

Progettazione di un sistema Steer by Wire e sperimentazione tramite banco Hardware in the Loop

Nicolò D'Alfio¹, Andrea Morgando¹

¹*Dipartimento di Meccanica, Politecnico di Torino*
E-mail: nicolo.dalfio@polito.it, andrea.morgando@polito.it

Keywords: Autoveicolo, Sterzataura, Sistemi attivi, Hardware in the Loop.

SOMMARIO. “By-wire” systems are characterized by the lack of mechanical link between the control device and the actuator, being it hydraulic or mechanical. The connection is replaced by a mechatronic system, equipped with redundant sensors and actuators [1]. SBW consists in two electro-mechanical actuators that steer the vehicle wheels and generate a resistance torque against the rotation of the steering wheel during cornering maneuvers. Each actuator is characterized by the presence of an electric motor, the first is connected to the pinion of the steering system, the other is connected to the steering wheel. The electric motor connected to the pinion is controlled in position and the command signal is generated by a PID controller. Reference position depends only on steering wheel angle and steering ratio. The torque control of the second electric motor is more difficult; the reference torque value has to be realistic in order to grant the proper feeling to the driver. The steering column is removed, as well as every hydraulic component that is part of the classic servo-assisted steering system. The logic that controls the system needs the information provided by two position sensors: one encoder is devoted to measure the steering wheel angular position, one linear position transducer measures the position of the rack [2]. The connection between the control units of the two sub-systems is realized through a communication bus. The aim of SBW technology is to completely remove as many mechanical components (steering shaft, column, gear reduction mechanism, etc.) as possible, thus simplifying the car interior design, increasing the driver safety in case of frontal crash. Moreover, active safety and handling are increased thanks to the variable ratio between steering wheel angle and tyres' steering angle, determined by a control logic [3]. SbW system's steering wheel has to generate a resistant torque which adds to the friction one. Such torque must be felt as natural by the average driver and carry information about vehicle dynamic condition. The paper describes the design of a SBW prototype, obtained from a classical steering system (see Fig.13) [4] [5]. A Hardware-in-the-Loop (HIL) test bench is also described: it is realized in order to test feedback torque generation and steering wheel efficiency influence on vehicle behavior. Actual steering wheel angle is used as input for a ten degrees of freedom model that calculates the vehicle dynamics, defining the steered wheels motion and the resistance torque at the pinion (see Fig.10). An analog signal is generated in order to control the steering wheel electric motor torque. Experimental tests are performed to optimize the feedback torque control. The reference torque is then calculated only using signals coming from vehicle on board sensors. Control logic is finally improved in order to stiffen the steering system unnaturally when lateral acceleration is about to reach adherence limit and prevent further steering action (see Fig.14).

1 INTRODUZIONE

In un sistema di Sterzataura elettrica, o Steer by Wire (SbW), la colonna di sterzo è rimossa

insieme alle componenti idrauliche di un classico sistema di servo sterzata. Il sistema consiste in due attuatori elettromeccanici che generano rispettivamente la rotazione delle ruote sterzanti di un autoveicolo intorno al loro asse di sterzo e la coppia resistente al moto del volante. Ciascun attuatore è caratterizzato dalla presenza di un motore elettrico. Il primo motore è calettato al pignone del sistema sterzante, che è a sua volta ingranato nella cremagliera di sterzo. Il secondo motore è calettato al piantone del volante. La logica che controlla il sistema necessita delle informazioni fornite da due sensori di posizione: un encoder è utilizzato per misurare la posizione angolare del volante e un trasduttore lineare di posizione misura la posizione della cremagliera di sterzo. Entrambi i sensori sono collegati direttamente alla centralina elettronica, sede della logica di controllo, che riceve informazioni anche dalla rete CAN, come l'accelerazione laterale. La logica di controllo genera un segnale di comando per il primo motore elettrico, funzione dell'angolo di rotazione del volante attraverso un parametro costante definito rapporto di sterzo virtuale, per ottenere la traslazione della cremagliera. La coppia resistente alla traslazione della cremagliera, dovuta principalmente all'interazione tra pneumatici e terreno, non risale fino al volante in quanto la connessione meccanica diretta tra volante e ruote sterzanti è stata rimossa. La logica di controllo pertanto invia un segnale di comando al secondo motore elettrico per riprodurre tale resistenza, al fine di non modificare la percezione a cui è abituato il pilota del veicolo. I vantaggi ottenuti dall'introduzione di un sistema SbW possono essere riassunti nella riduzione dei vincoli imposti al layout del sistema di sterzo, nella maggiore sicurezza passiva in caso di urto frontale del veicolo, nella possibilità di implementare sistemi di sicurezza attiva agenti direttamente sul sistema di sterzo grazie alla variazione del rapporto di sterzo virtuale. La criticità del sistema SbW è rappresentata dal rischio di avaria dei componenti precedentemente elencati, compensato dalla ridondanza dei componenti e dallo sviluppo di algoritmi di fail safe. Proprio per motivi di sicurezza e per l'impossibilità di ristabilire una connessione meccanica diretta tra pilota e ruota sterzante in caso di avaria, ad oggi non esistono autoveicoli per passeggeri dotati di tale sistema, anche se la funzionalità dello SbW è stata dimostrata tramite numerosi prototipi e una tecnologia simile è applicata in campo militare e aeronautico.

