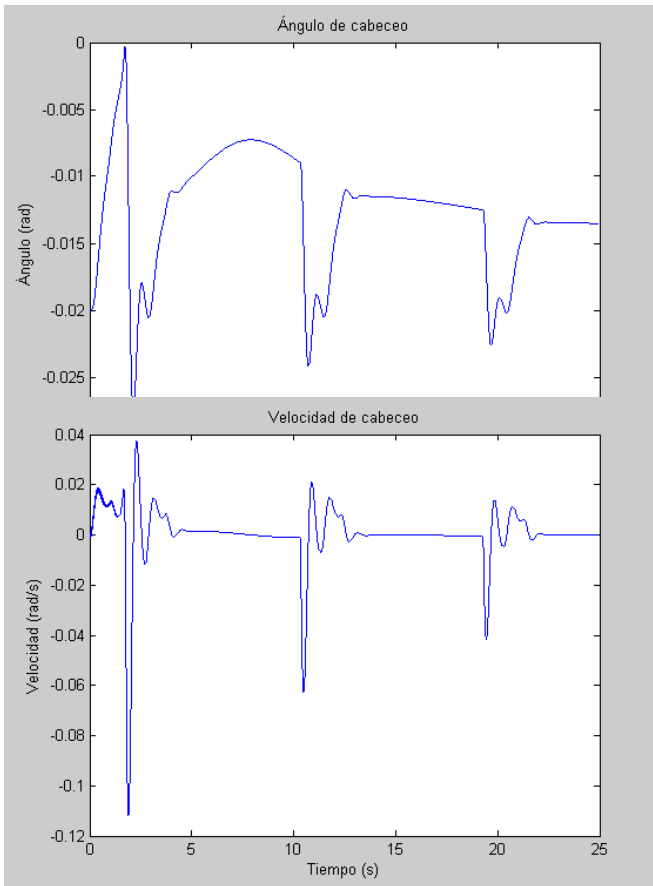
b) Desde 2m/s hasta superar los 100Km/h aumentando el régimen de cambio de marcha (5400rpm)



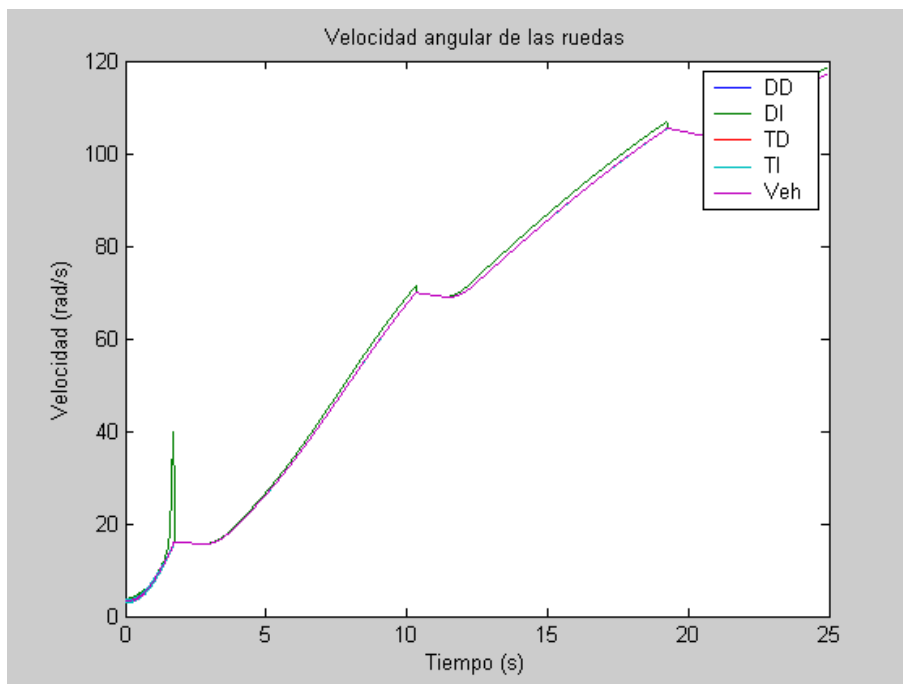
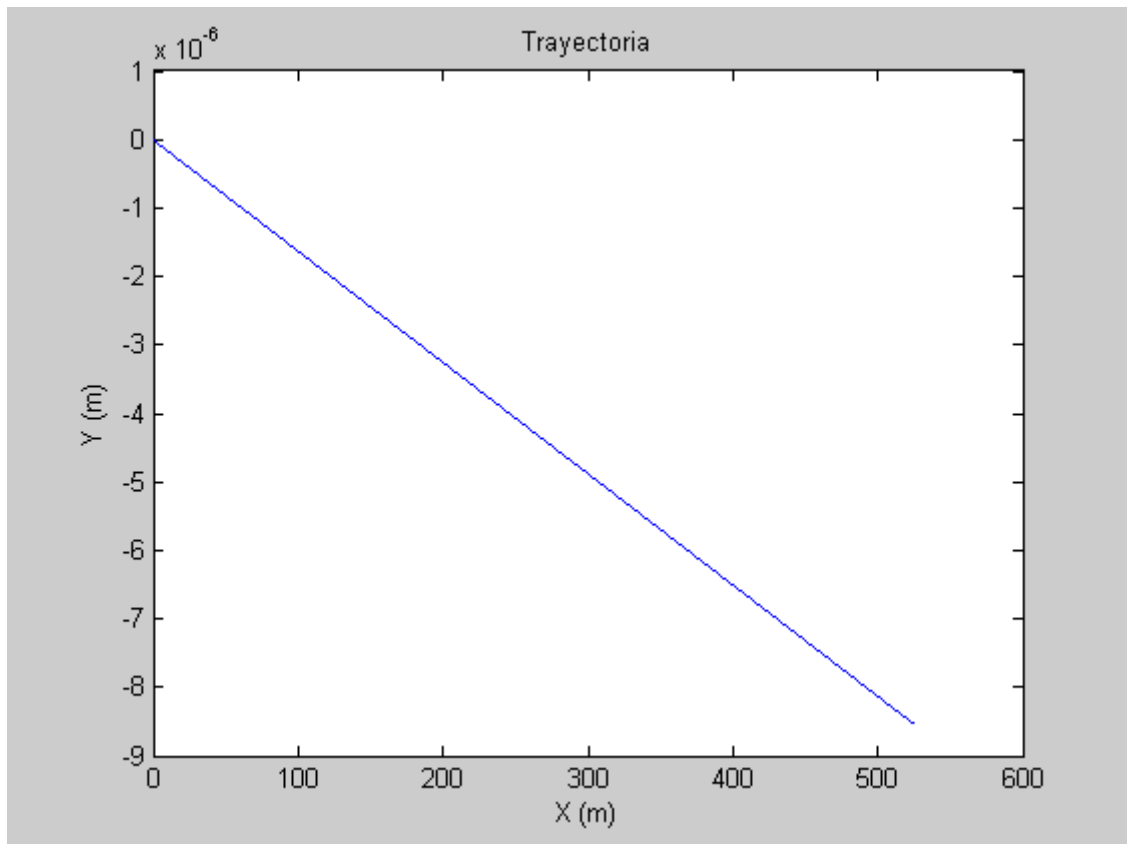
Al aumentar el régimen de cambio de marcha vamos a conseguir aprovechar mucha más potencia del motor y por tanto en el mismo tiempo de maniobra alcanzamos una velocidad mayor.



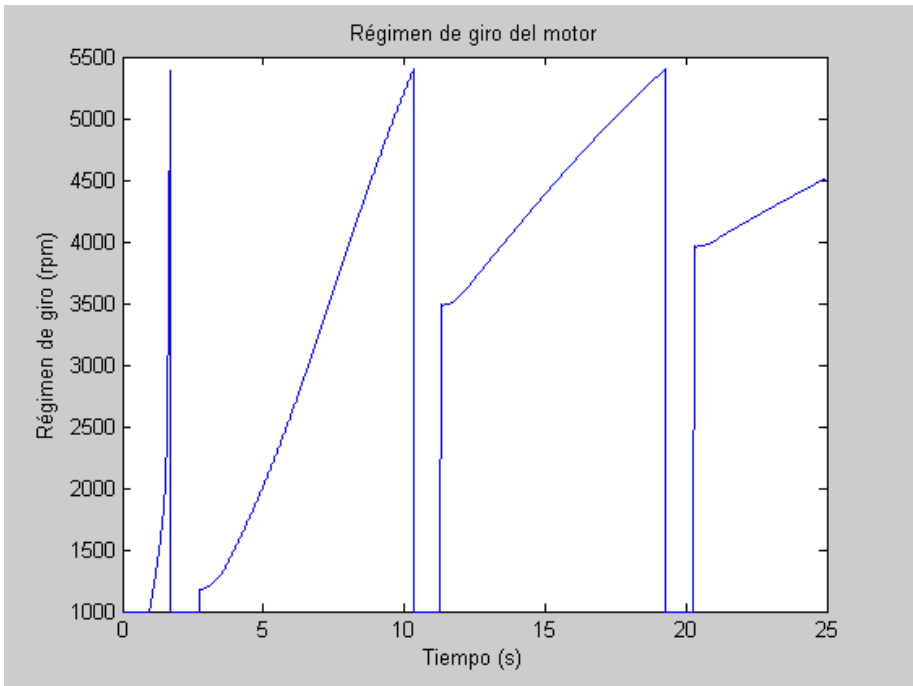
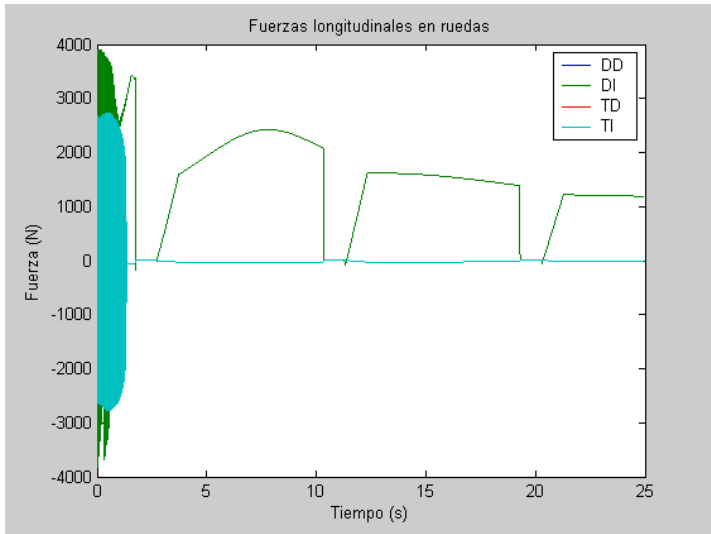
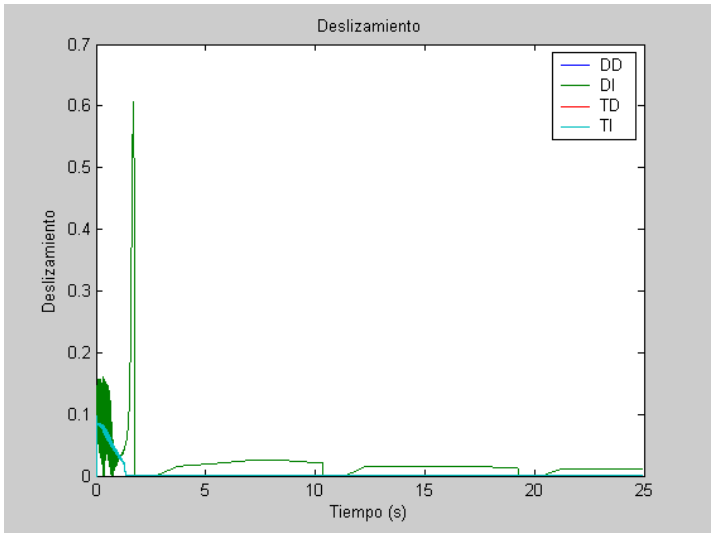
La aceleración de este proceso aguanta mucho más en el tiempo.



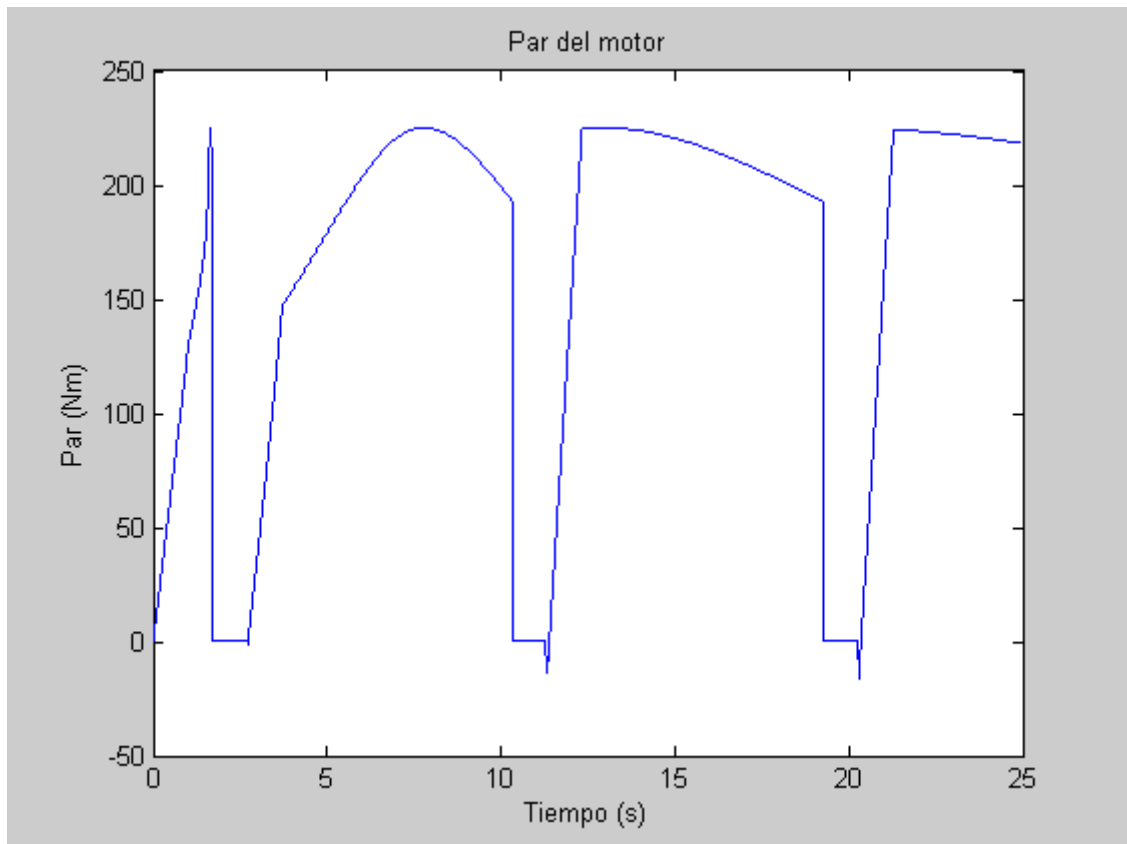
Con la trayectoria observamos como vamos a recorrer más distancia. No se ha mencionado, pero parece obvio que aunque se observa un cierto desplazamiento transversal, éste es casi nulo.



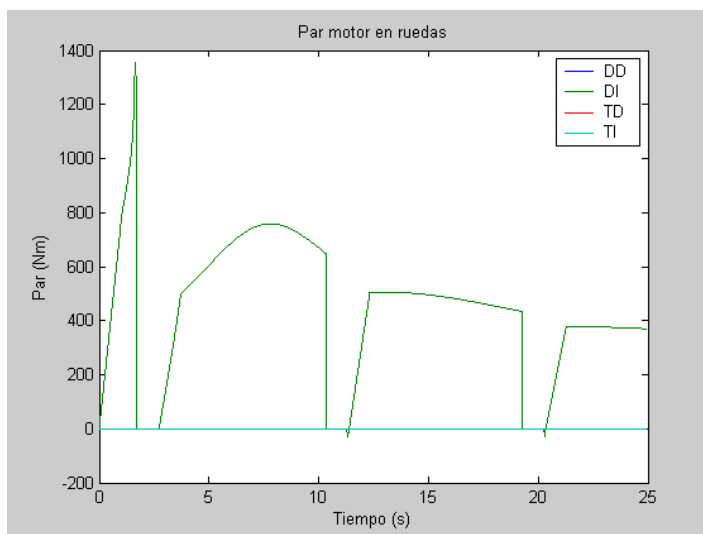
Como sucedía antes, el perfil de velocidad angular coincide más o menos con el de velocidades del vehículo.



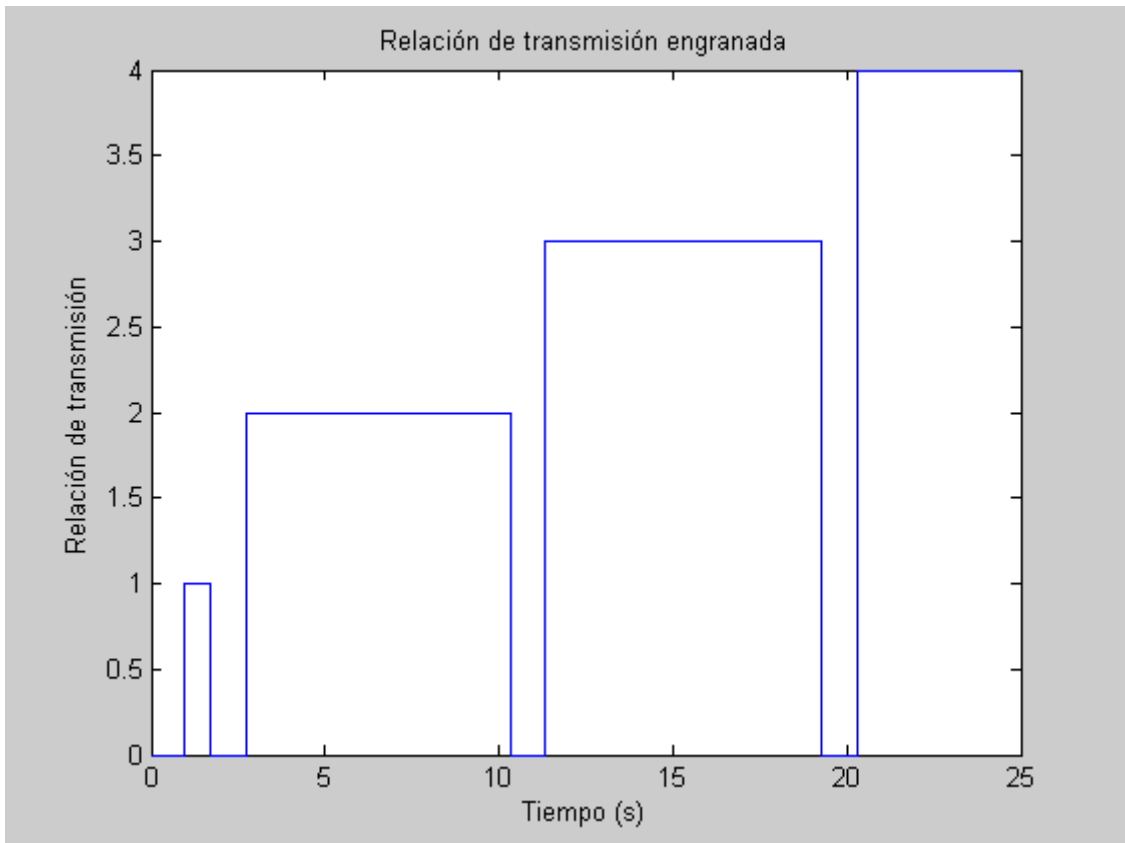
En el régimen de giro del motor puede apreciarse la subida de revoluciones, antes, la simulación se había realizado con el cambio a 3600 revoluciones. Ahora hemos subido a las 5400



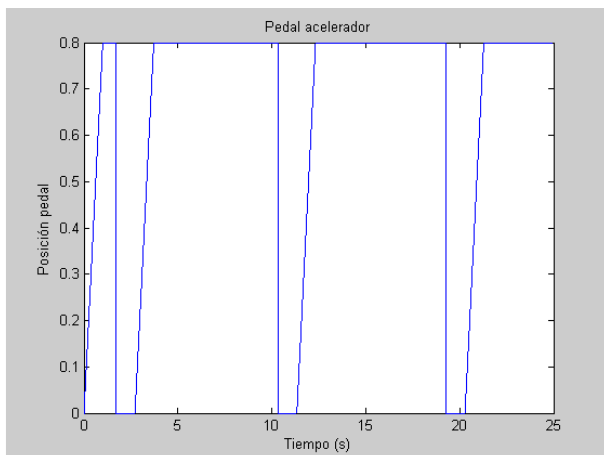
Para el par del motor, he conseguido aprovechar mejor su rendimiento, aumentando el tiempo de la marcha engranada. Por ejemplo, el paso entre segunda y tercera, a los 12,5 segundos, me da un máximo de par. También pasa en el engrane de la cuarta. Consigo el cambio en un punto más óptimo (que se traduce en una fuerza tractora mayor) para estas marchas, por ello he conseguido una velocidad mayor para el mismo tiempo de maniobra.



Para el par en ruedas observo los mismos fenómenos que en la anterior simulación.



En esta simulación acabo en la cuarta marcha. Al aprovechar mejor la velocidad de cada marcha no necesito llegar hasta la quinta porque no habré alcanzado las 5400rpm del motor todavía.



Al elevar el régimen del motor al que se produce el cambio de marcha disminuye el tiempo para acelerar. Este fenómeno se debe al mejor aprovechamiento de las marchas.

