

线控转向系统建模与仿真

Sheikh Muhamad Hafiz fahami¹, Hairi Zamzuri^{2*}, Saiful Amri Mazlan³, and Muhammad Aizzat Zakaria⁴

^{1,2,4} UTM-Proton Active Safety Laboratory, Universiti Teknologi Malaysia, Kuala Lumpur
(mhfsheikh2@live.utm.my, *hairi@ic.utm.my, maizzat2@live.utm.my)

³ Malaysia - Japan International Institute of Technology, Universiti Teknologi Malaysia, Kuala Lumpur
(amri@ic.utm.my)

摘要

与传统转向系统相比，线控系统具有许多优点。通过消除方向盘和前轮系统之间的立柱转向轴的机械连接，在功能方面提供了更多的空间效率，燃料效率，同时也给设计者带来了挑战。近年来，许多研究人员对线控系统进行了控制策略的研究。本文提出了车轮同步控制策略和可变转向比，并对方向盘和前轮模型进行了数学建模。方向盘和前轮系统采用PID控制器进行控制，并基于倾向方程方法引入新的前馈变转向比。为了分析系统性能，进行了仿真和比较。

索引关键词：线控转向、可变转向比、前轮胎角度、建模和仿真。

引言

线控转向系统（SBW）是车辆系统应用的新技术。在线控转向系统中，方向盘和前轮系统之间没有机械耦合，如图1所示。尽管方向盘和前轮系统之间的机械耦合被消除了，但是一个线控转向系统不仅可以实现与传统的机械耦合转向系统相同的功能，而且有望提供先进的转向功能。线控转向系统具有很多优点，例如无机油泄漏，轿车内部设计自由，轿厢内空间大，车祸伤害少。

线控转向系统的主要要求[1]：

- (1) 方向控制和车轮同步。要求前轮遵循来自方向盘的驾驶员输入指令。

- (2) 方向盘回正或自由控制的能力。如果驾驶员的手从转向装置上卸下或释放，方向盘应自动回到中心位置。
- (3) 可变转向比。方向盘角度和前轮角度之间的转向比，例如，转向比例为15:1。通过方向盘转向到15度角，前轮应转向1度角。
- (4) 可调节的转向感。车辆驾驶员依靠转向感觉来感测轮胎与地面接触的路况和力矩并保持对车辆的控制。

针对线控系统的建模和控制，已经进行了一些研究。Reza Kazemi等[4]提出了利用PID控制器和主动前轮转向（AFS）控制器对前轮系统进行控制的方向盘控制策略。本文针对AFS和直接横摆力矩控制（DYC）的集成控制系统，主动控制前轮胎角度，采用模型匹配技术设计了该控制系统[8]，Oh SW等[6]介绍了转向系数，使用前馈控制器。梯度倾向公式用于控制转向比。作者声称基于车辆状态方程的反馈传感器使用较少[6]。在文章[2]中，转向比是根据方向盘角度和车辆速度确定的。作者引入模糊变量来控制转向比。

这些论文集中于方向控制和可变转向比控制策略。下面将通过使用PID控制器和可变转向比来描述方向控制策略的控制方法，目的是满足线控要求。

A. 线控转向系统

在传统的机械转向系统中，立柱轴直接连接到小齿轮齿条和轮胎系统，如图1.a所示。现有的传统转向系统使用液压动力转向（HPS）或电动助力转向（EPS）来辅助驾驶员。EPS与HPS相比，其优点是系统较新，技术复杂，结构简单，占地面积小，经久耐用。

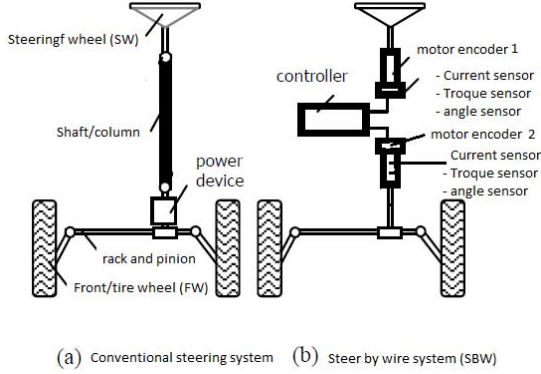


图1：传统转向和线控转向[1]