4) A 20m/s, con la 3ª marcha engranada podemos subir una pendiente de

$$V = 20m / s \Rightarrow n_m = \frac{30 \cdot V \cdot \xi_3}{\pi \cdot 0,3284} = 3076rpm$$

$$\text{Par a } 3706 \text{ rpm } M_n = 261Nm \Rightarrow \text{ en } 3^a \Rightarrow F_{Td} = 3871N$$

$$R = 239,12 \cdot \cos \theta + 15941,25 \cdot \sin \theta + 0,4014 \cdot V^2 = 3871 \dots 3710,44N$$

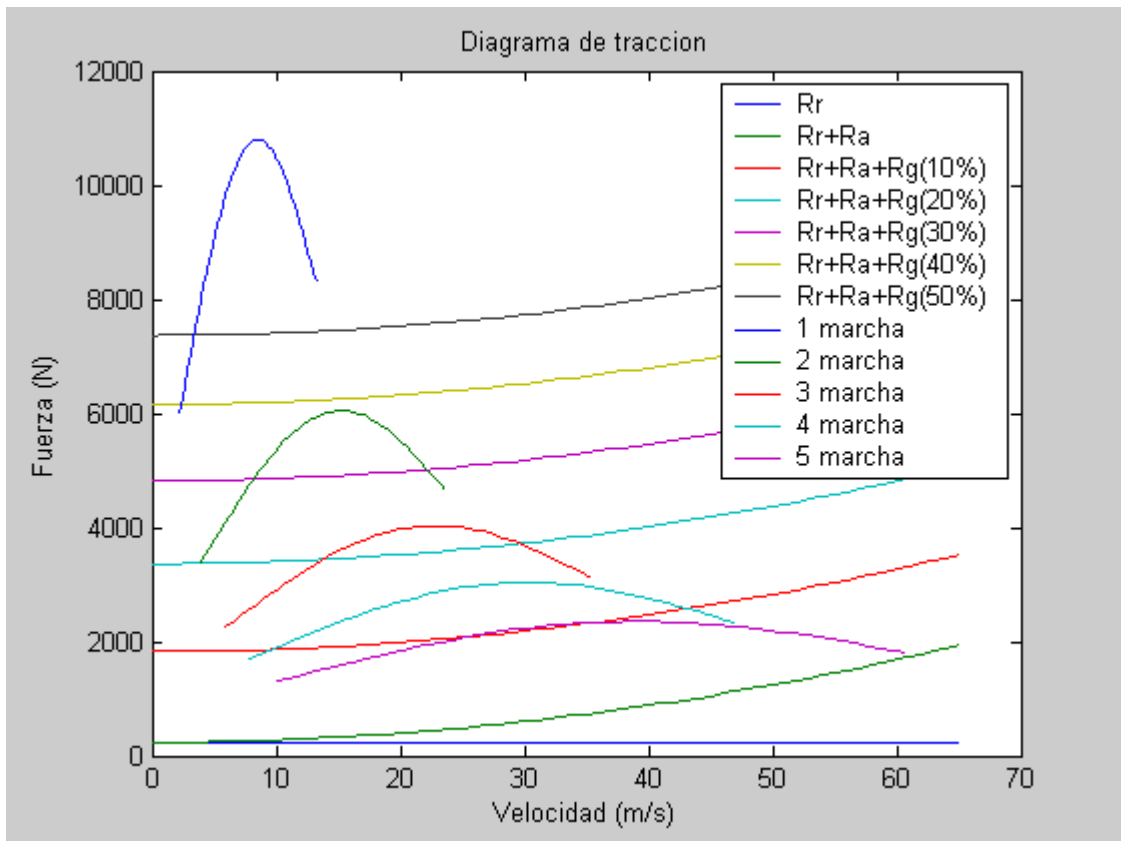
Introduciendo $V = 20m / s$ y despejando θ

$$\theta \approx 12,6^\circ \Rightarrow 22\%$$

Previamente calculamos la fuerza tractora limitada por la adherencia, para comprobar que no hay problema:

$$F_{td \max} = \frac{\mu \cdot P \cdot (l_2 + h \cdot f_r)}{L + \mu \cdot h} = 6737,5N$$

Mirando el diagrama de tracción, hacia los 20m/s se observa que podemos ascender casi un 20% de pendiente (algo más de 20%), por lo tanto coincide.



5) Con la 3ª marcha engranada

$$\text{Fuerza tractora disponible } F_{td} = \eta \cdot \xi_i \cdot \frac{M_m}{r_c} = 0,85 \cdot 4,658 \cdot \frac{M_m}{0,318};$$

$$\text{Por otro lado, la velocidad: } V = \frac{2 \cdot \pi \cdot w(\text{rps}) \cdot r}{\xi_3} = 0,443 \cdot w \Rightarrow w = 2,2574 \cdot V(\text{rps}) = 135,444 \cdot V(\text{rpm})$$

$$F_{td} = 12,45 \cdot (107,082 + 0,031852 \cdot n + 2,832 \cdot 10^{-5} \cdot n^2 - 8,7048 \cdot 10^{-9} \cdot n^3 + 6,03154 \cdot 10^{-13} \cdot n^4)$$

$$R = 239,12 \cdot \cos \theta + 15941,25 \cdot \sin \theta + 0,4014 \cdot V^2$$

Y ha de cumplirse:

$$\rightarrow F_{td} = R$$

$$\rightarrow \frac{\partial F_{td}}{\partial V} = \frac{\partial R}{\partial V}$$

Resolviendo mediante iteraciones estas dos premisas resulta una rampa de 22,5% y a una velocidad de 23,45m/s.

PARTE 4: FRENADO

1) Dibujo de la curva de equiadherencia

Estimando un reparto óptimo de frenada para un valor aproximado de $\mu=1,1$ y para $\mu=0,6$ con un margen de seguridad para reducir la fuerza trasera de frenado en un 10% respecto al óptimo:

$$F_{fd} = \frac{\mu \cdot P}{L} \cdot (l_2 + \mu \cdot h) ; F_{ft} = \frac{\mu \cdot P}{L} \cdot (l_1 - \mu \cdot h)$$

Para punto de acodamiento en la curva

$$F_{fdA} = \frac{0,6 \cdot 1625 \cdot 9,81}{2,843} \cdot (1,7058 + 0,6 \cdot 0,5) = 6748,14N$$

$$F_{ftA} = \frac{0,6 \cdot 1625 \cdot 9,81}{2,843} \cdot (1,1372 - 0,6 \cdot 0,5) = 2816,6N$$

Para punto de acodamiento en las rectas

$$F_{fdA} = F_{fdA'}$$

$$F_{ftA} = 0,9 \cdot F_{ftA'} = 2534,94N$$

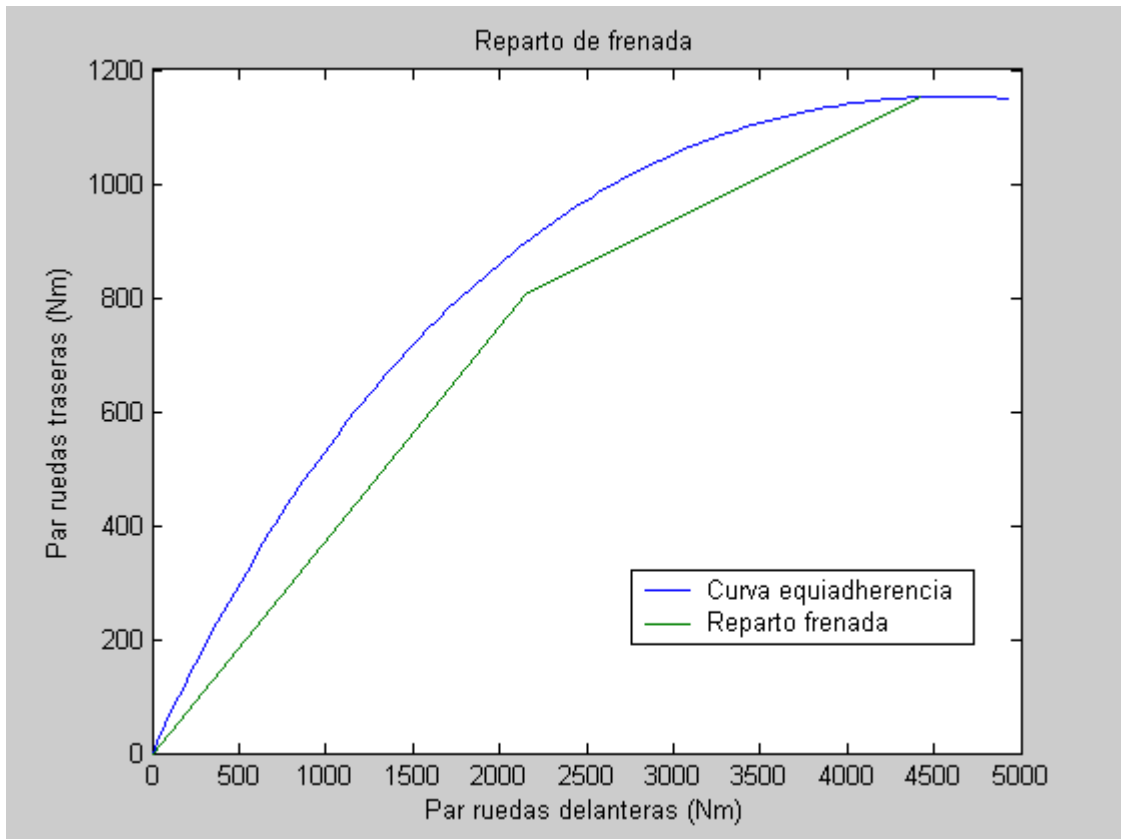
$$\text{Recta } r_1 \equiv F_{ft1}^s = \frac{2534,94}{6748,14} F_{fd}^s = 0,37565 \cdot F_{fd}^s$$

Para punto de corte entre curva y recta

$$F_{ftB} = \frac{1,1 \cdot 1625 \cdot 9,81}{2,843} \cdot (1,1372 - 1,1 \cdot 0,5) ; F_{fdB} = \frac{1,1 \cdot 1625 \cdot 9,81}{2,843} \cdot (1,7058 + 1,1 \cdot 0,5)$$

$$\text{Recta } r_2 \equiv F_{ft2}^s = 1511,377 + 0,15168 \cdot F_{fd}^s$$

$$\text{Punto de acodamiento } M_d = r_c \cdot F_{fd} = 2145,9$$



2) Para una fuerza de frenado de 1000N en las ruedas delanteras tenemos una fuerza de frenado en las traseras de

$$F_{f1}^s = \frac{2534,94}{6748,14} F_{fd}^s = 0,37565 \cdot 1000 = 375,65N$$

$$F_{fd}^s + F_{f1}^s = \frac{\gamma \cdot P \cdot a}{g} \Rightarrow 1375,65 = \frac{1,1 \cdot 1625 \cdot 9,81 \cdot a}{9,81}$$

Despejando la aceleración:

$$a = 0,769594 = \frac{\frac{100}{3,6} - 0}{t} \Rightarrow t = 36,094 \text{seg}$$

Sumándole el tiempo de reacción: $t = 36,094 + 1,5 = 37,594 \text{seg}$ tarda en detenerse, recorriendo:

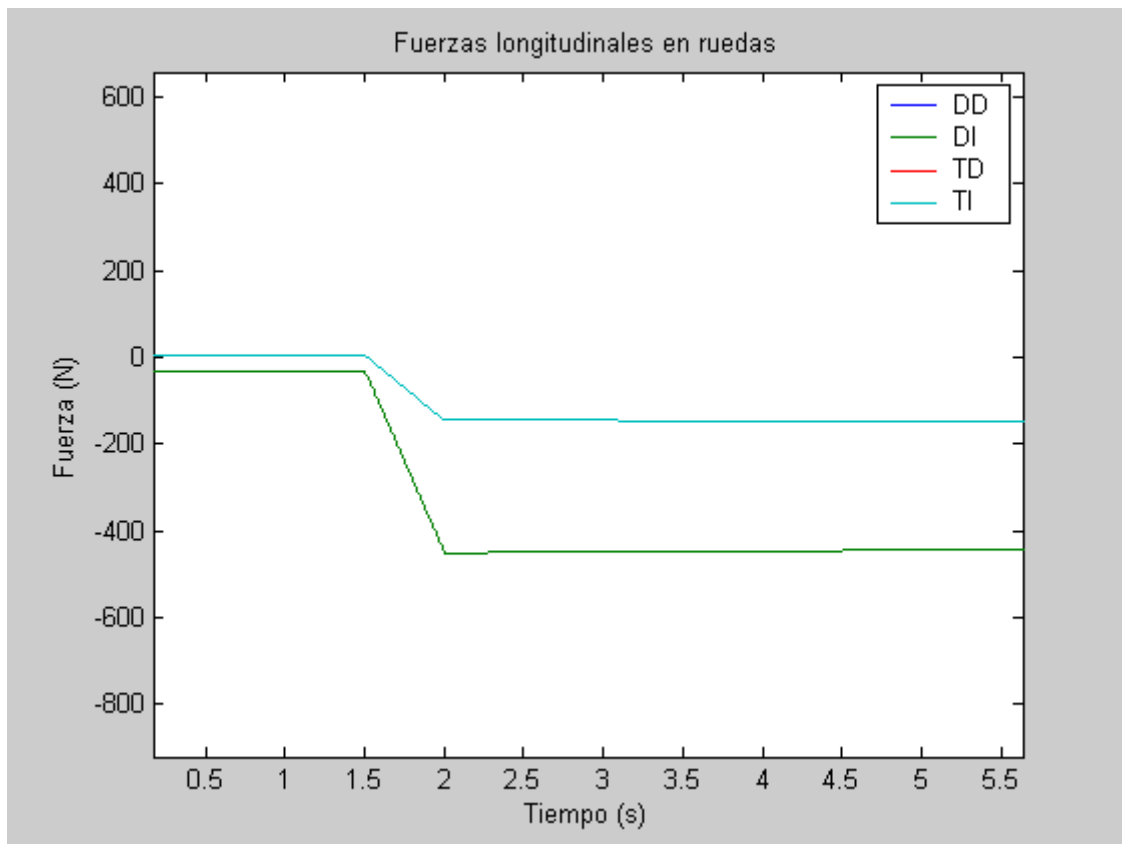
$$s = V_0 \cdot t - \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 = \frac{100}{3,6} \cdot 37,594 - \frac{1}{2} \cdot 0,769594 \cdot 37,594^2 = 500,44m$$

Podemos calcular la transferencia de carga de la siguiente manera:

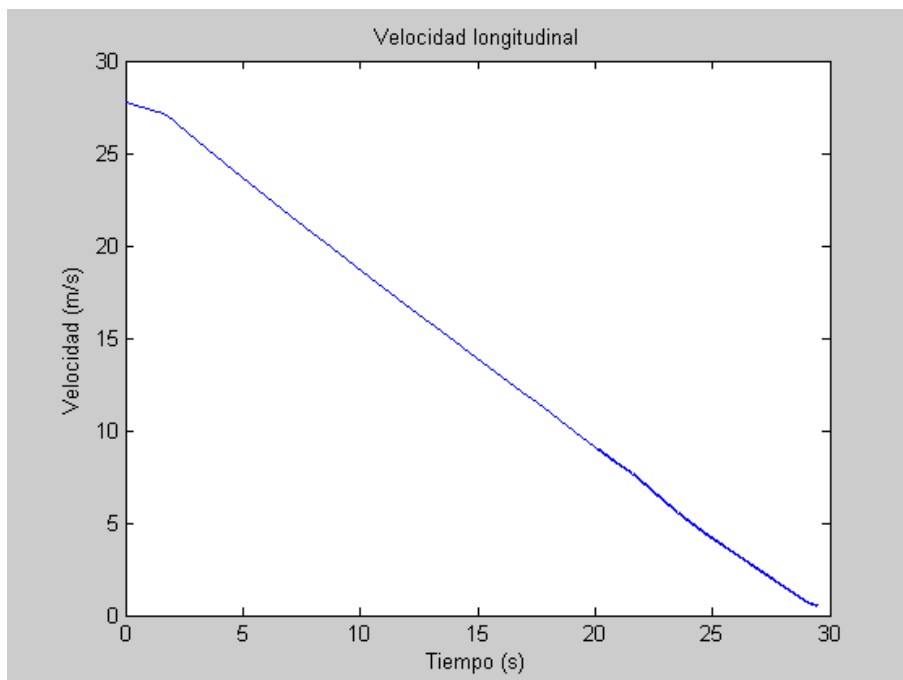
$$\Delta F_z = a \cdot \frac{P}{g} \cdot \frac{h}{L} = 0,77 \cdot \frac{1625 \cdot 9,81}{9,81} \cdot \frac{0,5}{2,843} = 219,942N$$

Transferencia de carga del eje trasero al delantero (se carga el eje delantero).

Mediante una simulación a velocidad inicial de 100Km/h y frenada que se aproxime a los 1000N de fuerza en ruedas delanteras:

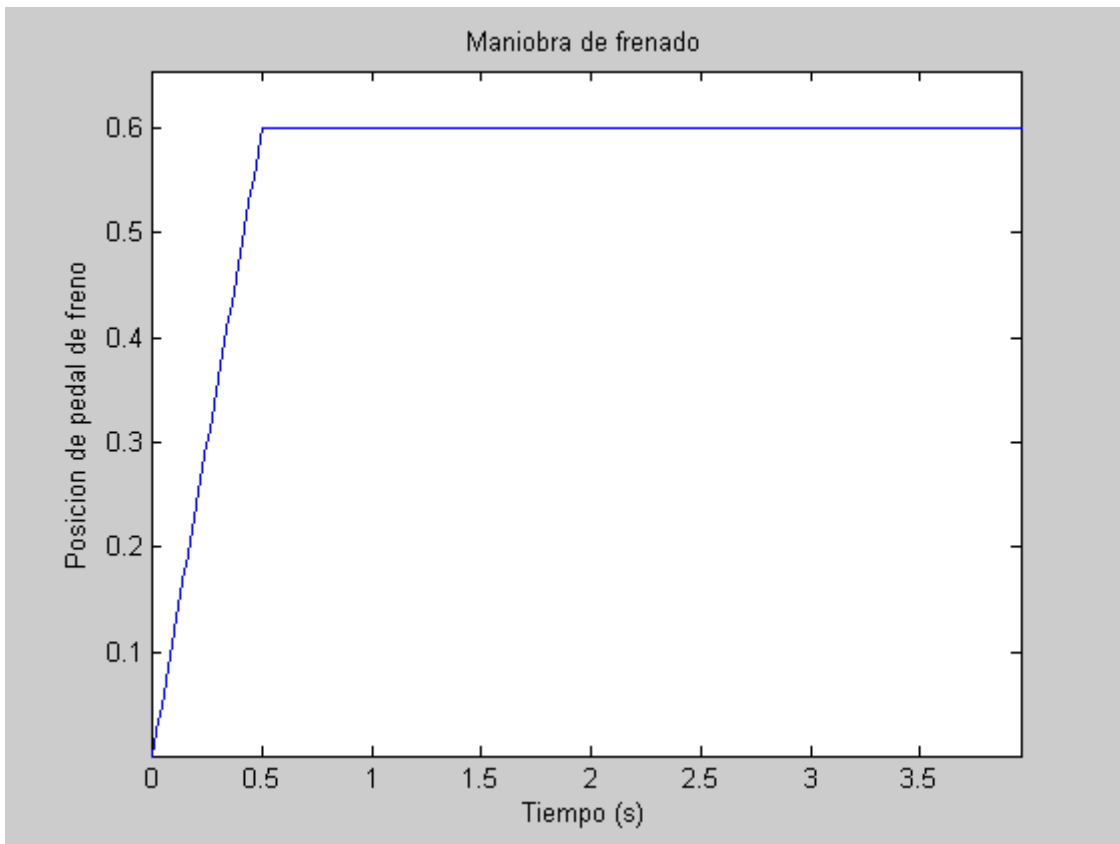


Fuerzas longitudinales en ruedas. Aproximadamente de 1000N en ruedas delanteras.

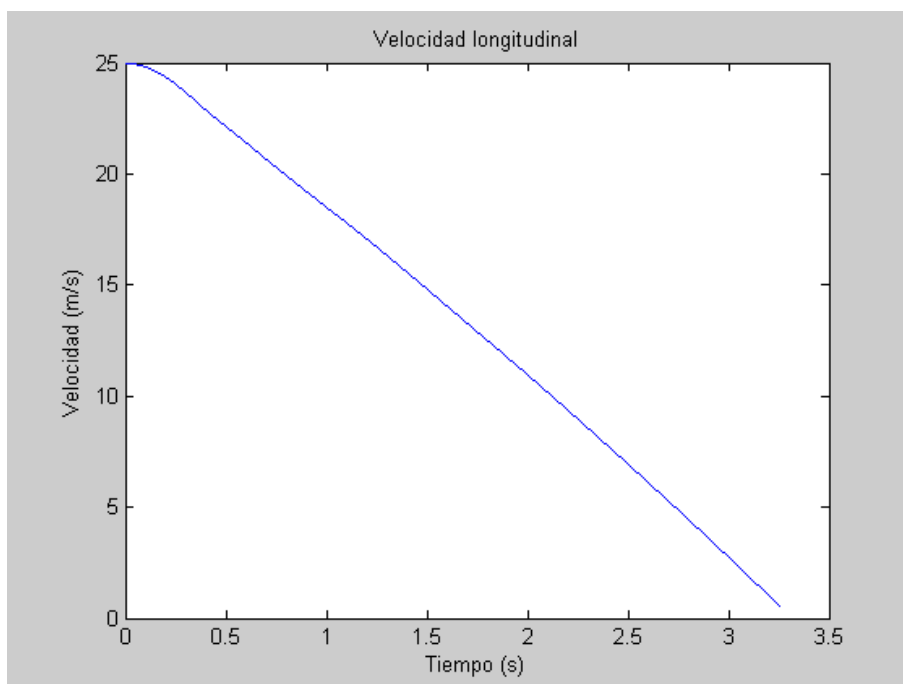


El vehículo se detiene cerca de los 30 seg, más o menos como en el cálculo aproximado.

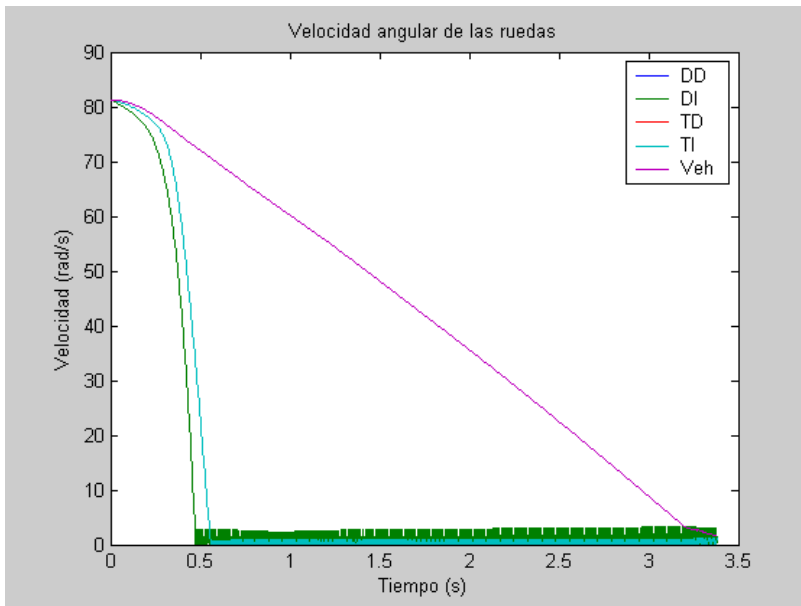
3) Simulación de maniobras de frenado.