图1.b显示了助力系统（即使用液压或电动）和立柱轴被拆除后的线控转向系统。传感器和执行器连接在方向盘和前轮系统上。来自方向盘电机编码器的信号用于检测来自驾驶员输入的方向盘转角。然后将该转角转换为电信号并传输至电子控制单元（ECU）。ECU控制信号并将其发送至前轮执行器，使前轮部件转动与方向盘转动相匹配。

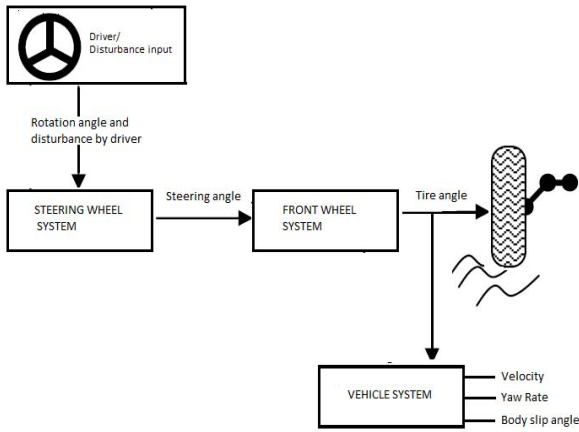


图2：线控转向系统简图[1]

一般来说，线控系统可以分为三个主要子系统[3]。有如图1b图2所示的方向盘，前轮和车辆模型系统。方向盘系统包括转矩传感器，电流传感器，转向角传感器和电机编码器，前轮系统包含小齿轮齿条，角度传感器，电机编码器等相关机构。车辆模型由2个自由度（D.O.F）组成，这是横向运动和侧向运动。方向盘和前轮系统的模型是使用附录I中所示的参数进行模拟。

B. 线控转向系统模型

基于牛顿定律的数学方程模拟方向盘动态方程。

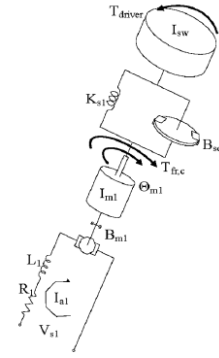


图3：方向盘系统图 [4]

在方向盘系统中系统的输入是转向角（ θ_{sw} ）和驱动转矩（ T_{driver} ）。而电机转矩（ T_{m1} ）和摩擦转矩（ T_{frc} ）会产生阻碍。系统的输出是转向电机电流（ i_{a1} ）和转向电机角位移 θ_{m1} 。 (B_{sc}) 是转向柱阻尼， (k_{s1}) 是总转矩刚度，转向总惯量（ I_{sw} ），电机电阻（ R_1 ），电机电感（ L_1 ），电机集总惯量（ I_{m1} ）和转向电机电势（ K_{b1} ）。方向盘系统子系统的数学方程如下：

转向角：

$$\ddot{\theta}_{sw} = \frac{1}{I_{sw}} [T_{driver} - T_{frc} - B_{sc} \dot{\theta}_{sw} - k_{s1} \theta_{sw} + B_{sc} \dot{\theta}_{m1} + k_{s1} \theta_{m1}] \quad (1)$$

转向电机电流：

$$\dot{i}_{a1} = \frac{1}{L_1} [-R_1 i_{a1} - k_{b1} \dot{\theta}_{m1} + \theta_{sw}] \quad (2)$$

转向电机角位移：

$$\ddot{\theta}_{m1} = \frac{1}{I_{m1}} [-k_{s1} \theta_{m1} - B_{m1} \dot{\theta}_{m1} - B_{sc} \dot{\theta}_{m1} + k_{s1} \theta_{sw} + B_{sc} \dot{\theta}_{sw} + T_{m1}] \quad (3)$$