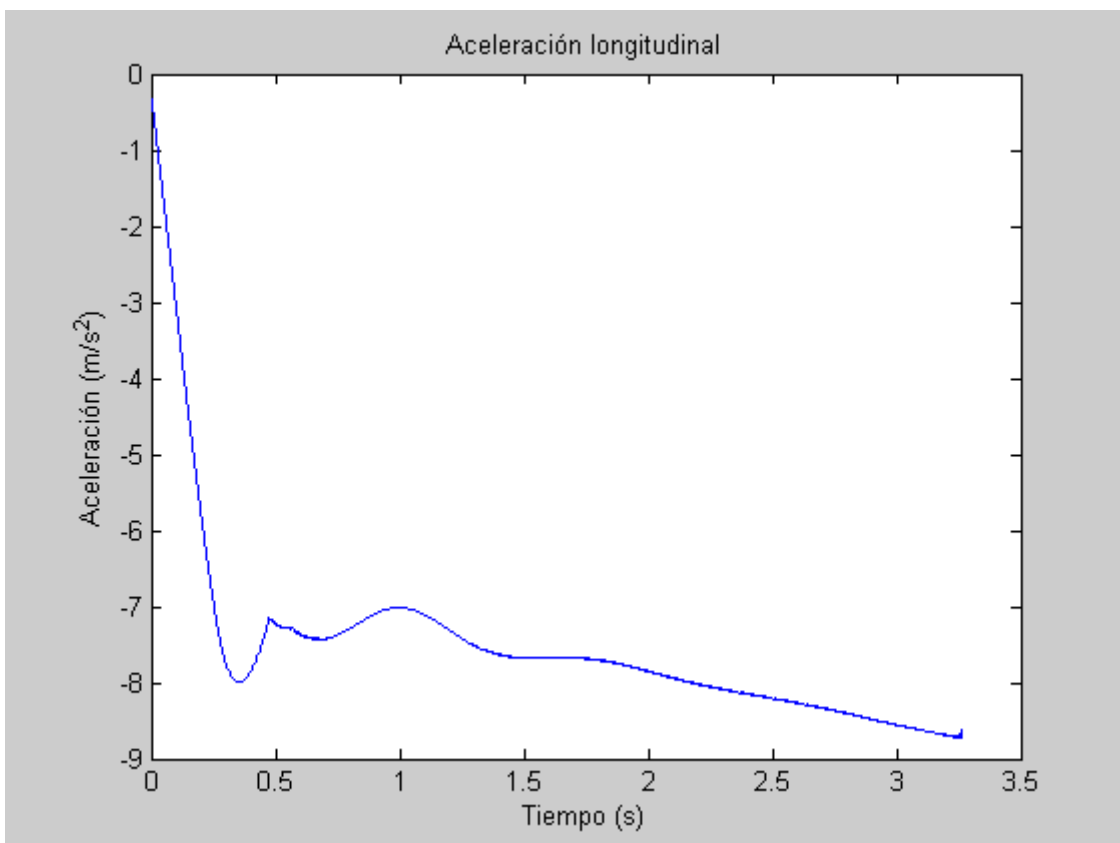
- a. Frenada severa sin ABS desde 25m/s, en 4ª, con cambio de marcha en 2000rpm



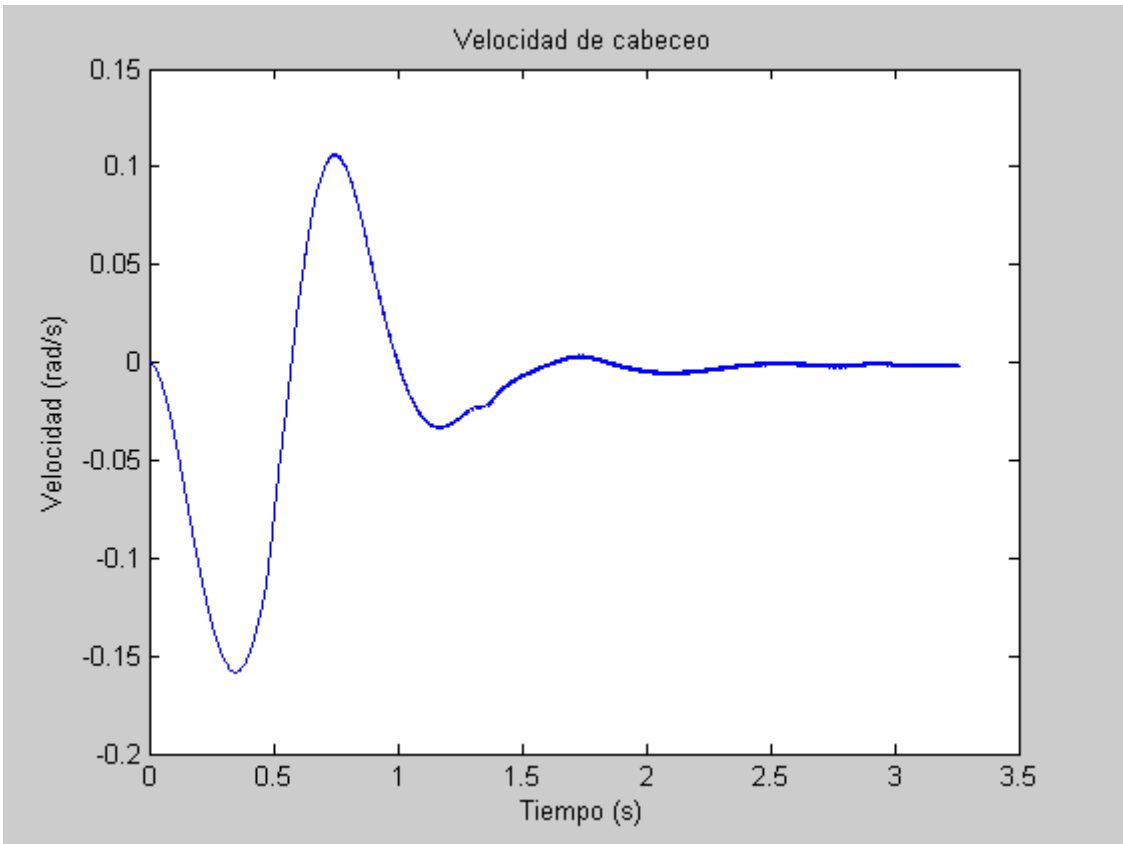
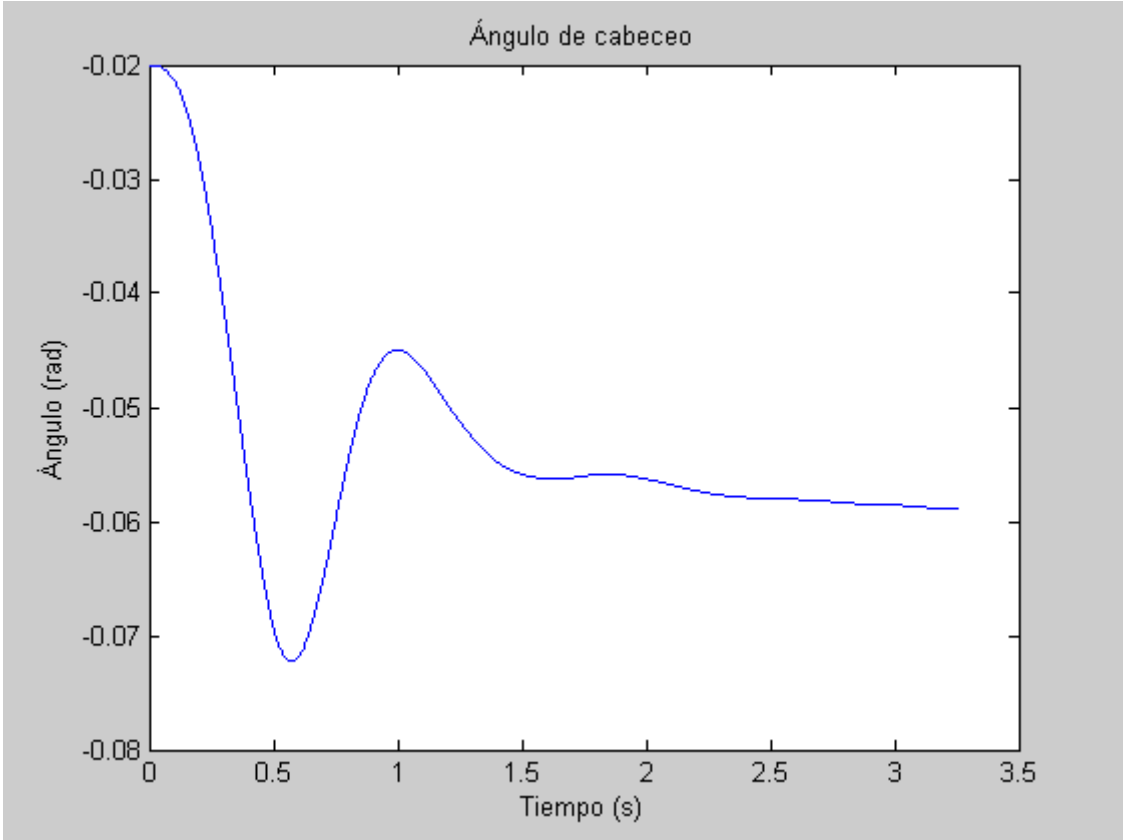
Se observa un tiempo de detención del vehículo de 3,25 seg.

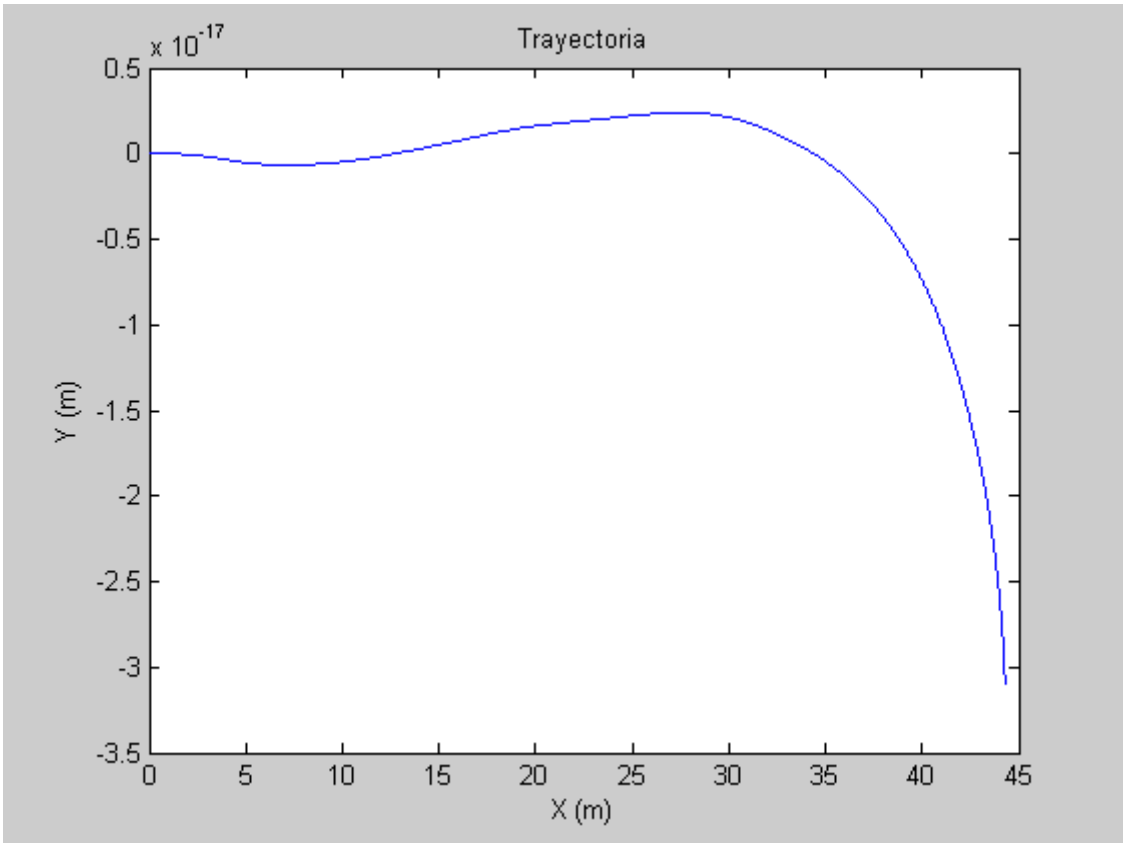


Con la velocidad angular de las ruedas podemos observar como quedan bloqueadas en 0,5seg las delanteras y las traseras en un poco más. El coche derrapa durante 3seg más.

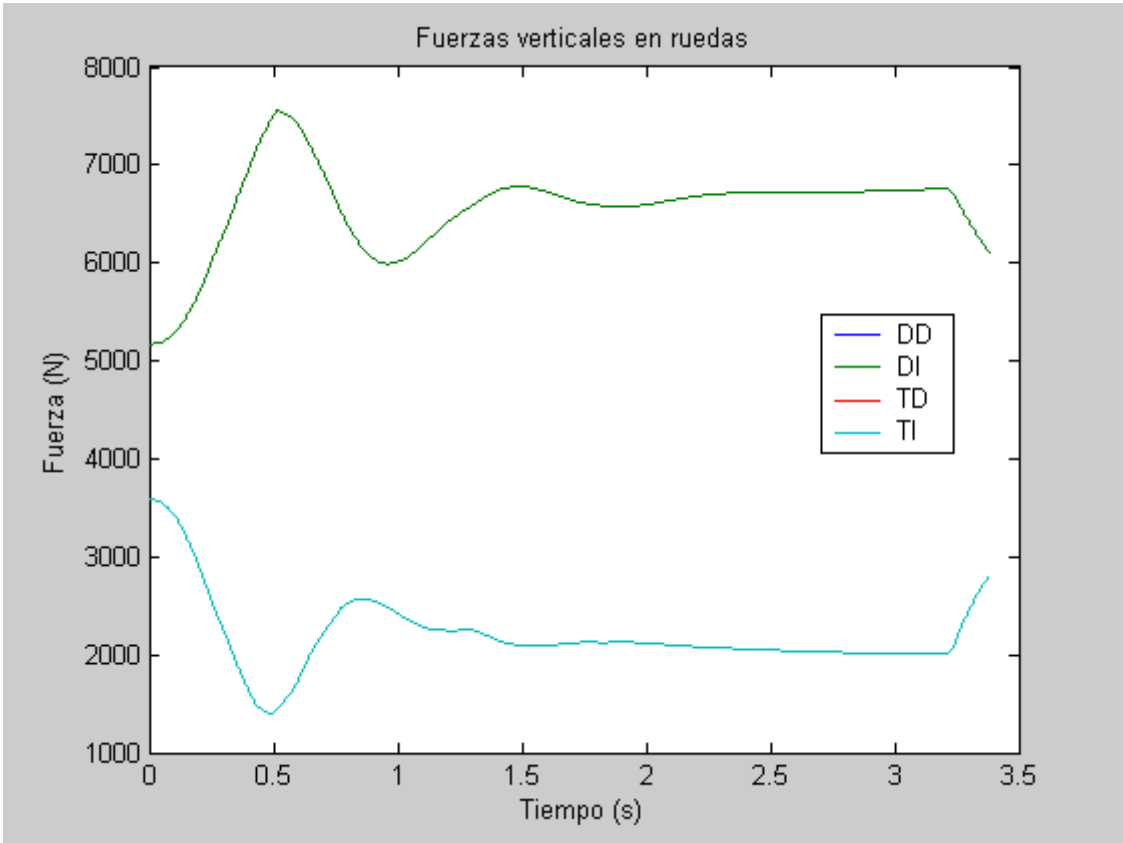


La máxima aceleración tiene lugar en los instantes iniciales de la maniobra, hasta alcanzar unos 8m/s^2 , a partir de la cual el coche patina a aceleración constante hasta detenerse.

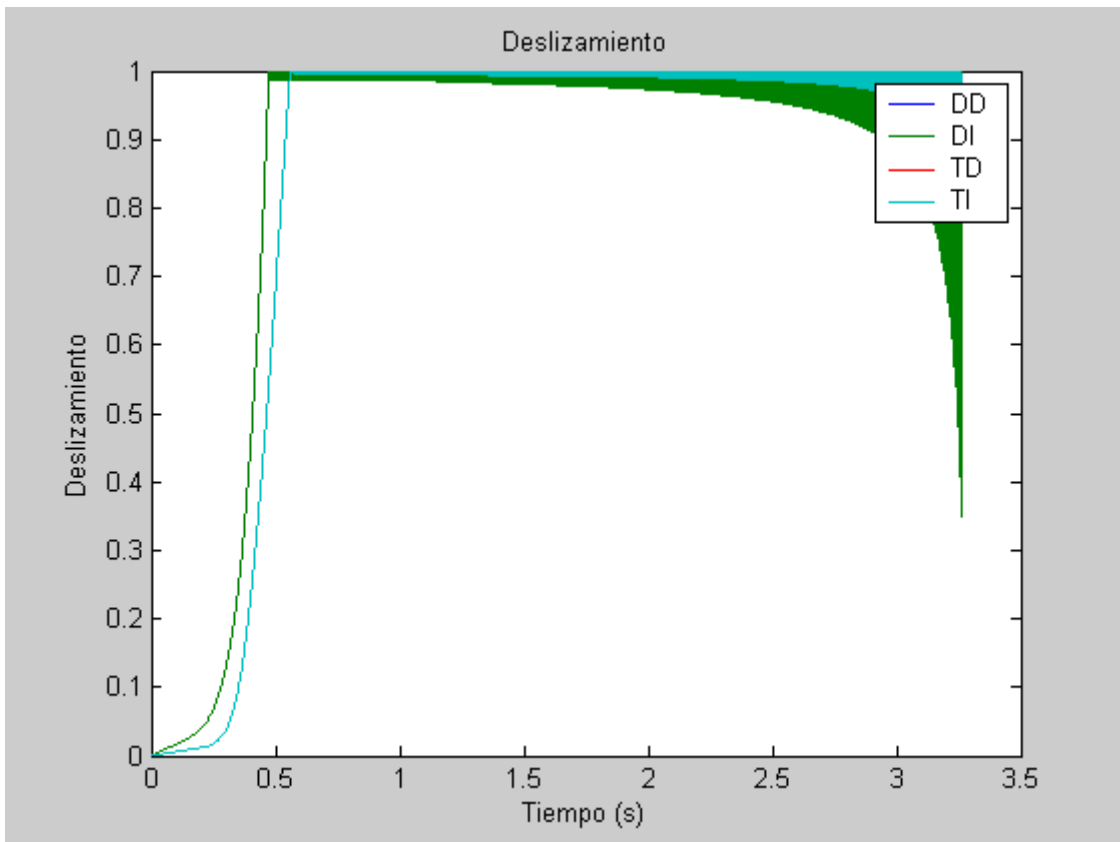




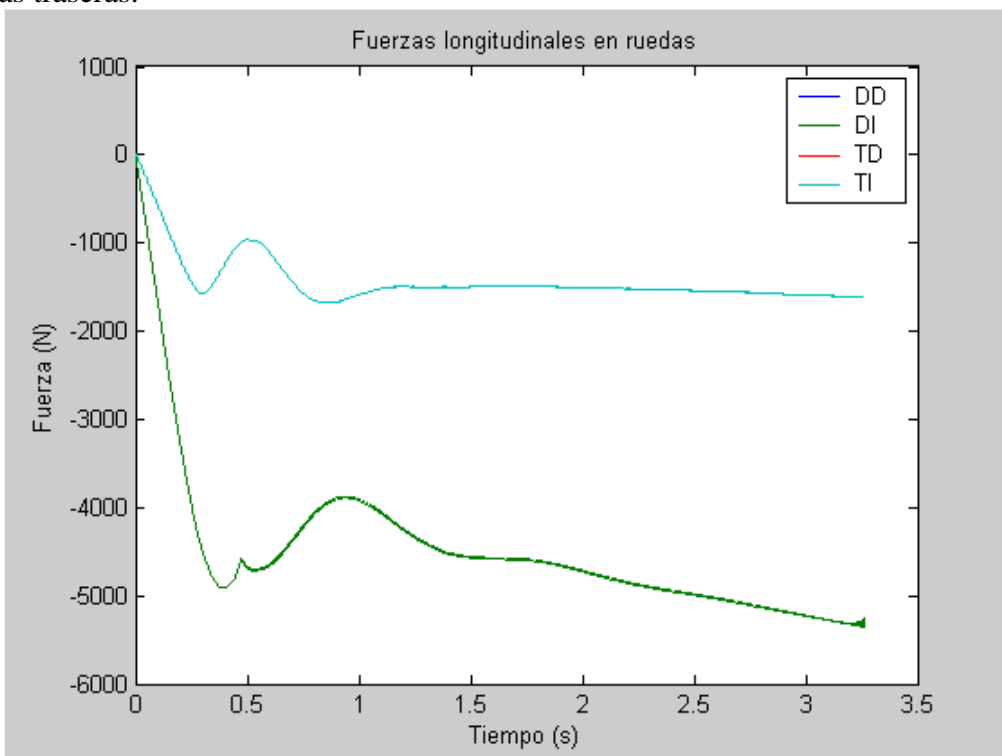
Hasta la detención del vehículo recorreremos unos 45 metros.