因此，方向盘系统的状态方程如下：

$$\dot{x}(t) = A_{sw} x(t) + B_{sw} u(t) \quad (4)$$

$$y(t) = C_{sw} x(t) + D_{sw} u(t) \quad (5)$$

$$x(t) = [\theta_{sw} \quad \dot{\theta}_{sw} \quad \theta_{m1} \quad \dot{\theta}_{m1} \quad i_{a1}]^T \quad (6)$$

$u(t)$ 作为方向盘子系统的输入，参数状态是：

$$u(t) = [T_{driver} \quad \theta_{sw}]^T \quad (7)$$

$$A_{sw} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_{s1} & -B_{sc} & K_{s1} & B_{sc} & 0 \\ I_{sw} & I_{sw} & I_{sw} & I_{sw} & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ k_{s1} & -B_{sc} & -K_{s1} & -(B_{sc} + B_{m1}) & 0 \\ I_{m1} & I_{m1} & I_{m1} & I_{m1} & (-R_1/L_1) \\ 0 & 0 & 0 & -K_{b1}/L_1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B_{sw} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ (1/I_{sw}) & 0 & (-1/I_{sw}) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & (-1/I_{m1}) \\ 0 & (1/L_1) & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$C_{sw} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$D_{sw} = 0$$

C. 前轮系统建模

图4展示的为前轮系统：

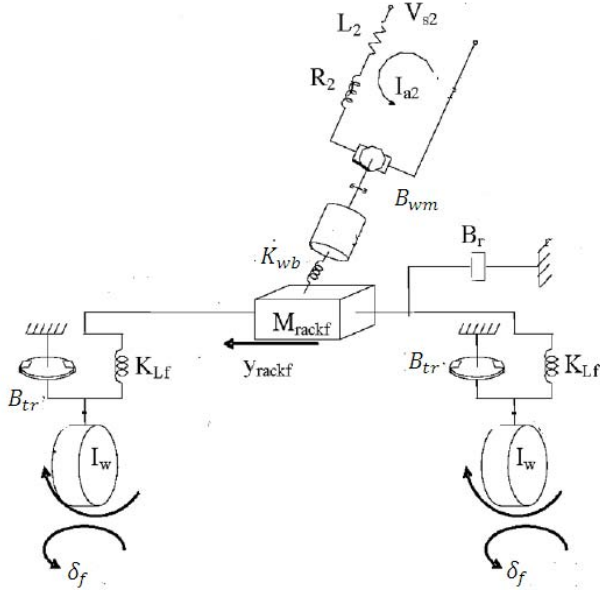


图4：前轮系统简图 [4]

前轮系统的数学方程如下：

前轮电机电流：

$$\dot{i}_{a2} = -\frac{R_2}{L_2} i_{a2} - \frac{K_{wb}}{J_{wm}} T_{m2} + V_{s2} \quad (8)$$

前轮电机转矩：

$$\dot{T}_{m2} = \frac{K_{wb}}{L_2} i_{a2} - \frac{B_{wb}}{J_{wm}} T_{m2} - \frac{\theta_{m2}}{C_{wm}} \quad (9)$$

悬架压力：

$$\dot{y}_{rack} = -\frac{b_r}{m_r} y_{rack} - \frac{\theta_{m2}}{C_{wm} * g_{mr}} - \frac{g_r}{C_{tr}} v_{tr} \quad (10)$$

前轮转角：

$$\dot{\delta}_f = -\frac{B_{tr}}{j_t} \delta_f + \frac{v_{tr}}{C_{tr}} \quad (11)$$

前轮角位移：

$$\dot{\theta}_{m2} = \frac{T_{m2}}{J_{wm}} + \frac{y_{rack}}{mr * g_{mr}} \quad (12)$$

拉杆速度：

$$\dot{v}_{tr} = \frac{y_{rack}}{m_r * g_r} - \frac{v_{tr}}{j_t} \quad (13)$$

因此，前轮系统的状态方程如下：

$$\dot{x}(t) = A_{ftw} x(t) + B_{ftw} u(t) \quad (14)$$

$$y(t) = C_{ftw} x(t) + D_{ftw} u(t) \quad (15)$$

位置状态模型为：

$$x(t) = [i_{a2} \ T_{m2} \ y_{rack} \ \delta_f \ \theta_{m2} \ v_{tr}]^T \quad (16)$$