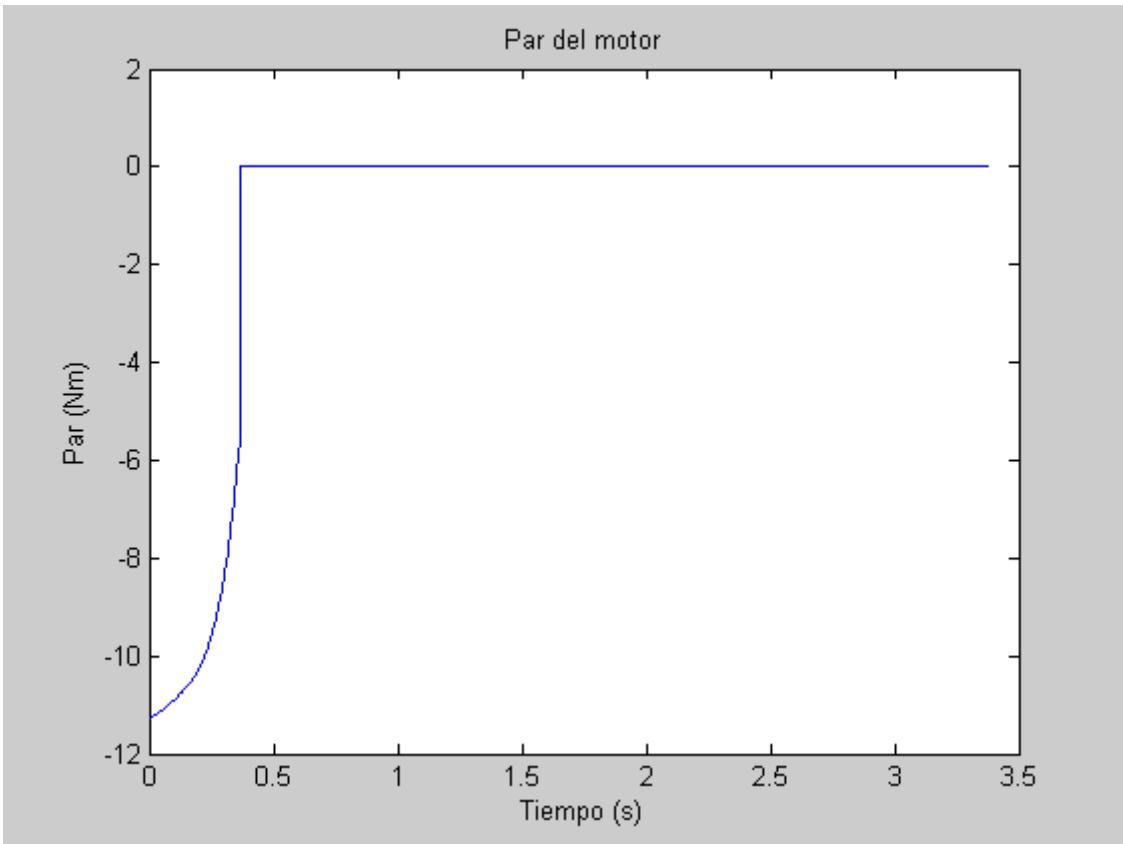
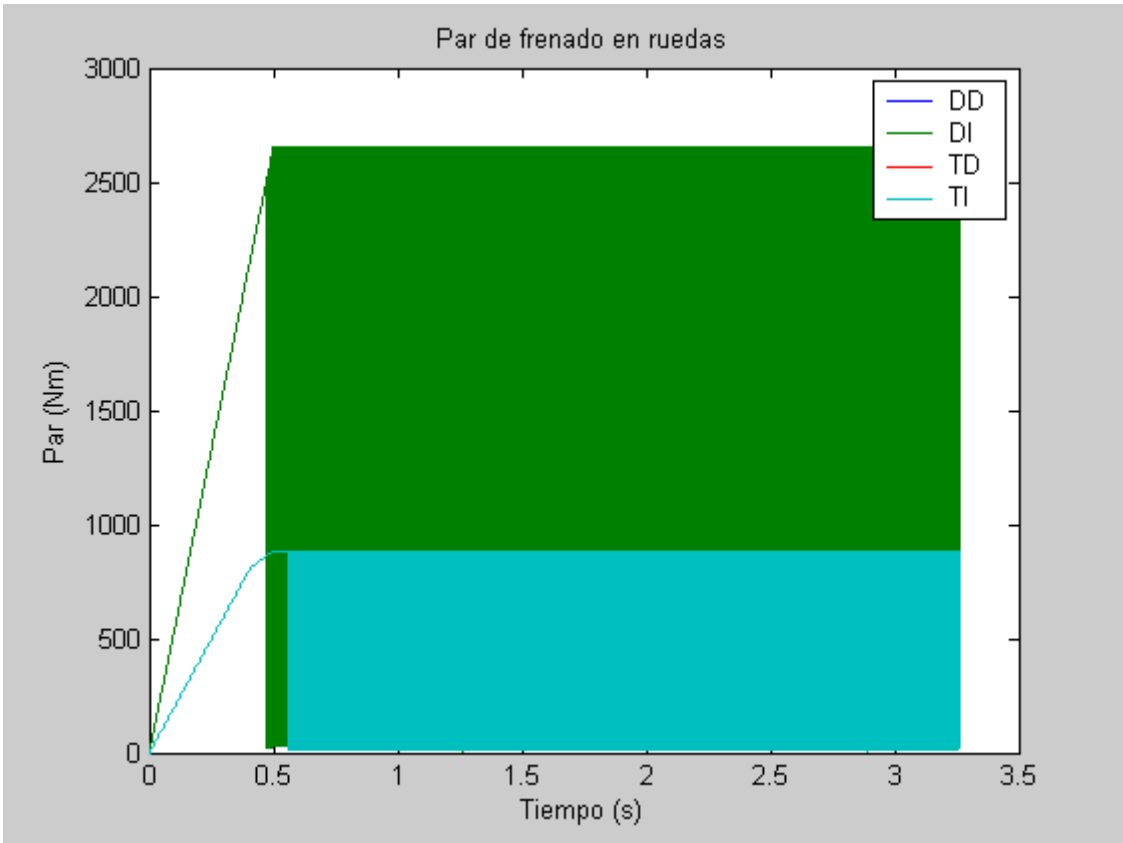


Aquí se observa la transferencia de carga entre ejes, cargándose el delantero y descargándose el trasero. El valor de esta transferencia de carga es aproximadamente de unos 1000N.

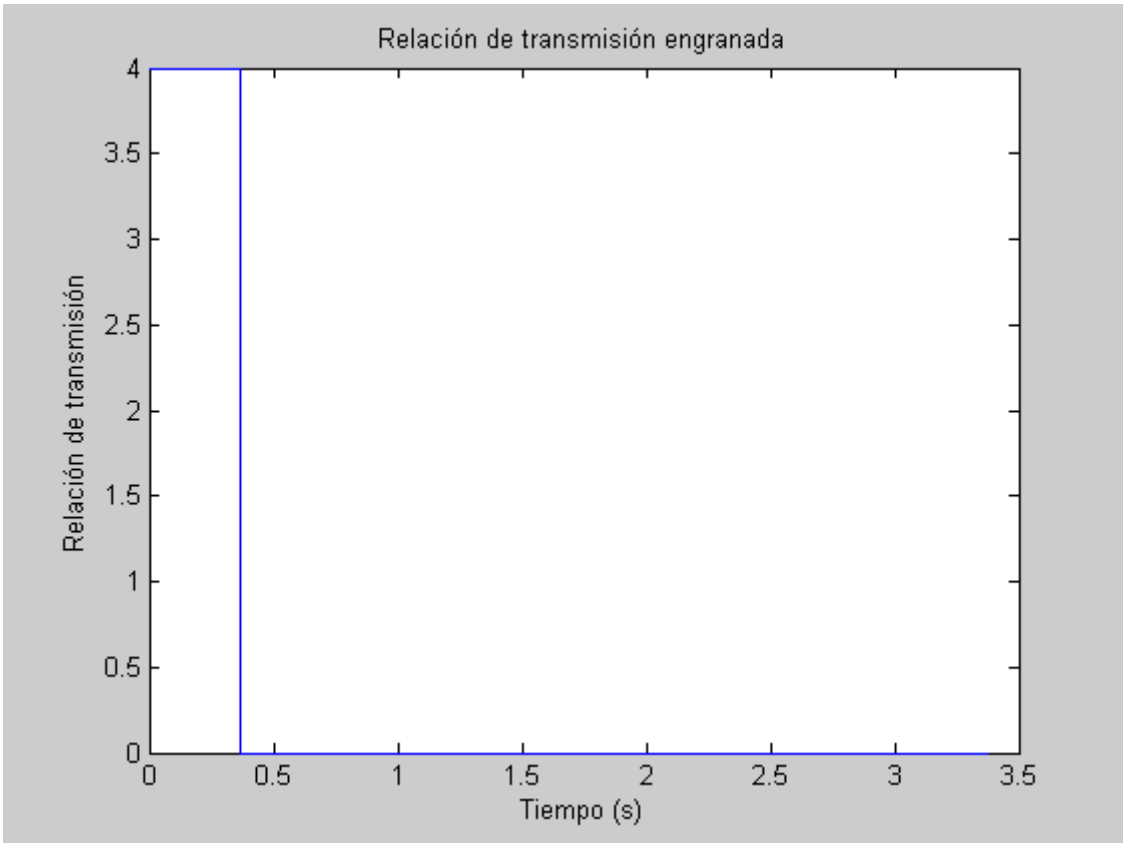


En esta frenada utilizamos una fuerza de unos 1500N sobre las ruedas traseras y unos 4000N sobre las delanteras. Valores lógicos dado que hemos de prevenir el bloqueo de ruedas traseras.

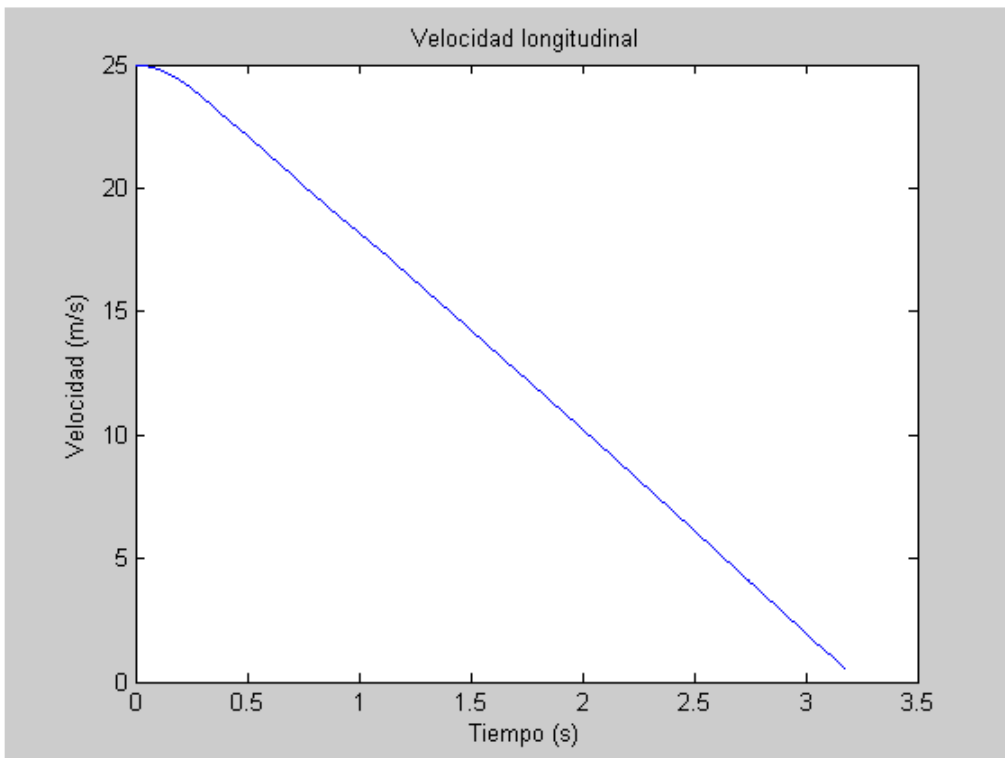


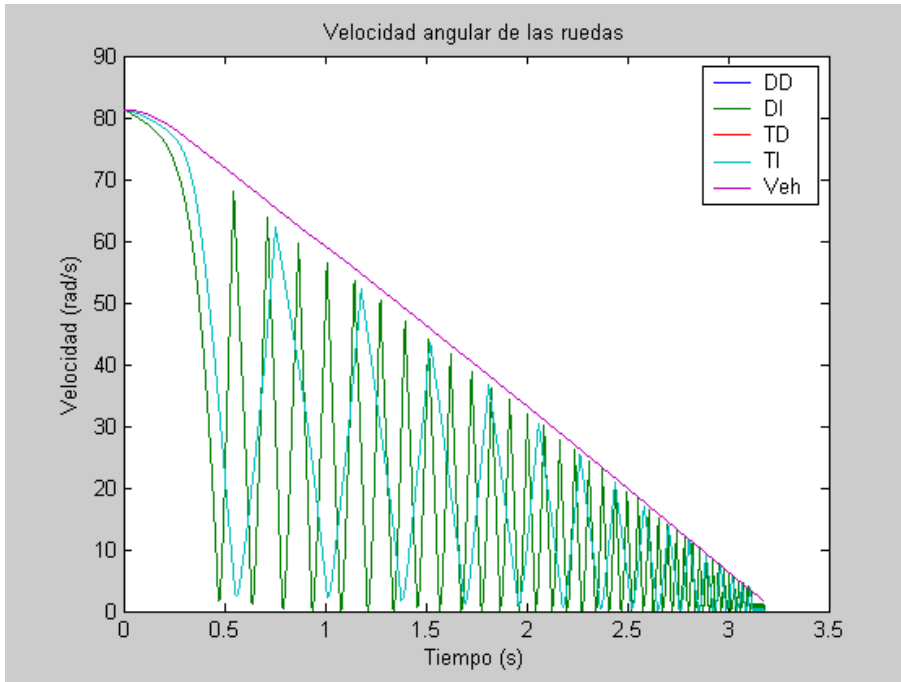


Podemos ver la retención en la frenada que efectúa el motor cuando está engranada la marcha. A partir de 0,5seg se desengrana y ya no efectúa ninguna resistencia.

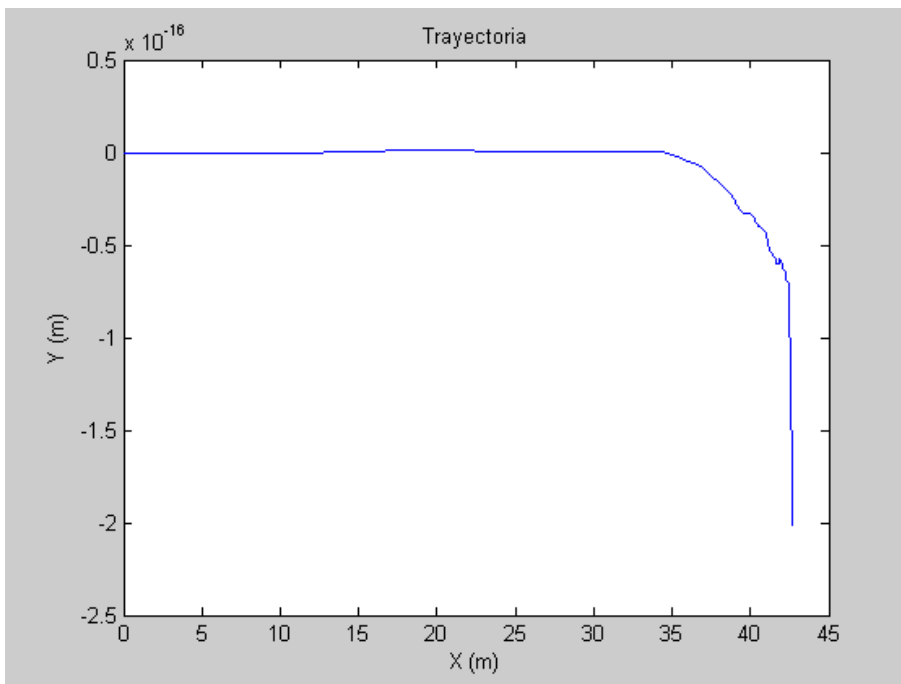


- b. Frenada severa con ABS desde 25m/s, en 4ª, con cambio de marcha en 2000rpm





Se nota la eficacia del ABS, viéndose como las ruedas quedan libres a medida que se van a bloquear.



Con el sistema CI disminuimos en cinco metros la distancia de frenado.

El ABS es un dispositivo que evita el bloqueo de las ruedas al frenar. Un sensor electrónico de revoluciones, instalado en la rueda, detecta en cada instante de la frenada si una rueda está a punto de bloquearse. En caso afirmativo, envía una orden que reduce la presión de frenado sobre esa rueda y evita el bloqueo. El ABS mejora notablemente la seguridad dinámica de los coches, ya que reduce la posibilidad de pérdida de control del vehículo en situaciones extremas, permite mantener el control sobre la dirección (con las ruedas delanteras bloqueadas, los coches no obedecen a las indicaciones del volante) y además permite detener el vehículo en menos metros. El sistema antibloqueo ABS constituye un elemento de seguridad adicional en el vehículo. Tiene la función de reducir el riesgo de accidentes mediante el control óptimo del proceso de frenado.

Existen dos maneras de control del ABS fundamentales: el control independiente y el control por selección inferior.

El control independiente consiste en controlar individualmente cada una de las ruedas. El único inconveniente es que produce un momento de guiñada elevado, pero se disminuye la distancia de frenado.

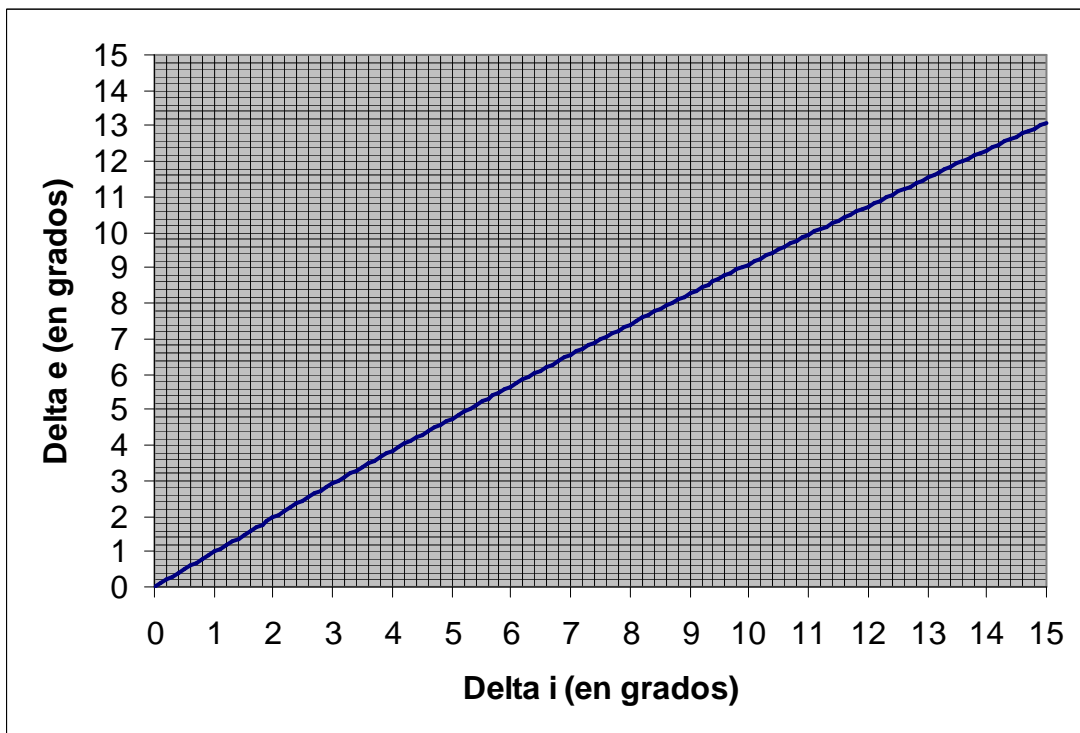
El control por selección inferior controla las ruedas de un mismo eje simultáneamente. Este sistema impone que el par de frenada de la rueda más alejada del punto de bloqueo sea menor que el que admitiría la adherencia. Este sistema evita el riesgo del momento de guiñada pero aumenta la distancia de frenado.

PARTE 5: DINÁMICA LATERAL

1) Representación del ángulo de dirección de la rueda exterior frente al de la interior. El vehículo presenta relación de Ackerman para la dirección, en este caso:

$$\cotan \delta_e - \cotan \delta_i = \frac{B}{L}$$

Representando estos valores:



2) El coeficiente de viraje tiene una gran influencia en el comportamiento direccional del vehículo. Este valor da lugar a respuestas diferentes: viraje neutro, subviraje y sobreviraje.

Para este cálculo necesitamos la rigidez de deriva de los neumáticos.

$$K_V = \frac{P_d}{K_{\alpha d}} - \frac{P_t}{K_{\alpha t}}$$

$$P_d = \frac{P \cdot l_2}{L} = \frac{1625 \cdot 9,81 \cdot 1,7058}{2,843} = 9564,75N$$

$$P_t = \frac{P \cdot l_1}{L} = \frac{1625 \cdot 9,81 \cdot 1,1372}{2,843} = 6376,5N$$

$$K_{\alpha d} \approx 60KN / rad ; K_{\alpha t} \approx 50KN / rad$$

$$K_V = 0,03188$$

Por lo que el vehículo es subvirador, algo deseable en conducción normal.

En este caso tenemos una velocidad característica, definida como el valor de V que requiere un giro de volante doble del que corresponde a viraje neutro:

$$V_{car} = \sqrt{\frac{g \cdot L}{K_V}} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 2,843}{0,03188}} = 29,5765m / s = 106,475Km / h$$

En este caso el volante debe ser girado en el sentido de giro del vehículo en todo el intervalo de velocidades, debiendo aumentar δ con el incremento de velocidad.

La velocidad característica permite hacer comparaciones del grado de subviraje de los vehículos.

3) Cálculo de velocidades límite

- a. Velocidad límite de vuelco con peralte del 5%

$$V_{lv} = \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{B/2h + \tan \zeta}{1 - B/2h \cdot \tan \zeta}} \Rightarrow$$

$$R = 100m ; \tan \zeta = \tan \left(\arctan \frac{5}{100} \right) = 0,05$$

$$V_{lv} = \sqrt{9,81 \cdot 100 \cdot \frac{1,615 + 0,05}{1 - 1,615 \cdot 0,05}} = 42,15m / s = 151,75Km / h$$

- b. Velocidad límite de vuelco con peralte del 10%

$$R = 100m ; \tan \zeta = \tan \left(\arctan \frac{10}{100} \right) = 0,10$$

$$V_{lv} = \sqrt{9,81 \cdot 100 \cdot \frac{1,615 + 0,10}{1 - 1,615 \cdot 0,10}} = 44,79m / s = 161,256Km / h$$

- c. Velocidad límite de derrape con peralte del 5%

$$V_{ld} = \sqrt{g \cdot R \cdot \frac{\mu_{y\max} + \tan \zeta}{1 - \mu_{y\max} \cdot \tan \zeta}} \Rightarrow$$

$$R = 100m ; \tan \zeta = \tan \left(\arctan \frac{5}{100} \right) = 0,05 ; \mu_{y\max} \approx 0,8$$

$$V_{lv} = \sqrt{9,81 \cdot 100 \cdot \frac{0,8 + 0,05}{1 - 0,8 \cdot 0,05}} = 29,47m/s = 106,1Km/h$$

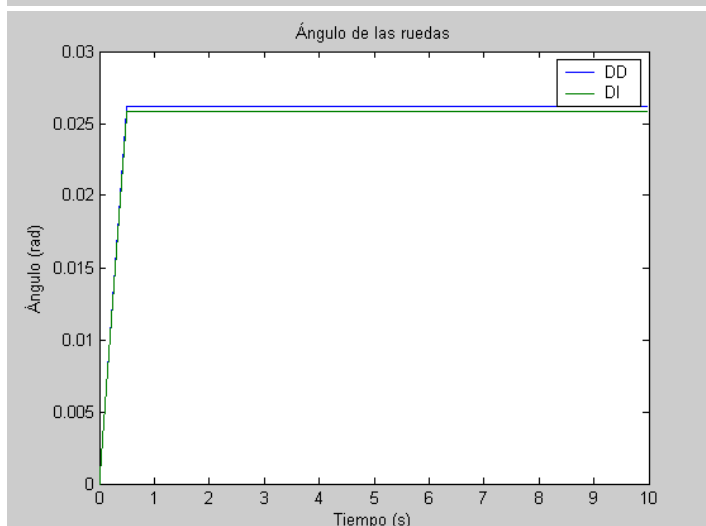
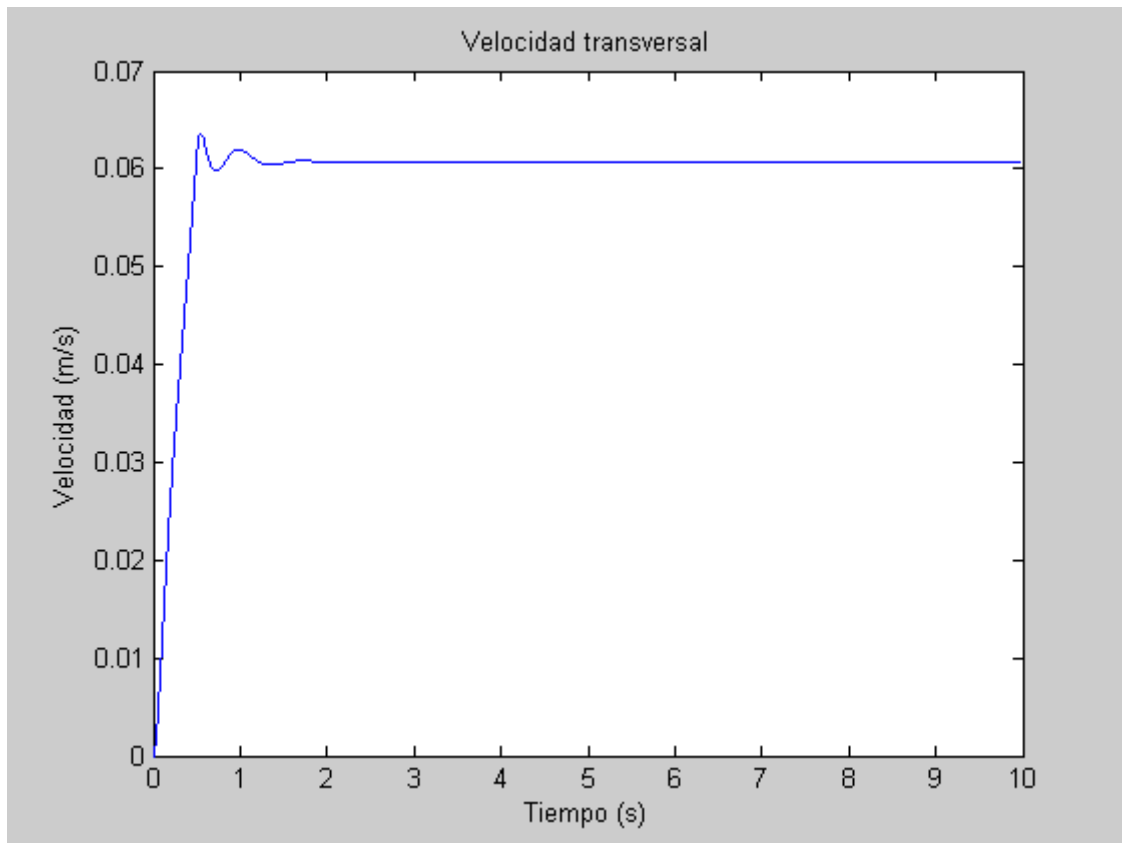
d. Velocidad límite de derrape con peralte del 5%

$$R = 100m ; \tan \zeta = \tan \left(\arctan \frac{10}{100} \right) = 0,10 ; \mu_{y\max} \approx 0,8$$

$$V_{lv} = \sqrt{9,81 \cdot 100 \cdot \frac{0,8 + 0,10}{1 - 0,8 \cdot 0,10}} = 30,978m/s = 111,52Km/h$$

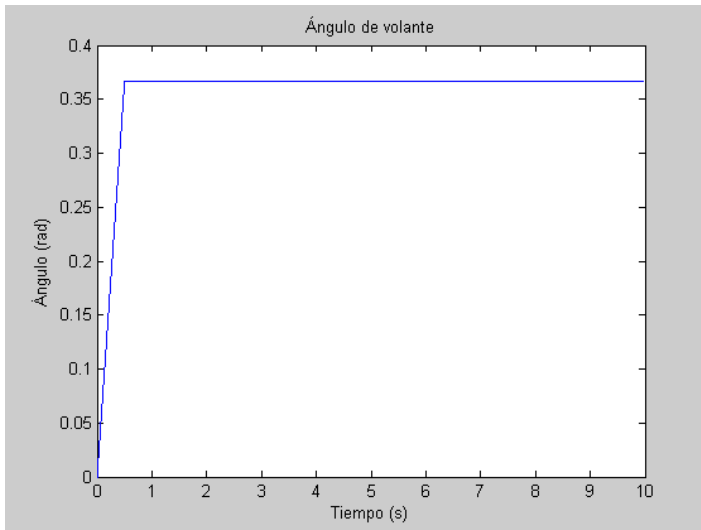
4) Entrada de volante escalón

Sin barra estabilizadora

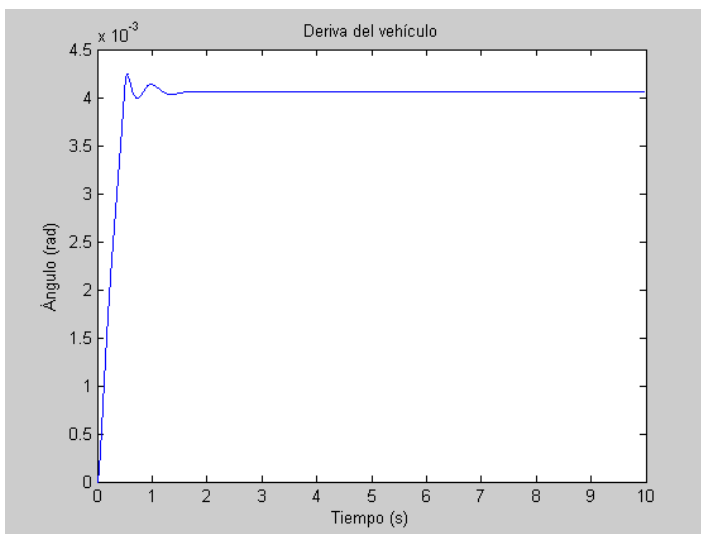


La velocidad longitudinal del vehículo es constante de valor 15m/s. En la gráfica se muestra la velocidad lateral, donde se ve claramente el transitorio y la ganancia estática en 0,06m/s.

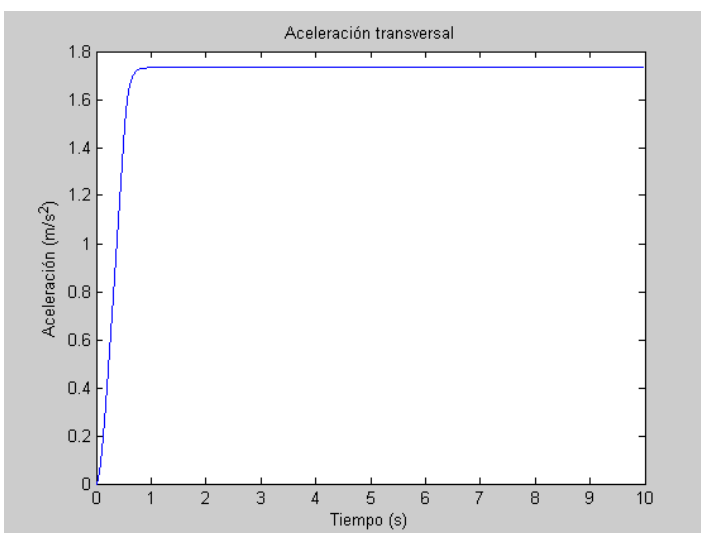
En el ángulo de las ruedas se aprecian los 0,025rad de giro de éstas (1,5°)



Con la desmultiplicación del volante obtenemos un giro de éste de 21°.

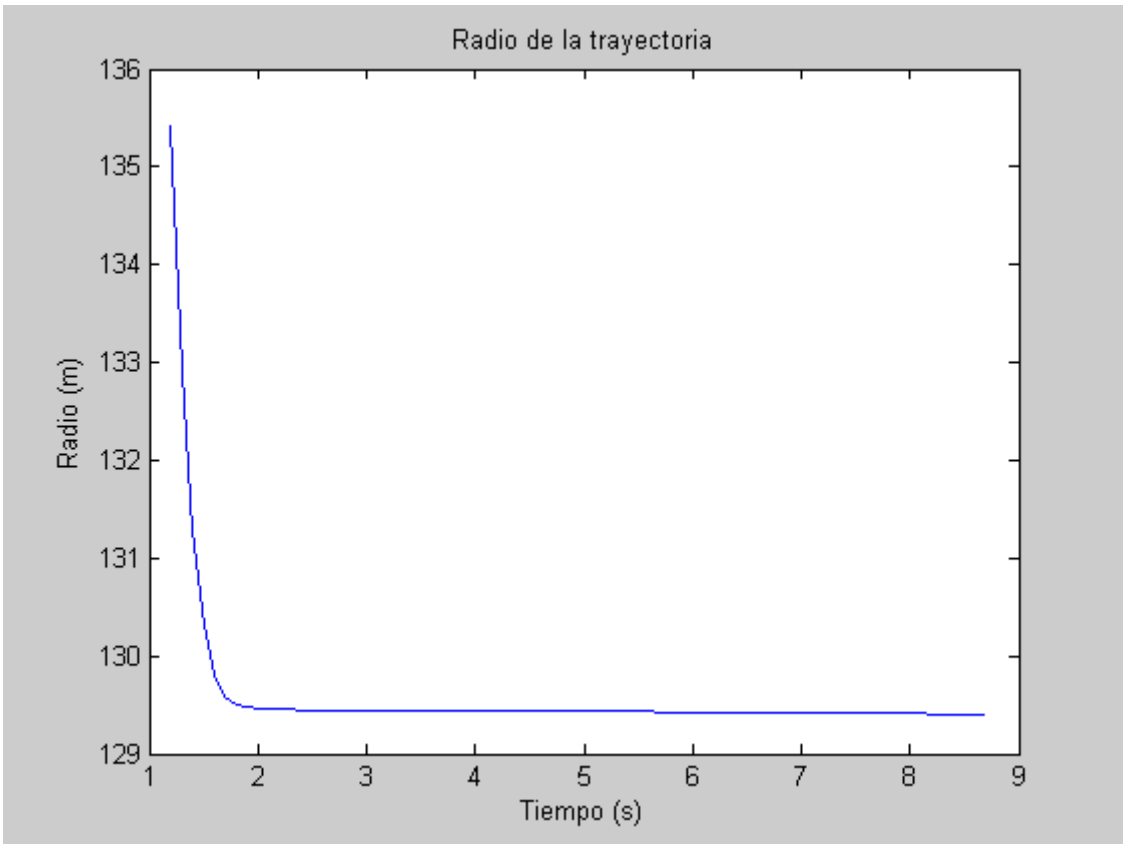
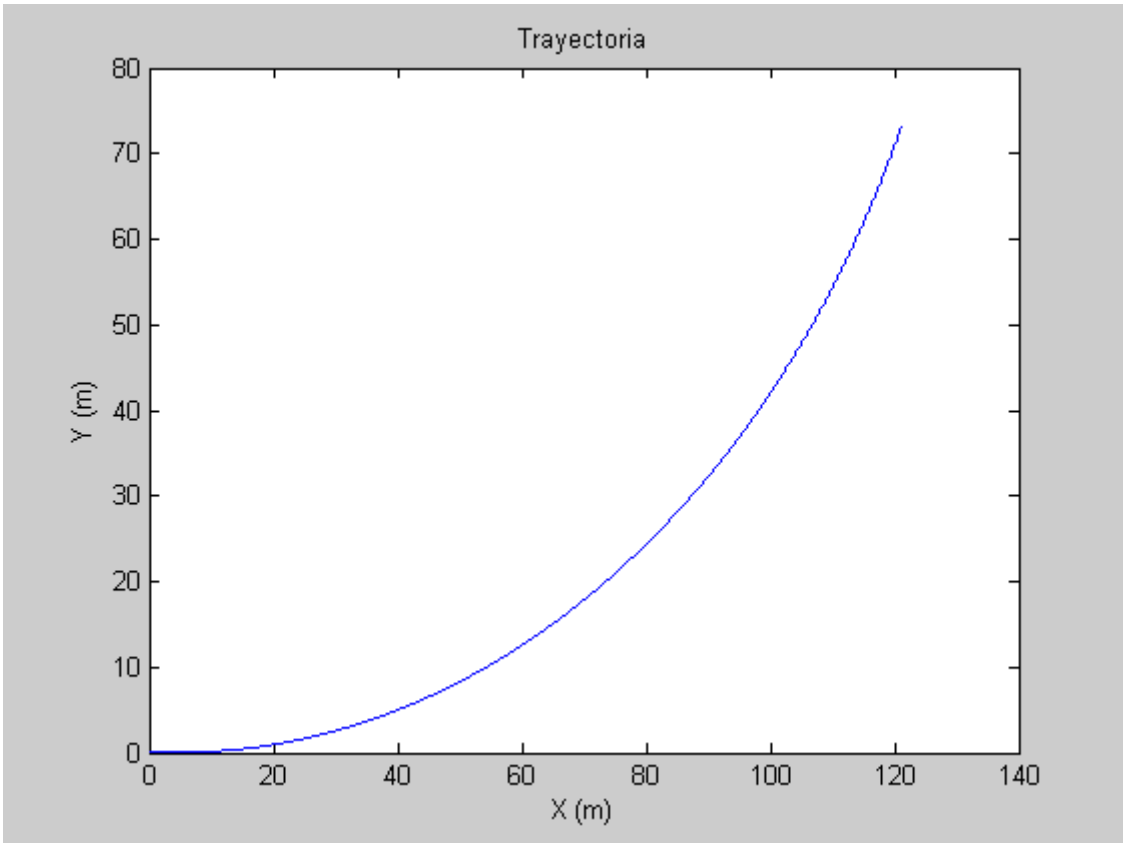


Deriva del vehículo casi despreciable.

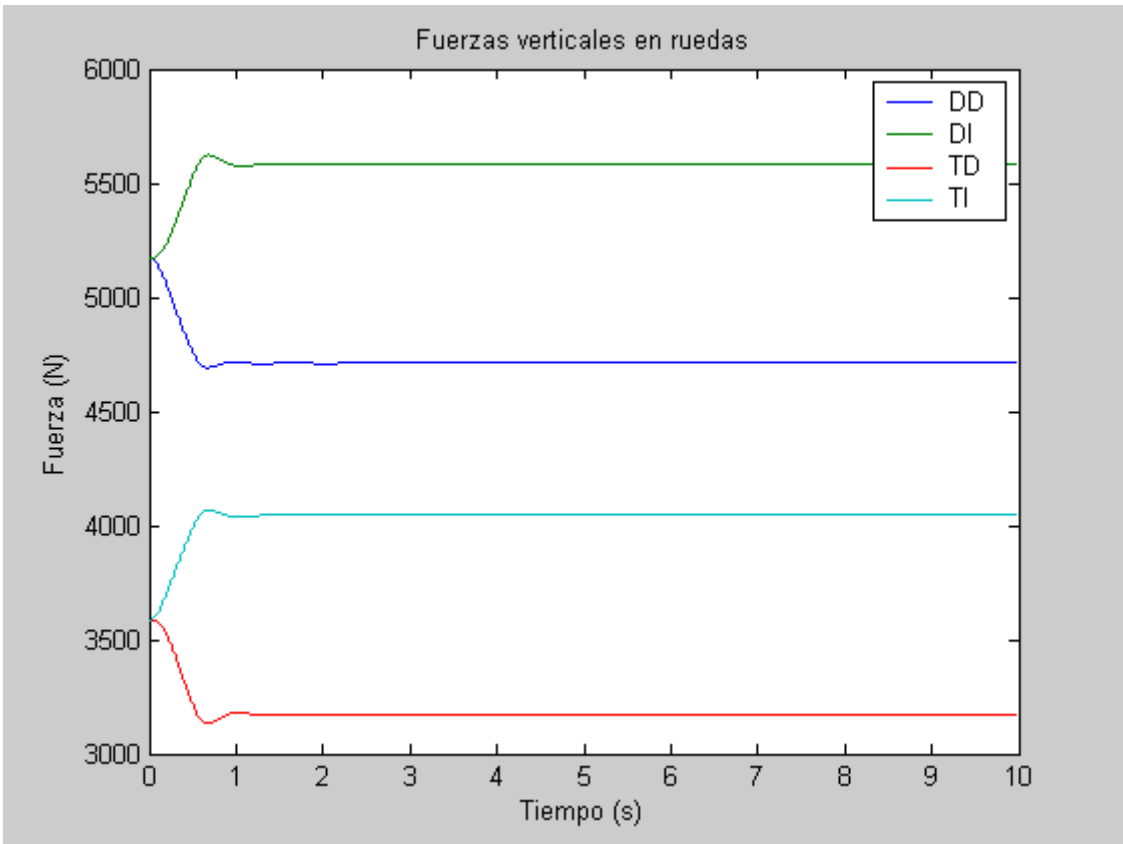
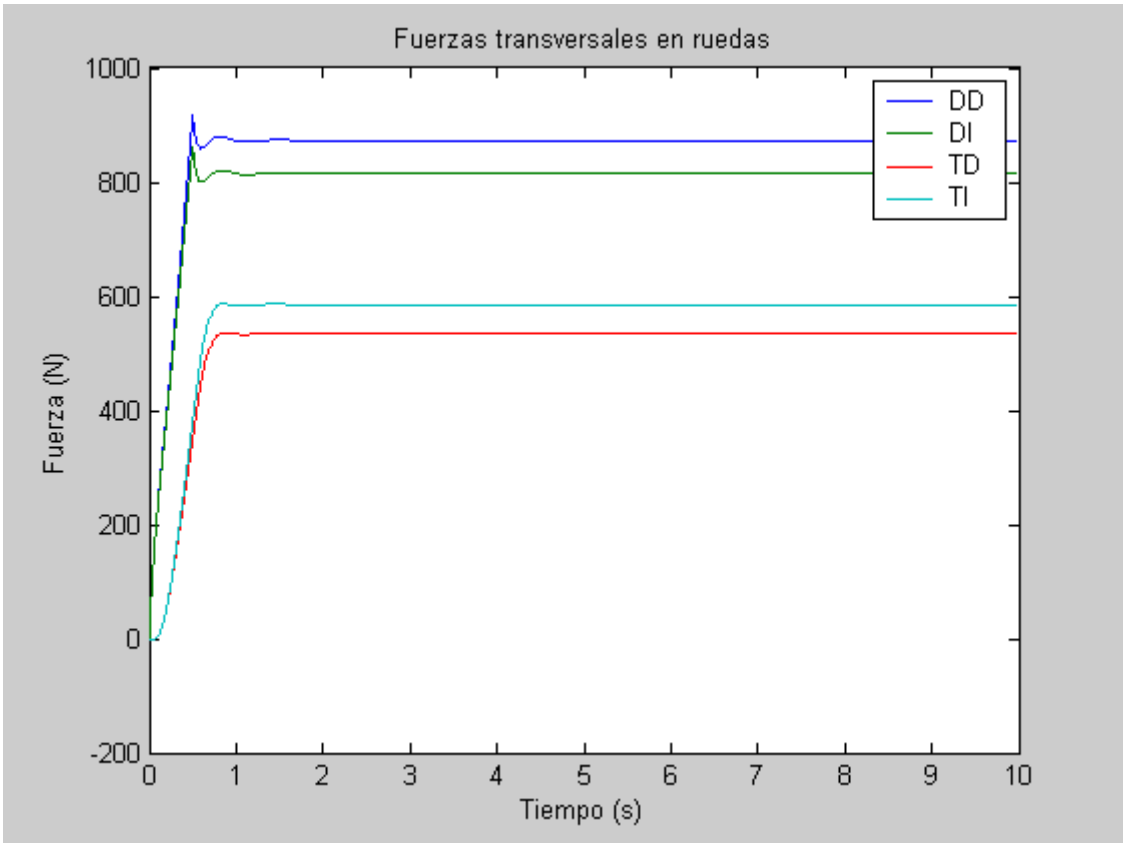


Aceleración lateral del vehículo.