转向电机的角位移作为前轮系统的输入。矩阵形式的状态数学模型是：

$$u(t) = [\theta_{m1}] \quad (17)$$

$$A_{ftw} = \begin{bmatrix} -\frac{R_2}{L_2} & -\frac{K_{wb}}{J_{wm}} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{K_{wb}}{L_2} & -\frac{B_{wb}}{J_{wm}} & -\frac{b_r}{M_r} & 0 & -\frac{1}{C_{wm}} & -\frac{g_r}{C_{tr}} \\ 0 & 0 & -\frac{1}{j_t} & \frac{C_{wm} * g_{mr}}{j_t} & 0 & \frac{1}{C_{tr}} \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{J_{wm}} & \frac{g_{mr} * M_r}{1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{g_r * M_r} & \frac{1}{j_t} & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B_{ftw} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad C_{ftw} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}, \quad D_{ftw} = 0$$

D. 控制器设计

I. 方向控制和车辆同步

图5显示了线控转向系统（SBW）的控制结构框图。它包括方向盘系统前轮系统和控制器。两个PID控制器用于方向盘和前轮系统。如图5所示，当驾驶员握住并转动方向盘时，方向盘系统的电机产生可调节的角度，PID控制器通过计算误差将转向角度调节到期望的角度。该角度将替代前轮系统并反馈至PID控制器。

(8)

(9)

(10)

(11)

(12)

(13)

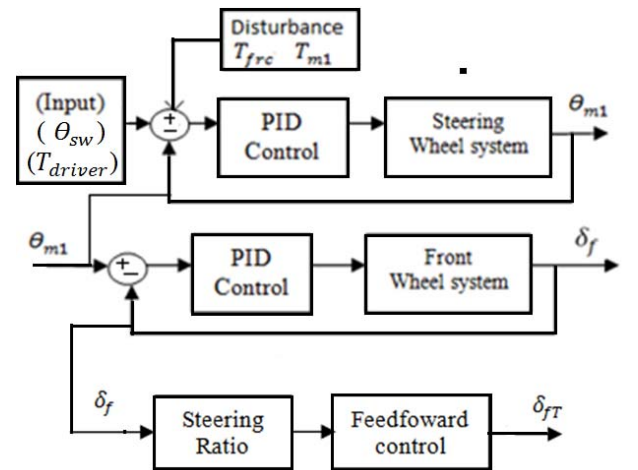


图5：线控转向系统控制框图

II. 可变转向比

转向比是先进车辆转向系统的主要优点之一

。该比率是指方向盘的转向量与前轮胎转角的比值。转向比的一个优点是驾驶员在方向盘上施加很小的力，这会在前轮处产生大的转力。因此与轮胎转角相比将减少方向盘转向量。在传统的转向系统中，转向比根据制造商设定在12:1和20:1之间。

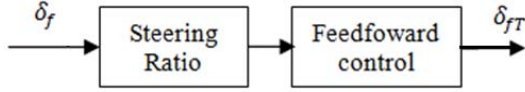


图6: 可变转向比控制框图

前轮胎角度和车辆速度的反馈传感器信号被用作转向比算法的输入以控制轮胎角度。图6显示了可变转向比的实现。可变转向的概念是通过根据车速调整轮胎角度来提高机动性。如果车速增加，则使用较小的转向比率，而在车辆处于停止状态时（即停车时），将使用较高的比率。通过使用这种方法，可以提高机动性和稳定性[6]。前馈控制用于根据转向不足梯度方程来控制转向比。方程（18）表示转向不足梯度方程。根据文献[6]进行了改进，将初始前轮胎角度和转向比的特征加入到控制策略中，并且其存在于等式（20）中。下面的等式显示了转向不足梯度方程的改进。

$$K = \frac{R}{V^2} (\delta_f - 57.3 \frac{(a+b)}{R}) \quad (18)$$

$$K = [(W_f/C_f) - (W_r/C_r)] \quad (19)$$

$$\delta_{fT} = \left(\frac{(a+b)\delta_{ratio}}{(V^2 K + (a+b))} \right) + \frac{\delta_f}{\delta_{ratio}} \quad (20)$$

物理量含义：

δ_{ratio} = 转向比

δ_{fT} = 前轮角度（有转向比）

V = 车速

δ_f = 无转向比前轮角度

K = 可调增益

a = 前轮到车辆质心的距离

b = 后轮到车辆质心的距离

R = 转弯半径

W_f = 前轮载荷

W_r = 后轮载荷

C_f = 前轮转弯刚度

C_r = 后轮转弯刚度

III. 仿真和结果

为了研究所提出的控制算法的有效性，进行了基于Matlab软件的计算机仿真，并将输出响应与被动系统进行了比较。

车轮同步控制器

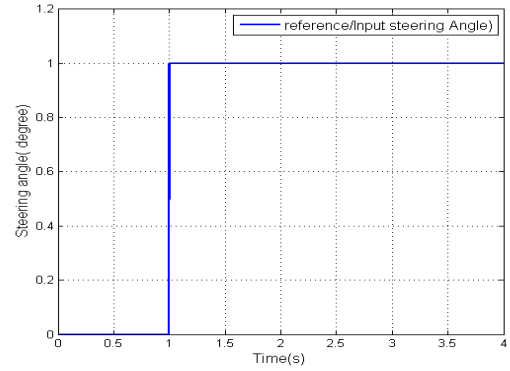


图7: 输入转向角度

为了模拟系统的稳定性，进行了两种场景，情况1为没有扰动输入，情况2为有扰动输入。系统的输入是一个模拟为阶跃响应的转向角，如图7所示。驱动转矩为4N·m。摩擦转矩和电机转矩为2N·m作为扰动输入起作用，其中利用随机噪声产生摩擦转矩。图8和图9显示了无扰动输入的转向电机角位移和前轮胎角度的输出响应，图10和图11则为有干扰输入的情况。

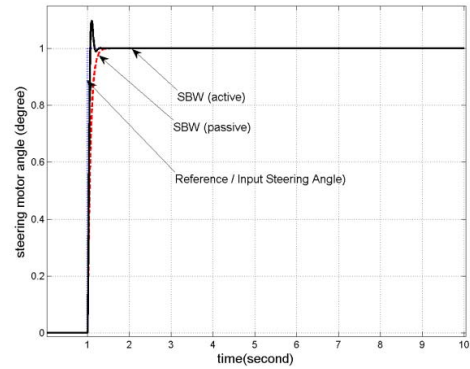


图8: 转向电机角位移（情况1）

基于图11所示，由于使用开环系统（不使用控制器），前轮胎角度响应是不稳定的，但是通过使用PID控制器，系统即使在系统输入端存在干扰时也是稳定的。

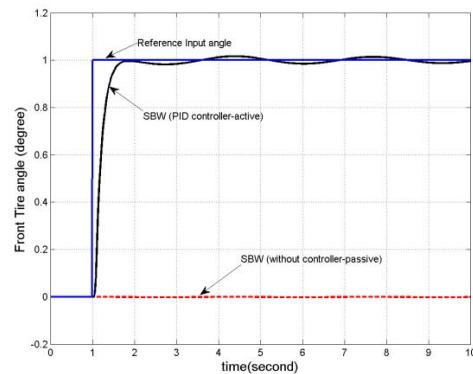


图9: 前轮胎角度（情况1）

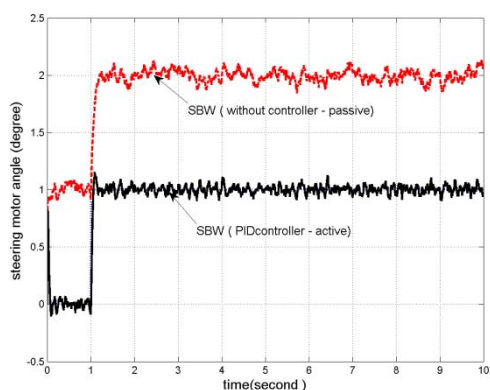


图10: 转向电机角位移 (情况2)