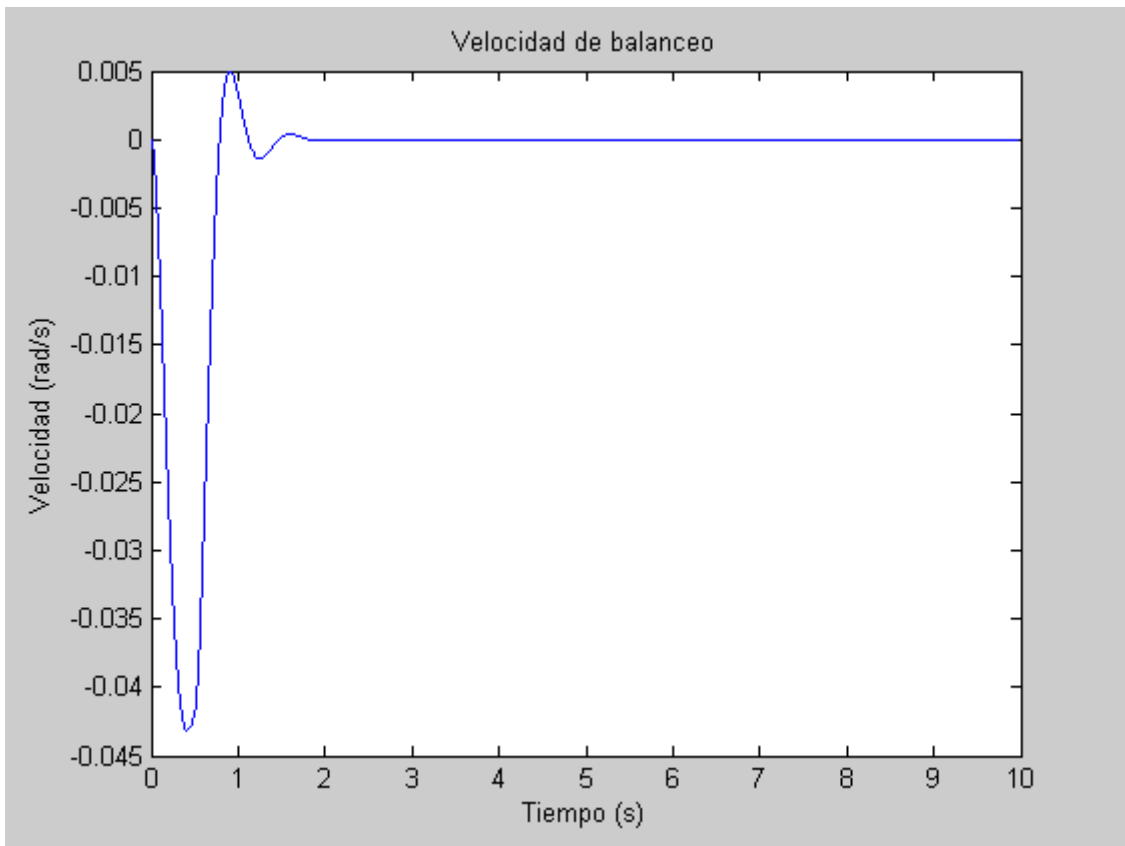
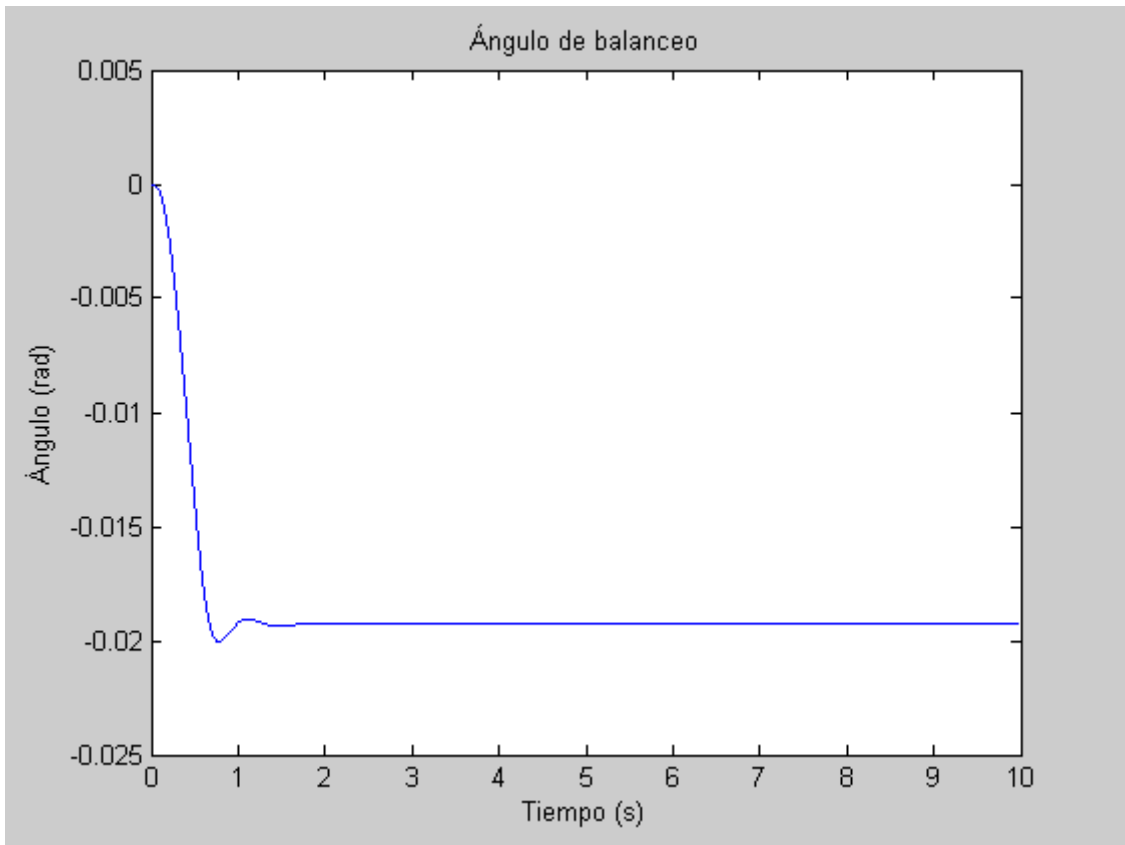
$$1,8/9,81=0,184g$$

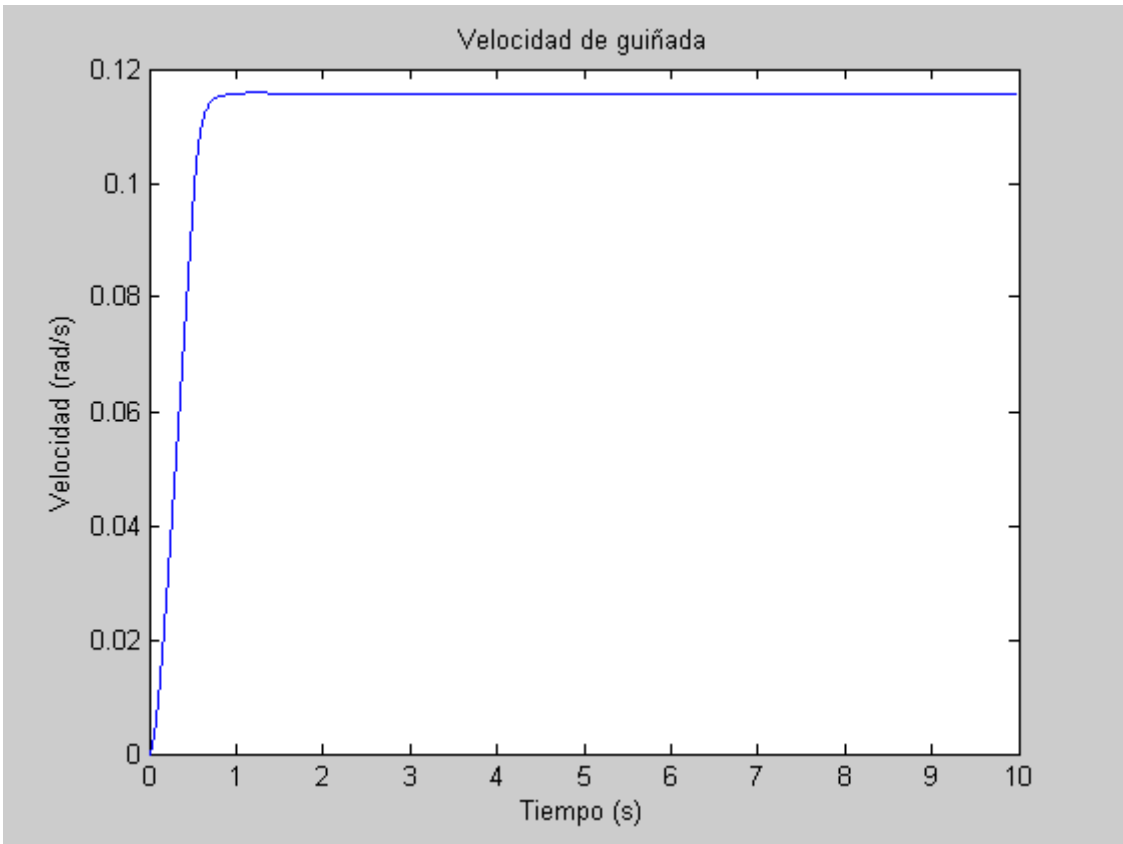
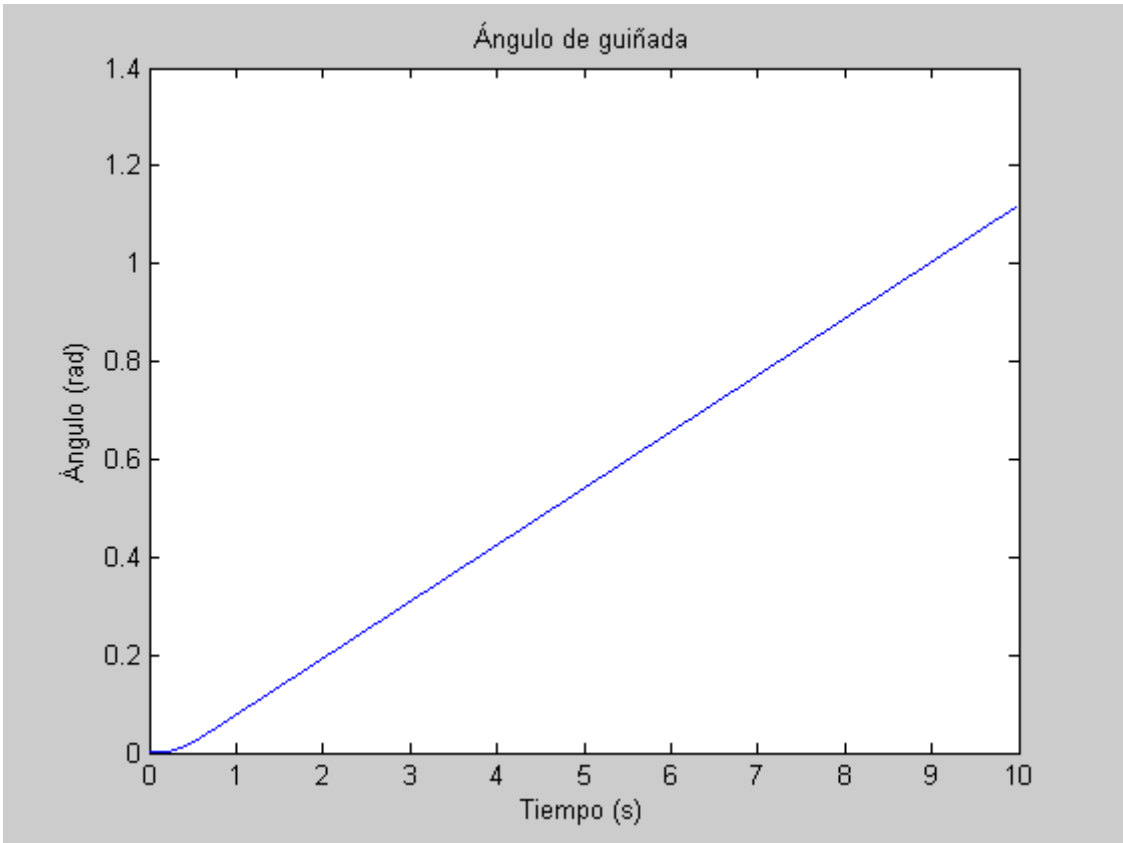


El radio de la trayectoria se estabiliza en 129,5m. El automóvil traza una circunferencia de 129,5m de radio.

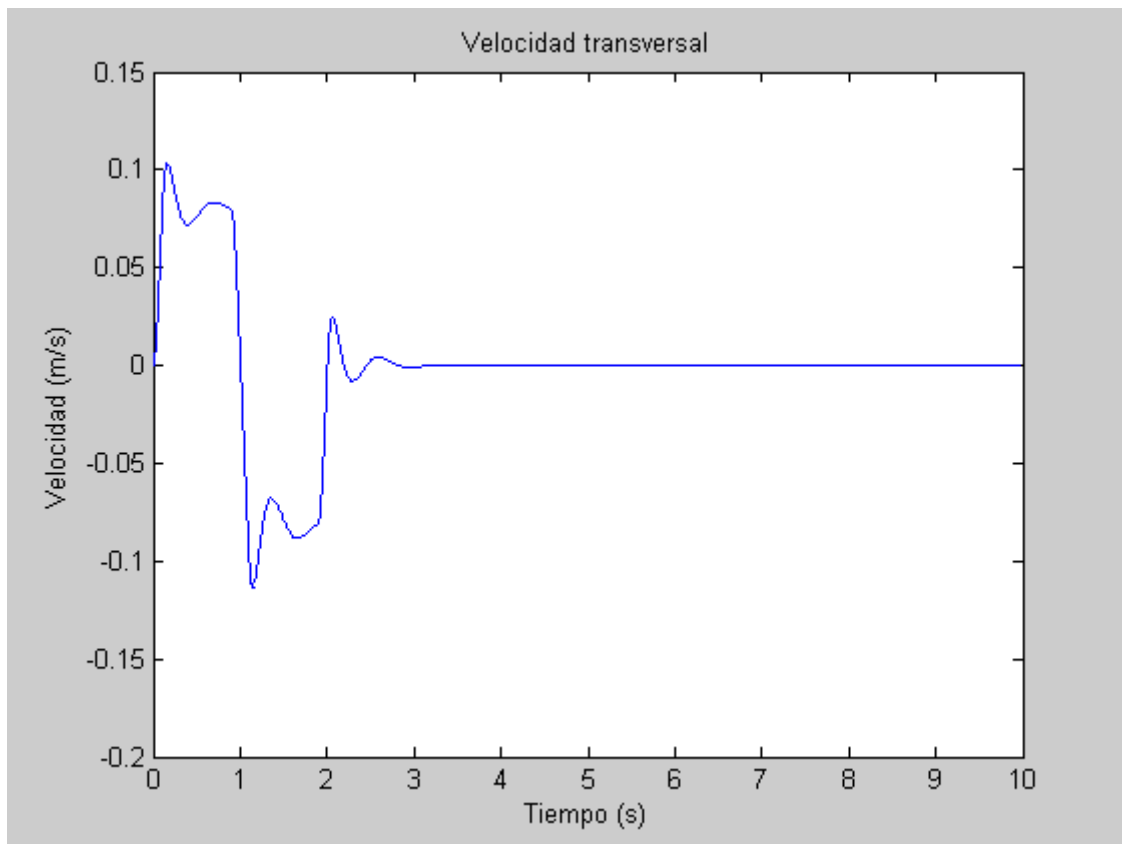


Las ruedas exteriores y las delanteras están más cargadas, debido a la transferencia de carga y a la carga del eje delantero que es mayor.

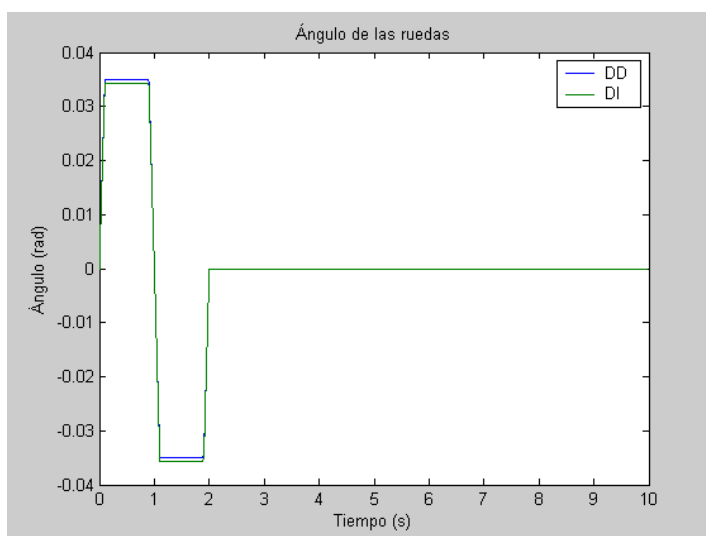




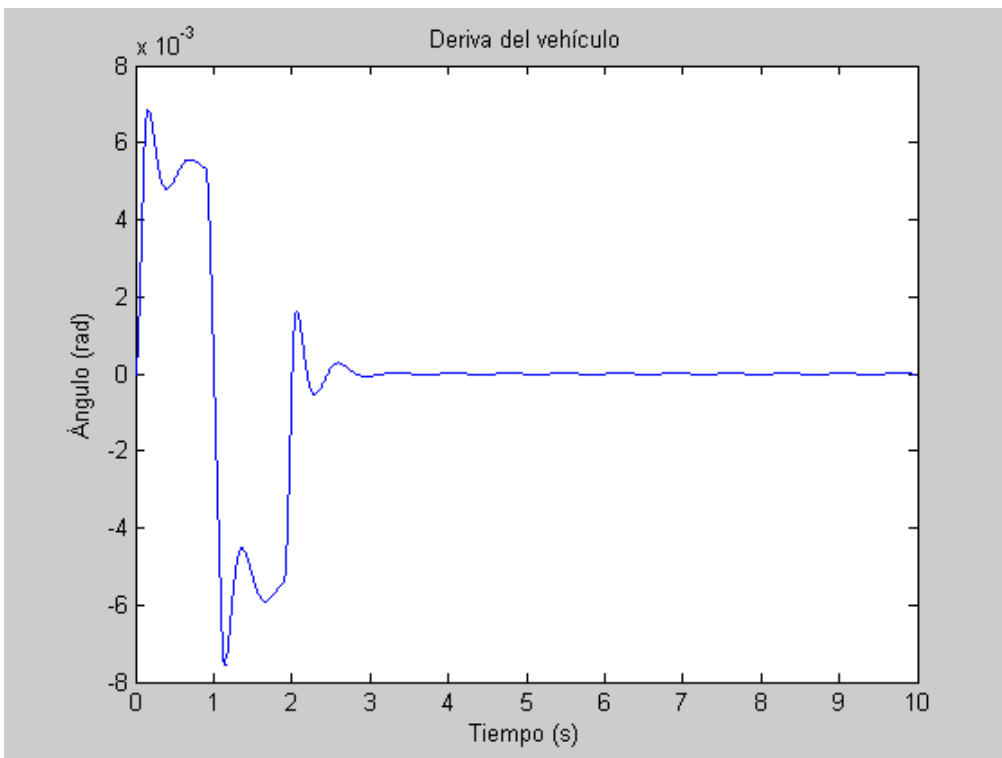
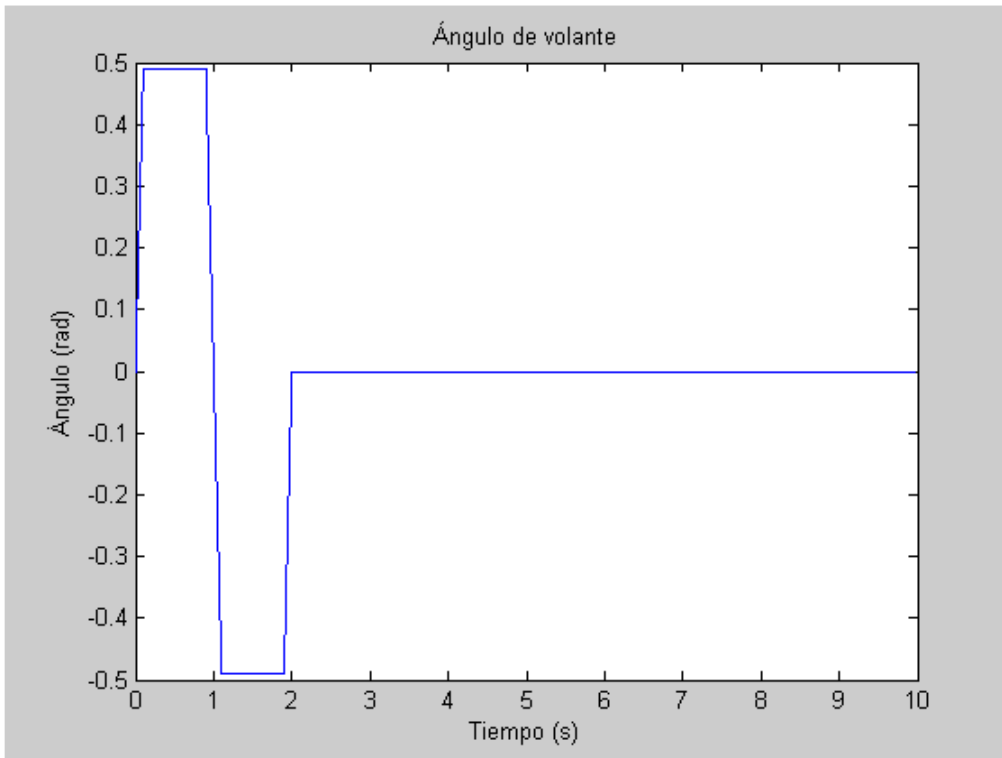
4) Entrada de volante de cambio de carril.
Sin barra estabilizadora



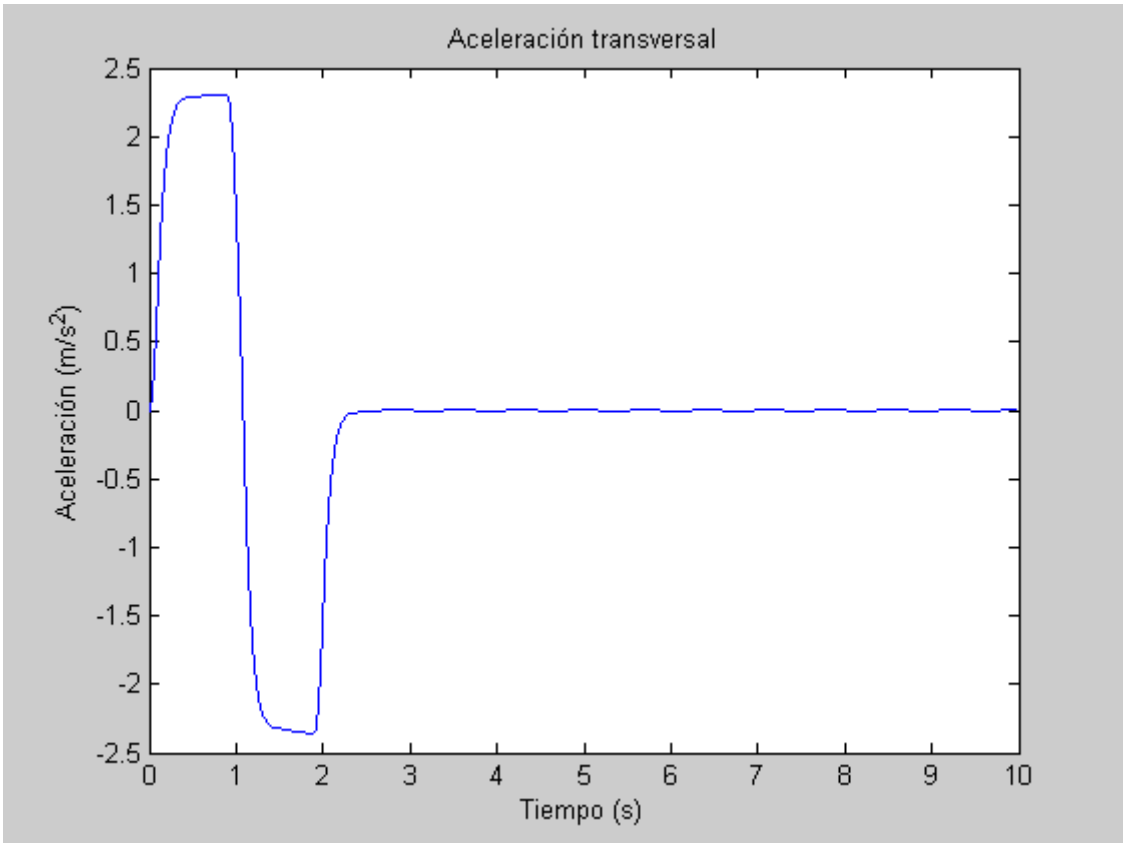
Ahora la velocidad del vehículo acaba siendo nula cuando nos incorporamos al carril al que estamos cambiando. Es interesante ver como la velocidad toma el signo positivo al iniciar la maniobra y valor negativo (sentido contrario) al rebasar la mitad de la maniobra, cuando rectificamos el volante para seguir la trayectoria recta por el nuevo carril.