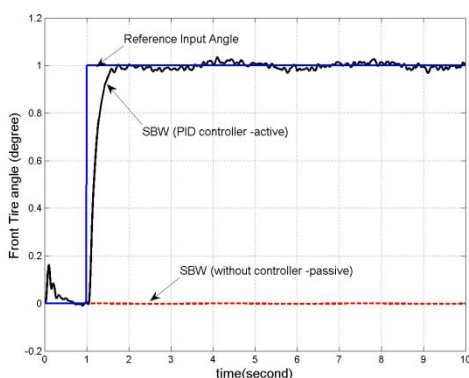


图11: 前轮胎角度 (情况2)

可变转向比

通过应用15: 1的转向比, 如图7所示转向角输入进行仿真, 施加随机噪声干扰输入摩擦转矩和 $2\text{N} \cdot \text{m}$ 电机转矩。在可变转向比中, 高速时轮胎转角改变很小并且在较低速度下轮胎转角增加以提供良好的机动性。

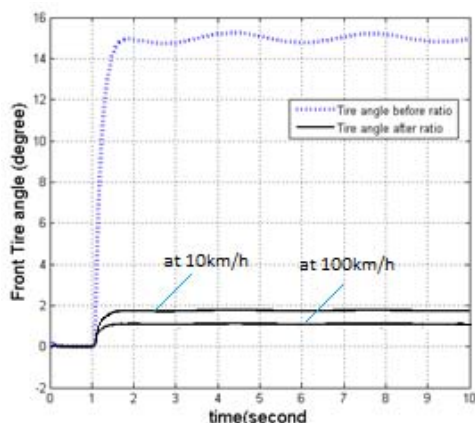


图12: 前轮转角

从图12可以看出, 前轮角度响应在低速和高速时变化, 图13示出了前轮角度与车辆速度之间的关系。

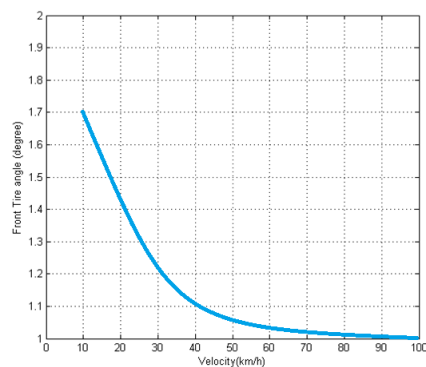


图13: 前轮角度-车辆速度关系

IV. 结论

本文提出了一种线控转向系统的数学模型和控制策略。从仿真结果可以看出, 通过使用PID控制器, 即使施加扰动和扭矩, 前轮胎角度也是稳定的。根据结果, 控制器能够减少干扰误差。在可变转向比下, 所提出的前馈控制适合于使用, 因为传感器使用较少并且具有恒定转向比的简单控制策略。从仿真结果看, 可变转向比实现了。通过使用所提出的控制策略, 前轮转角改变与车辆速度成比例, 因此所提出的控制策略改善了系统的可操作性和稳定性。对于未来的工作, 为了进一步提高可操作性和稳定性, 侧偏率和车身滑移角将被纳入系统研究。

致谢

这项研究是Proton私人有限公司与马来西亚Universiti Teknologi的合作进行的。这些作品也得到了高等教育部在FRGS研究基金资助下的支持 (投票编号: 7808.4F053)

BIL	Steer ByWire System Parameter		
	Items	Values	units
K_{s1}	Lumped torque stiffness(SM)	3500	Nm/rad
I_{sw}	Steering Lumped Inertia(SM)	0.0079	Kgm2
B_{sc}	Steering column damping(SM)	0.136	Nmsec/rad
I_{m1}	Internia of steering motor(SM)	0.0021	Kgm2
K_{b1}	Steering motor emf constant(SM)	0.35	V-s/rad
L_1	Motor electical inductance (SM)	0.002	H
R_1	Motor electrical resistance (SM)	4.6	Ohm
R_2	Motor electical resistance (FM)	5.0	Ohm
L_2	Motor electical inductance (FM)	0.002	H
K_{wmb}	Motor torque constant (FM)	2	Nm/rad
J_{wm}	Motor moment inertia (FM)	0.0079	Nm/rad
B_{wm}	Motor resistance coefficient (FM)	1.0	Kgm2
C_{wm}	Motor shaft compliance (FM)	0.4	Nm/s
b_r	Resistance rack (FM)	25	Nm/rad
m_r	Mass rack (FM)	2.0	Kg
g_{mr}	coloumn pinion radius (FM)	0.015	m
g_r	length ratio steering arm (FM)	4.5	m
C_{tr}	Compliance of tie rod (FM)	0.2	rad/Nm
B_{tr}	resistance of tie rod (FM)	0.004	Nms/rad
j_t	Inertia of tire (FM)	1.36	Kgm2
δ_{FT}	Front tire angle (with ratio)	-	degree
T_{driver}	torque of driver	[0,4]	Nm
T_{fre}	torque friction	Rando m	Nm
T_{m1}	steering motor torque	[0,2]	Nm
V_s	voltage source	-	V
θ_{m1}	Angular displacement of steering motor	-	degree
i_{a1}	Current of steering motor	-	ampere
i_{a2}	Current of front motor	-	ampere
T_{m2}	Torque of front motor	-	Nm
y_{rack}	Rack force	-	Nm
θ_{m2}	Angular displacement of front motor	-	degree
V_{tr}	Tie rod velocity	-	Km/h
V	Vehicle speed	[10,100]]	Km/h

- [1] Ba-Hai Nguyen and Jee-Hwan Ryu, "Direct Current Measurement Based Steer By Wire Systems for Realistic Driving Feeling, IEEE International Symposium on Industrial Electronics (ISIE 2009), Seoul Olympic Parktel, Seoul,Korea July 5-8, 2009
- [2] Y.Tau, "Vehicle Steer-by-Wire System Control" SAE Technical Paper No. 2006-01-1157.
- [3] Li Qiang and He Ren, "Modeling and Simulation Study of the steer by Wire System Using Bond", IEEE International Symposium on Industrial Electronics (ISIE 2009), Seoul Olympic Parktel, Seoul,Korea July 5-8, 2009
- [4] Reza Kazemi et al "Yaw Moment Control of the passenger Car via Steer by Wire system" ASME- International mechanical Engineering Congress& Exposition (IMECE 2011) ,Denver,Colorado USA, Nov 11
- [5] F.Tahami and H.Afshang, " A Fractional Order Model for Steer-by-Wire System", IEEE IECON 2009 the 35th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society, Nov. 2009, Porto, Portugal.
- [6] Oh S-W, Chae H-C, Yun S-C, Han C-s " The design of controller for the steer by wire system", JSME Int Journal.Ser. Cmech Systems, Mach ElemManuf, Japan, vol 47,pp.896-907,2004.
- [7] S.Wook, " The development of and advanced control method for SBW system to improve the vehicle maneuverability and stability" SAE International Congress and Exhibition 2003.
- [8] Masao nagai,Motoki shino, and Feng Gao, " Study on integrated control Of active front steer angle and direct yaw moment" JSAE, Society of Automotive Engineers of Japan, Inc and Elsevier Science B.V, JSAE Review 23 (2002) 309-315
- [9] Julien Coudon, et. Al, " A New Reference Model for Steer-By-Wire Application with Embedded Vehicle Dynamic", IEEE American Control Conference, 2006
- [10] Abe, M., Vehicle dynamics and control for improving handling and Active safety:from four wheel steering to direct yaw moment control Proc.Inst. Mech. Engr. Vol. 213, Part K, pp. 87-101 (1999)
- [11] S. C. Chang, "Synchronization in a steer by-wire vehicle dynamic System"International Journal of Engineering Science 45 (2007) 628-643.