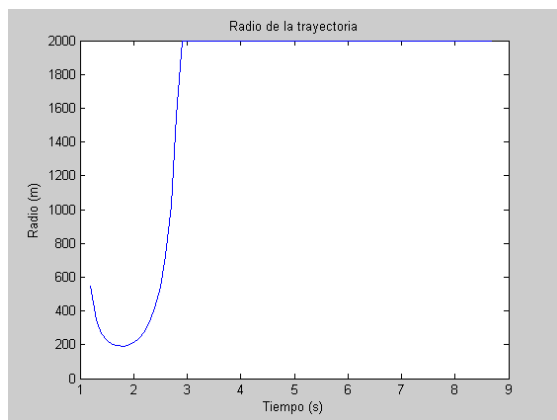
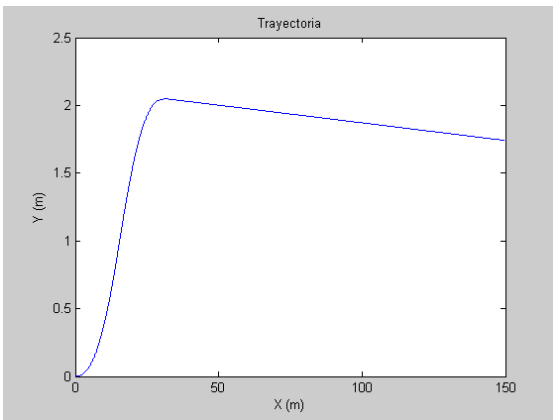
Ahora el ángulo en las ruedas es de 2° (0,035rad) primero hacia un lado y luego la rectificación hacia el otro.



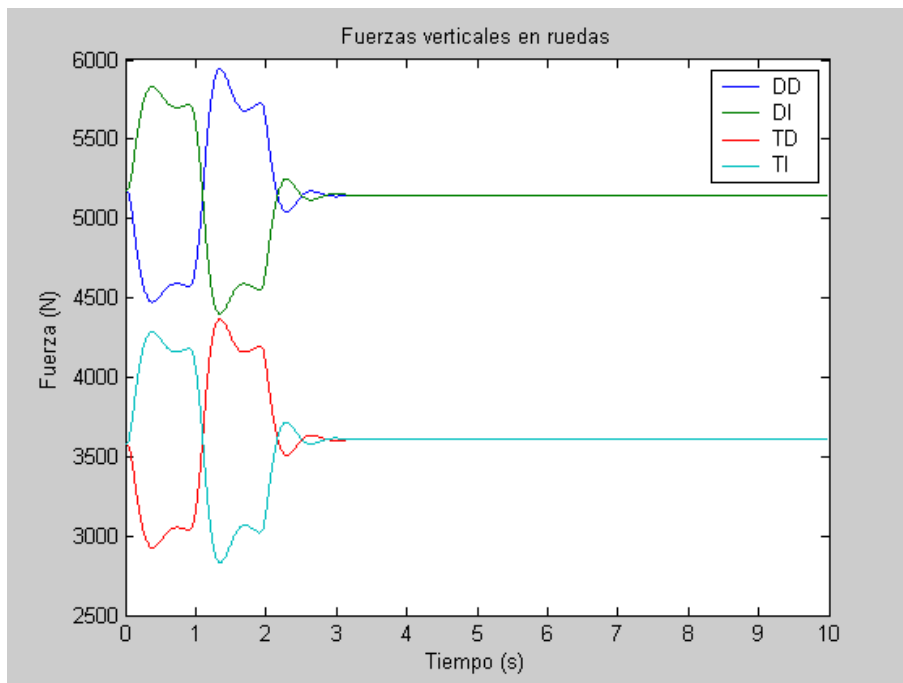
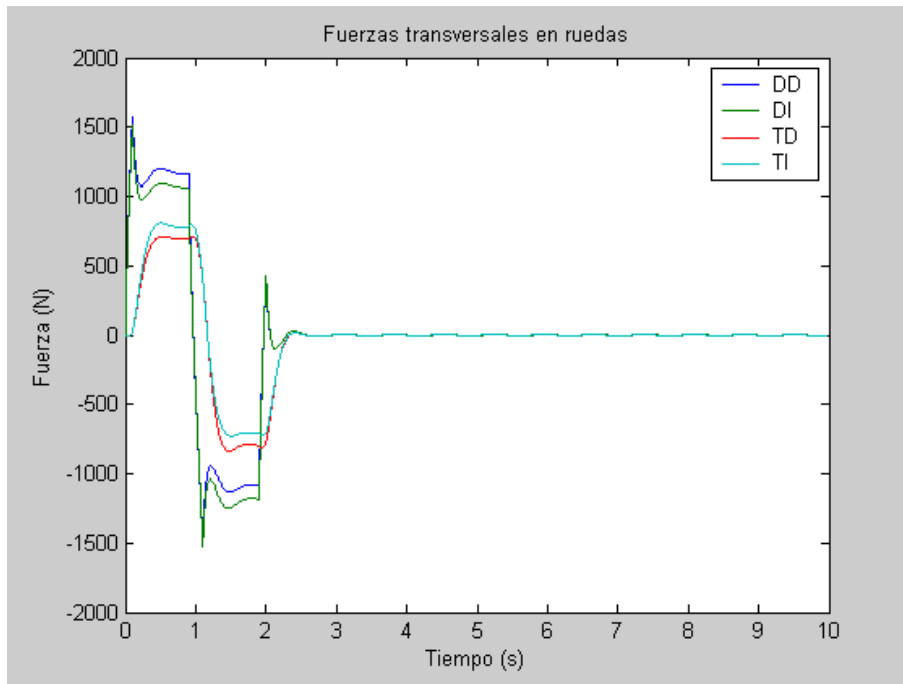
La deriva del vehículo presenta valores casi despreciables. El ángulo ahora girado por el volante es de 28° , un poco mayor que en la simulación anterior.



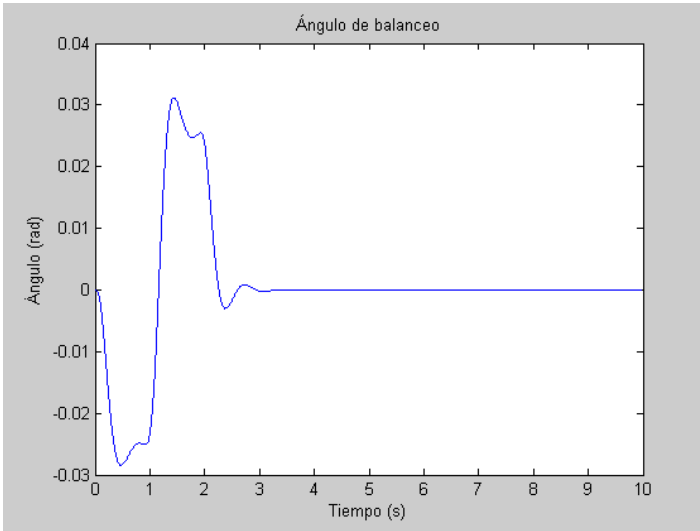
Una aceleración lateral de 0,25g es una aceleración más o menos brusca. El límite para el confort se haya 0,3g.



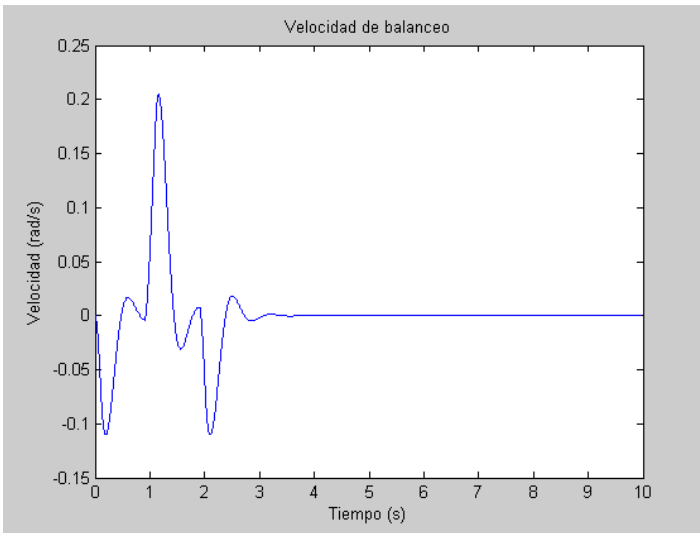
Curvas para trayectorias y radio de giro en función del tiempo.



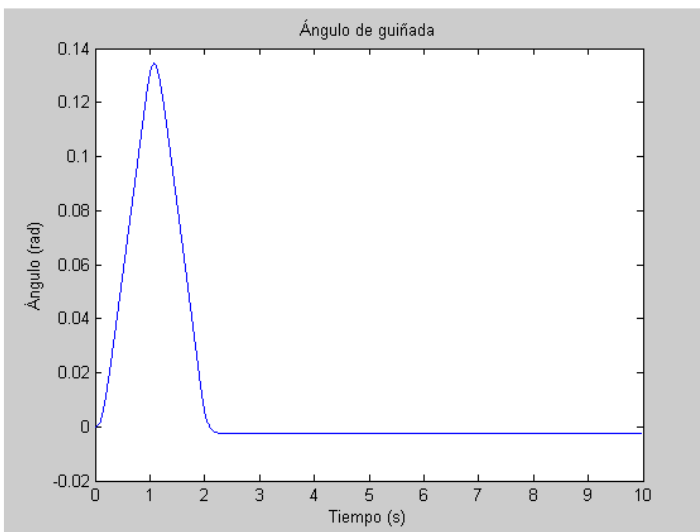
Para las curvas mostradas arriba, observamos la influencia de la posición del centro de gravedad y de la tracción delantera del vehículo. Las ruedas delanteras sufren fuerzas mayores que las traseras. Al igual vemos más cargadas las ruedas exteriores del vehículo (TD y DD) debido a la transferencia de carga por la fuerza transversal experimentada por el vehículo en la curva.



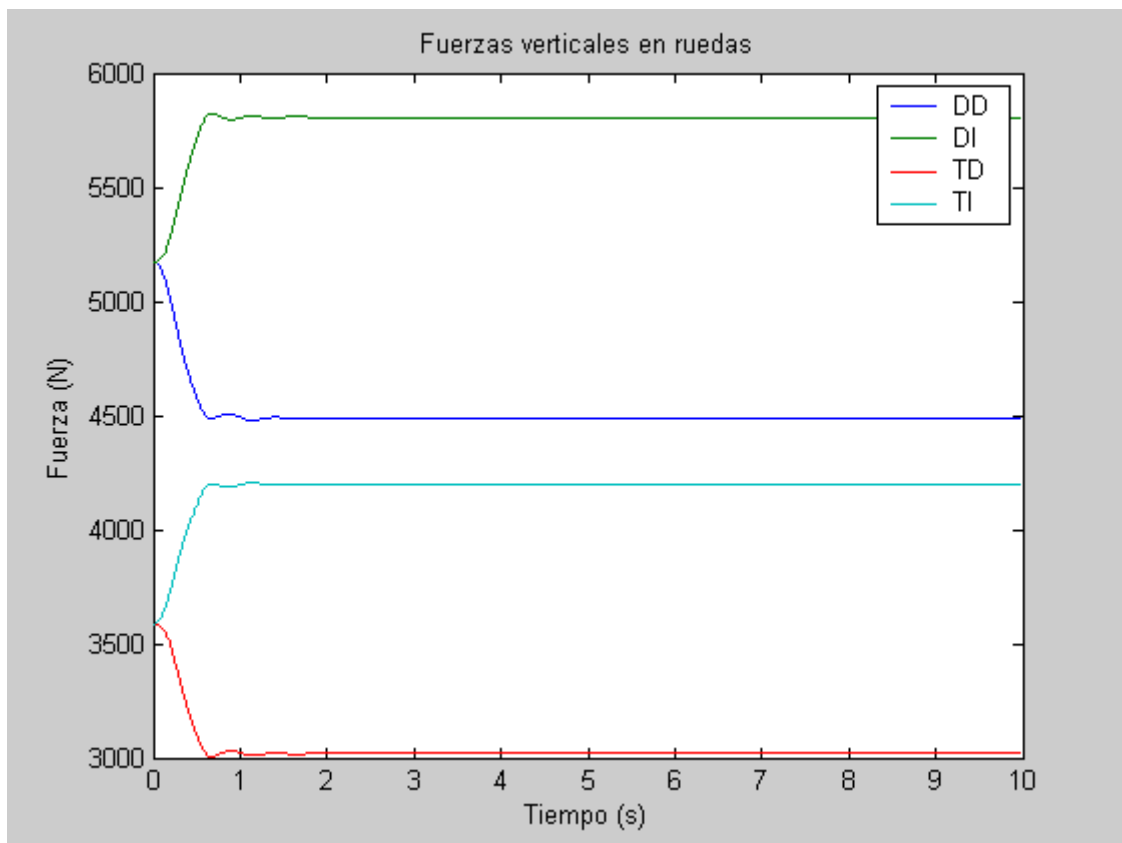
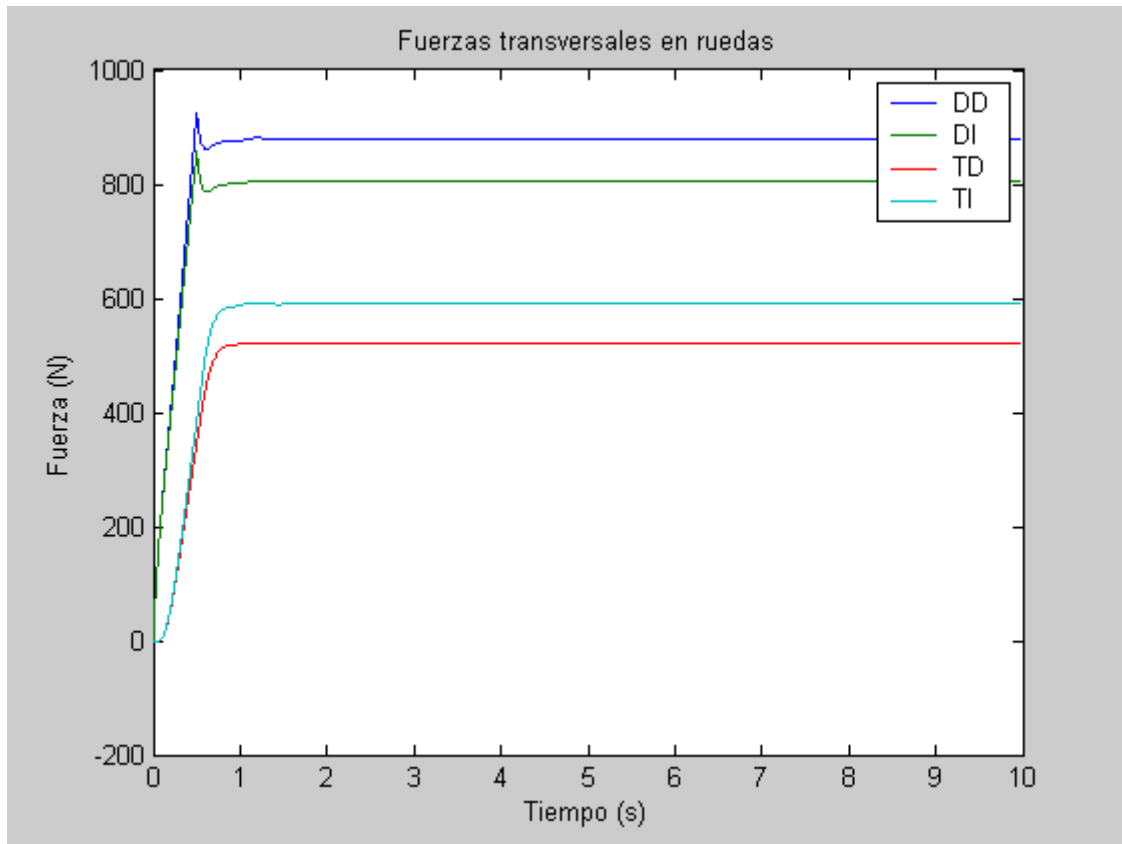
Ángulo de balanceo en función del tiempo de la maniobra.



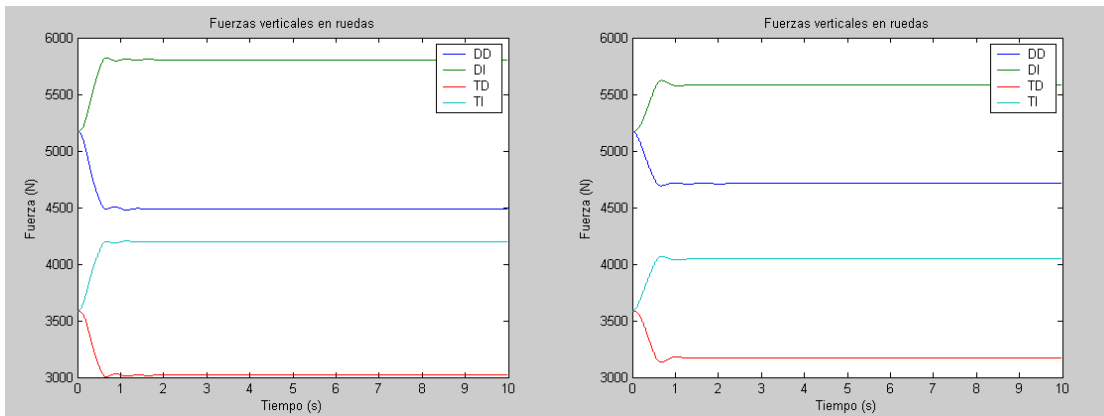
Velocidad de balanceo, máxima para el momento de rectificación del volante de 1seg



5) Entrada de volante escalón
Con barra estabilizadora

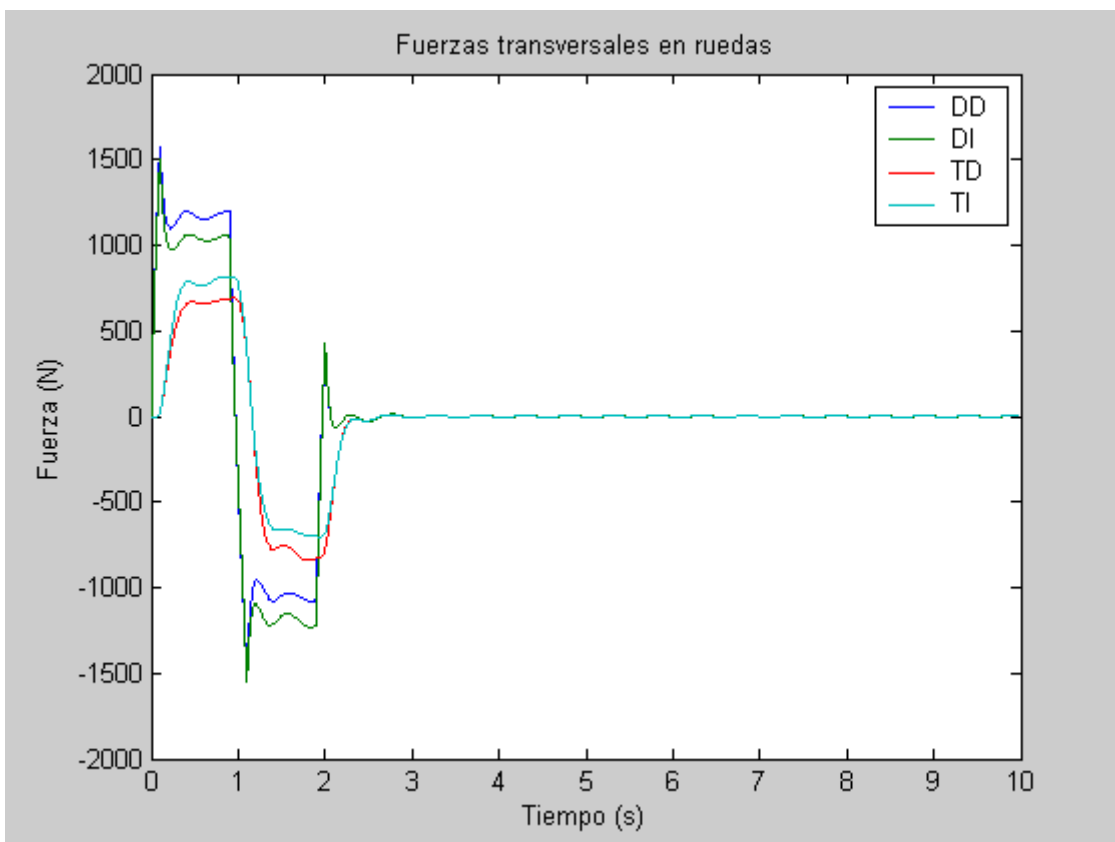


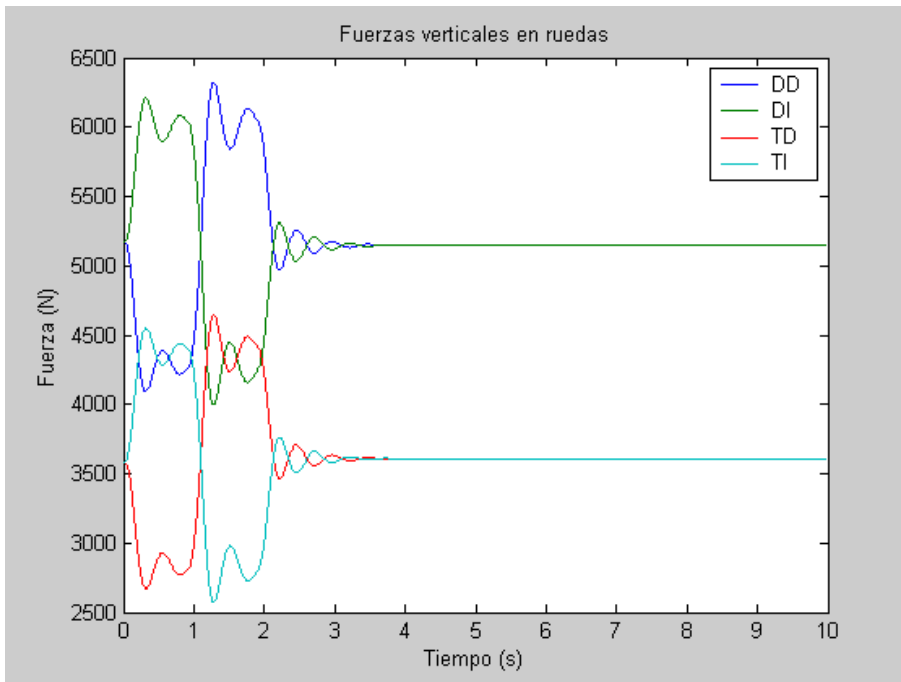
Lo más interesante del uso de la barra estabilizadora es cómo aumenta la carga en las ruedas internas y descarga las externas. El efecto se ve en las dos gráficas siguientes:



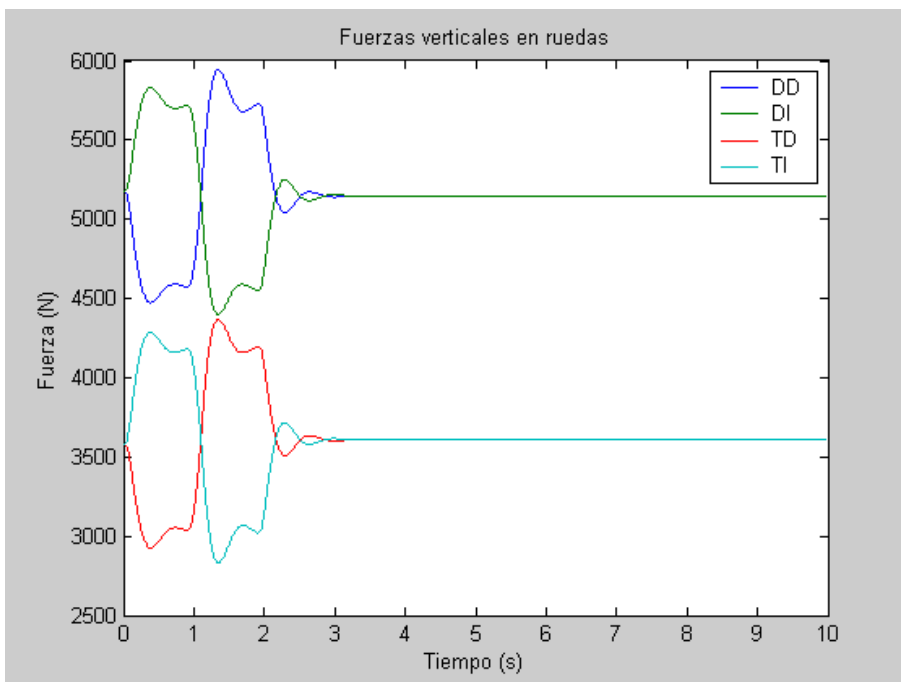
La imagen de la izquierda muestra el vehículo dotado de barra estabilizadora y el derecho sin ella. Las líneas verde y azul claro son las ruedas interiores, se ve cómo se cargan para evitar que pierdan contacto. Las líneas azul oscuro y rojo muestran las ruedas exteriores. Se puede apreciar su descarga.

5) Entrada de volante cambio de carril.
Con barra estabilizadora





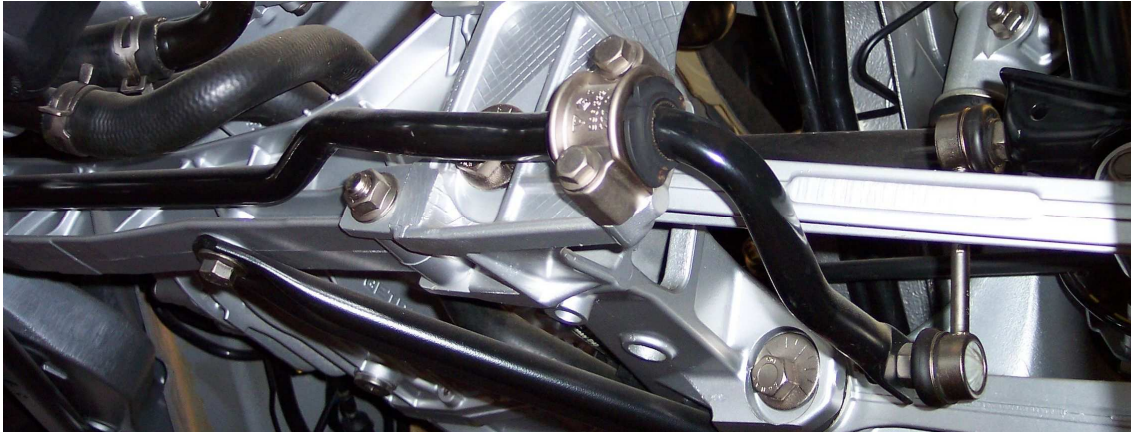
Con barra estabilizadora. Carga la rueda interior (verde y azul claro) y descarga la exterior (azul oscuro y rojo)



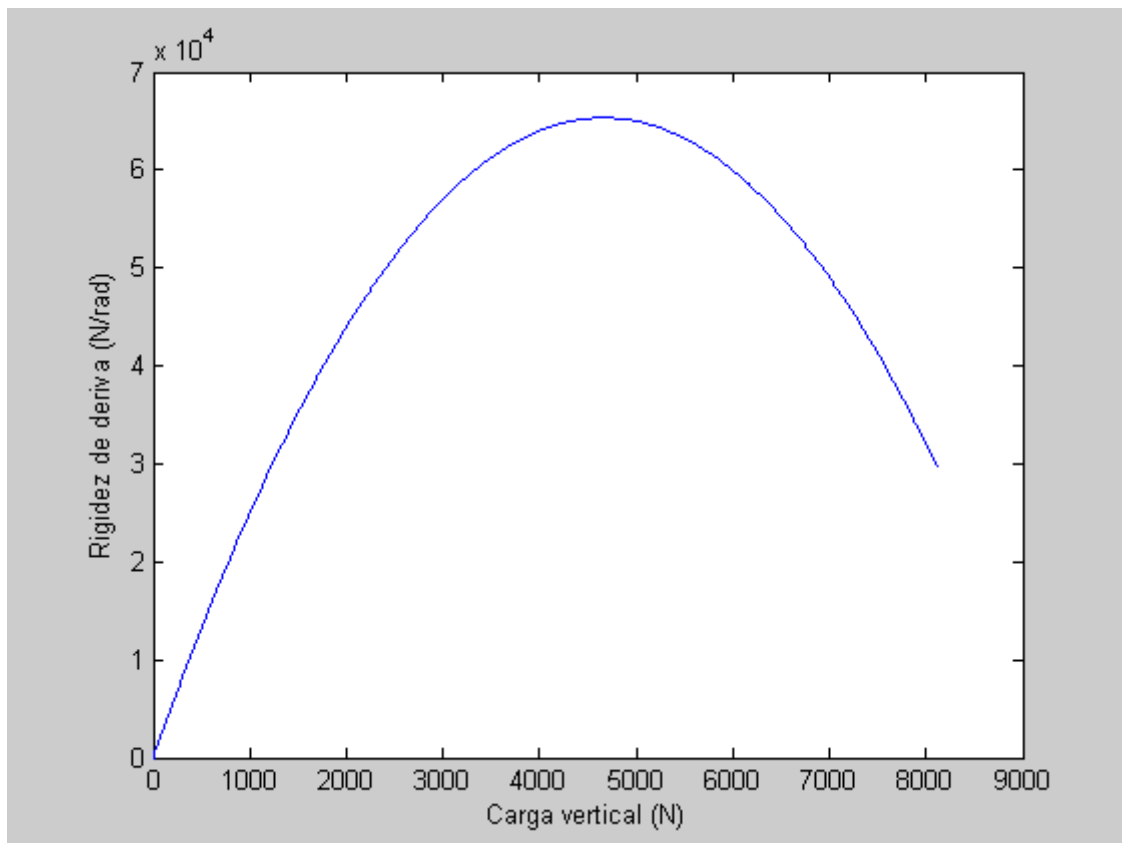
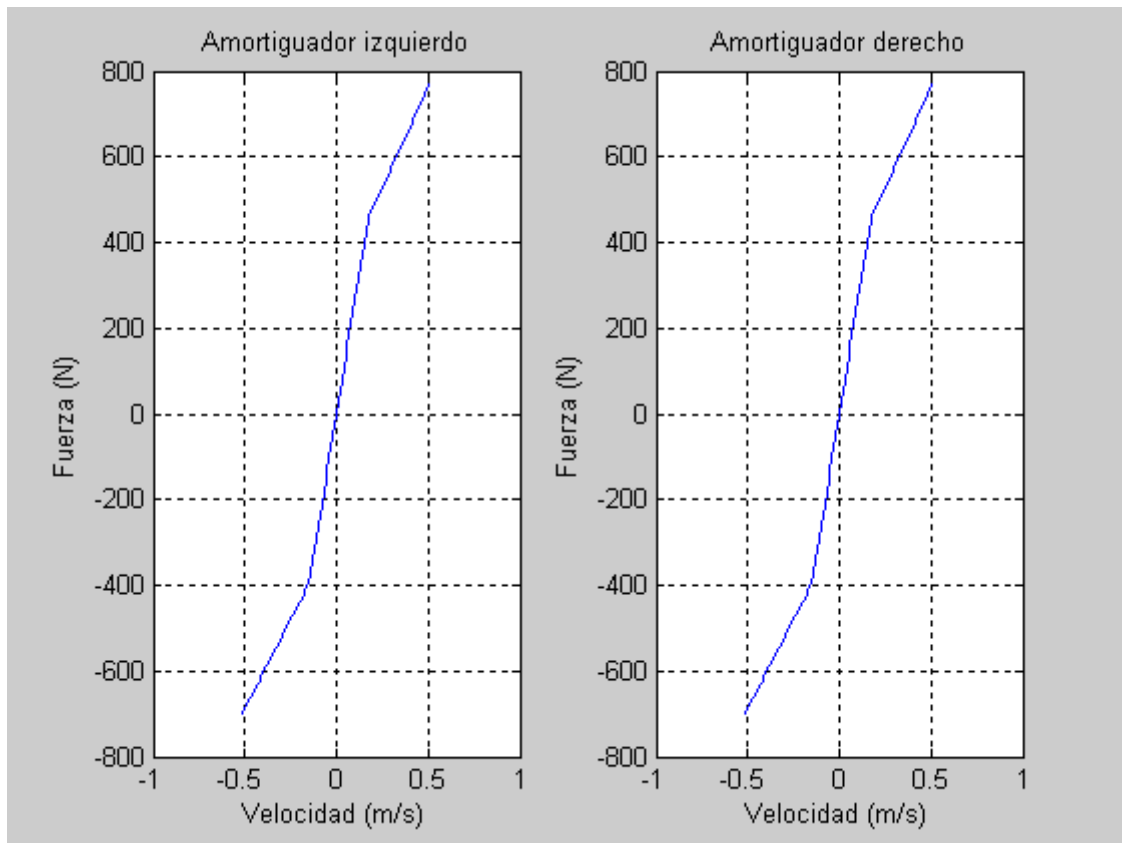
Sin barra estabilizadora

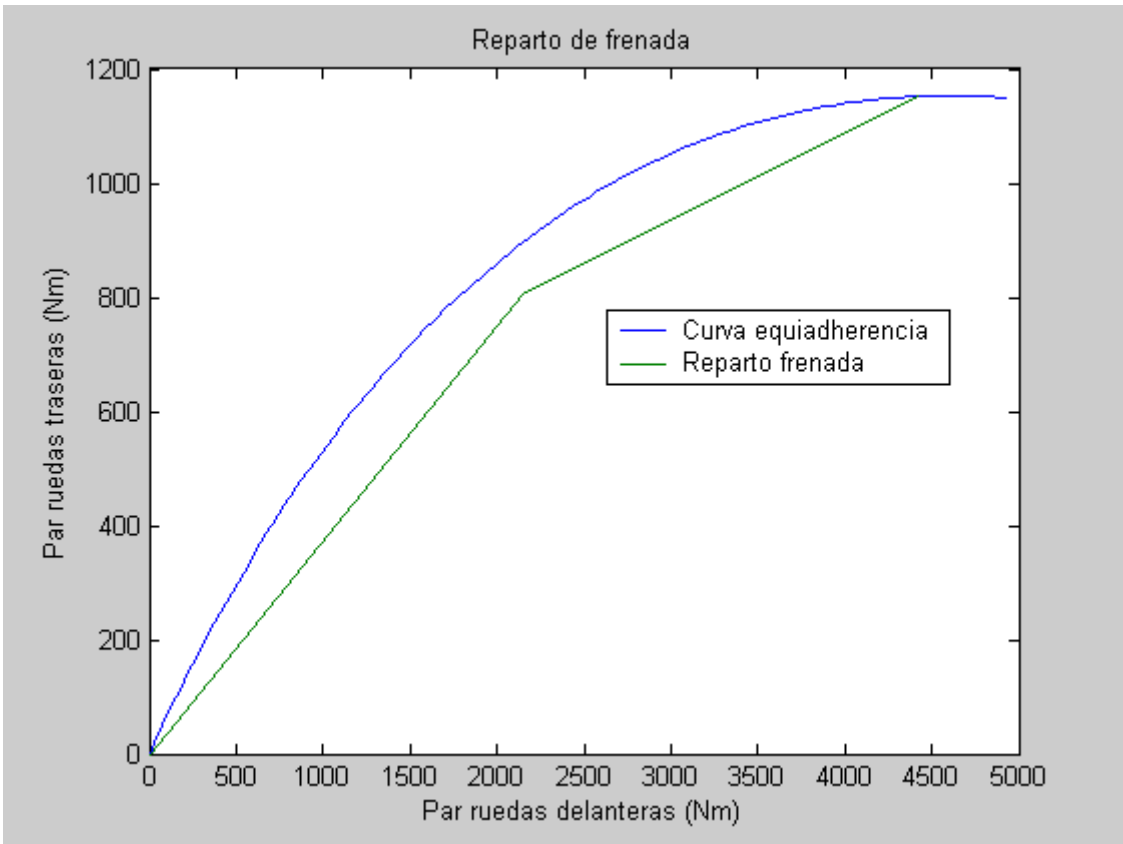
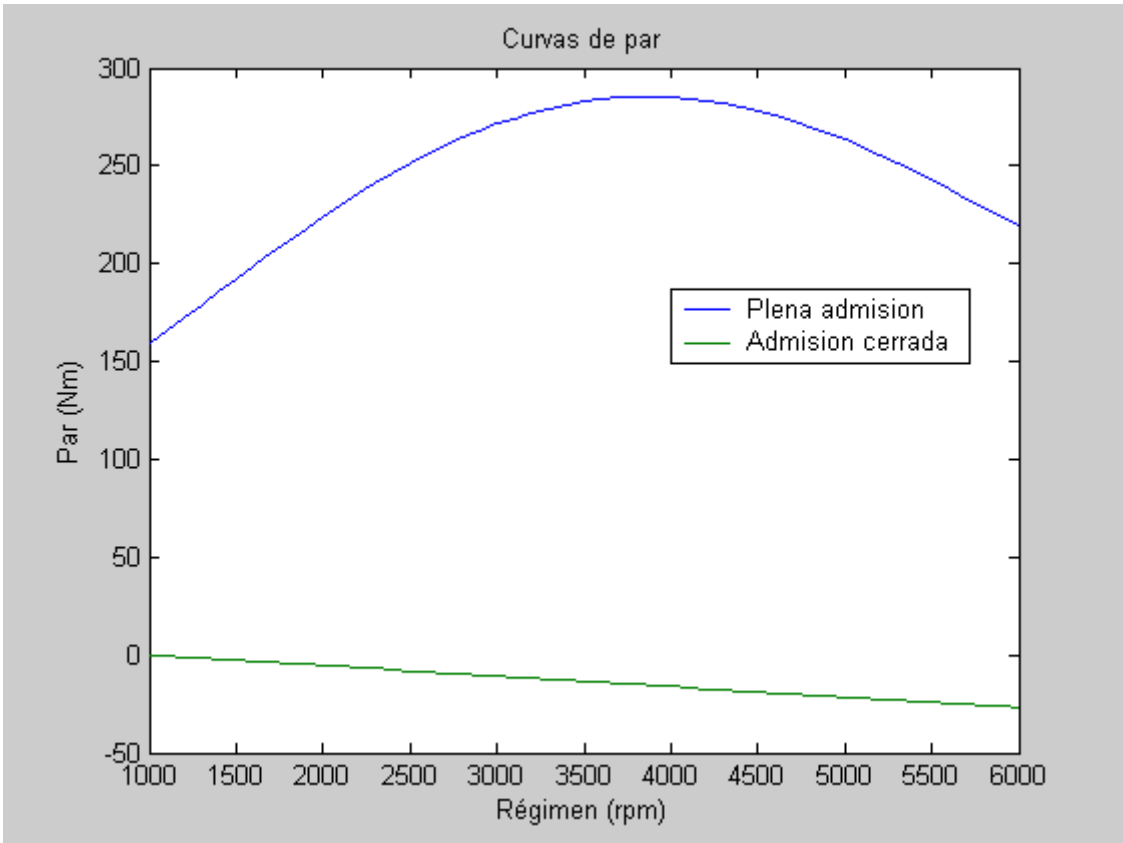
La barra estabilizadora es un componente de la suspensión que permite solidarizar el movimiento vertical de las ruedas opuestas, minimizando con ello la inclinación lateral que sufre la carrocería de un vehículo cuando es sometido a la fuerza centrípeta, típicamente en curvas. El tipo más común de barra es el que se encuentra en la suspensión delantera de los automóviles. Cuando el vehículo entra en una curva, la carrocería tiende a inclinarse hacia fuera. Esto provoca que las ruedas que van por la parte exterior de la curva sean sometidas a una mayor fuerza dinámica, que se traduce en un mayor peso sobre la suspensión. Inversamente, las ruedas internas se descargan.

Por ello se puede observar una compresión de la suspensión del lado externo y una extensión por el lado interno. Este efecto puede llegar a hacer que alguna de las ruedas internas pierda el contacto con el pavimento. La barra estabilizadora, al ser un componente elástico transfiere parte de la fuerza de extensión de la suspensión asociada a la rueda interna, hacia la rueda externa. Esto produce un efecto de endurecimiento de la suspensión asociada a la rueda externa, con la consiguiente disminución de la compresión que sufre y por ello una menor inclinación de la carrocería del vehículo.



PARTE 6: ANEXOS

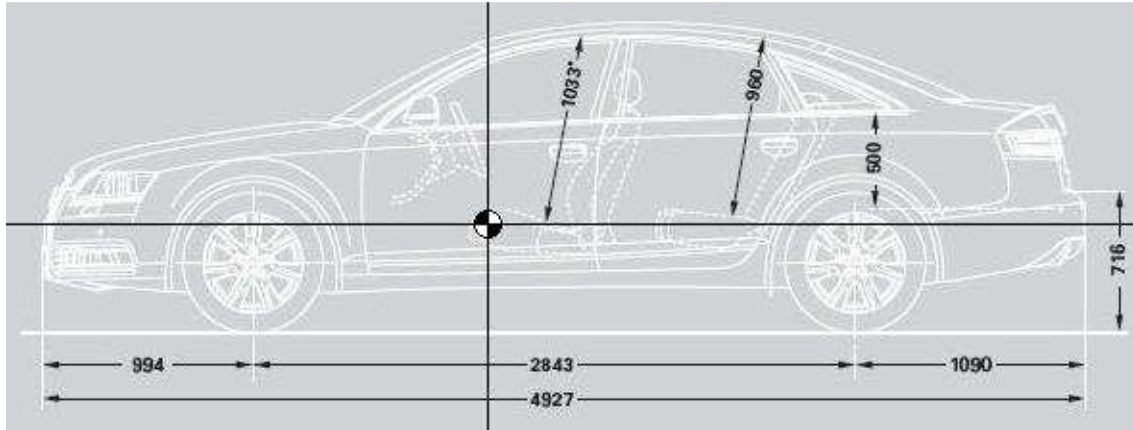




La posición del centro de gravedad se ha estimado mediante una aproximación del vehículo a un sólido prismático, con densidad de $M_{\text{coche}}/\text{Volumen}_{\text{prisma}}$. Se ha representado más o menos su posición en el siguiente dibujo, resultando:

$$l_1=1.1372\text{m}$$

$$l_2=1.7058\text{m}$$



BIBLIOGRAFÍA

- "Teoría de Vehículos" de F. Aparicio. Izquierdo
- km77.com
- supermotor.com
- bridgestone.es
- www.audi.com/com/brand/en.html
- hoymotor.com