2 MODELLAZIONE DEL SISTEMA DI STERZO

Comunemente la ruota sterzante di un veicolo effettua una rotazione intorno al proprio asse di sterzo, la cui posizione nello spazio è funzione della geometria della sospensione. L'asse di sterzo è definito univocamente da quattro parametri: angolo di caster, angolo di king-pin, braccio di sterzo laterale e longitudinale riferiti al centro dell'orma di contatto tra pneumatico e terreno. La figura 1 mostra il sistema di riferimento utilizzato per definire la posizione relativa del punto di incidenza dell'asse di sterzo sul terreno rispetto all'orma di contatto, considerata puntiforme. La logica di controllo sviluppata per il sistema SbW è caratterizzato da un modello matematico di sistema di sterzo, descritto nel seguito, caratterizzato da un solo grado di libertà. La rotazione intorno all'asse di sterzo è considerata composta da una componente verticale δ e da una orizzontale δ_t . Quest'ultima può essere ulteriormente scomposta nella rotazione con asse longitudinale δ_x , che modifica l'angolo di campanatura della ruota, e dalla rotazione ad asse laterale δ_y , che provoca una variazione dello scorrimento del pneumatico rispetto al terreno sovrapponendosi alla rotazione dovuta alla trazione (in caso di trazione e sterzo sullo stesso assale). Quando le ruote vengono sterzate la coppia intorno all'asse di sterzo di una singola ruota viene generata dall'azione di cinque momenti, applicati al centro dell'orma di contatto. Si considera il momento M_{z_x} dovuto alla forza longitudinale F_x avente braccio b_t , il momento M_{z_y} dovuto alla forza laterale F_y con braccio b_l . Il momento di auto allineamento M_{z_self} , generato dall'asimmetria di distribuzione della forza laterale lungo l'orma di contatto, viene definito come il prodotto della

stessa F_y e del braccio t , la cui entità è ricavabile osservando la geometria della sospensione. Questi tre momenti possono essere sommati vettorialmente, dando origine al momento con asse verticale M_z . Si considera infine che la forza verticale F_z produce due momenti M_x e M_y , rispettivamente con braccio b_t e b_l .

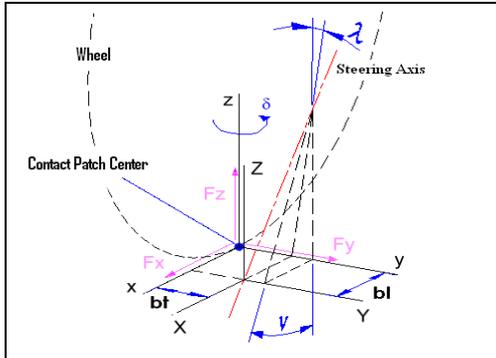


Figura 1: sistema di riferimento utilizzato per la modellazione dell'asse di sterzo e relative parametri (ruota anteriore destra).

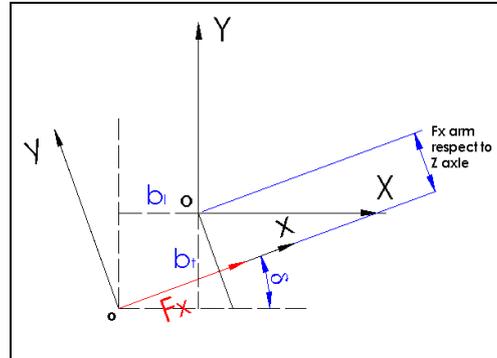


Figura 2: modello per il calcolo del momento intorno all'asse di sterzo dovuto alla sola forza longitudinale F_x .

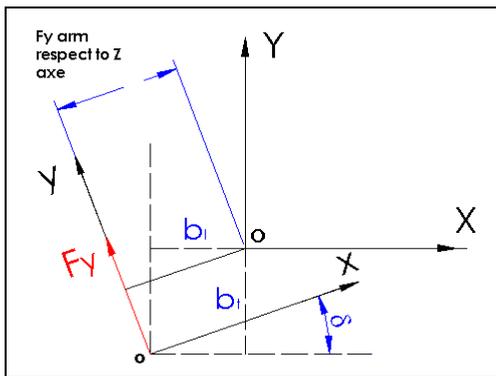


Figura 3: modello per il calcolo del momento intorno all'asse di sterzo dovuto alla sola forza laterale F_y .

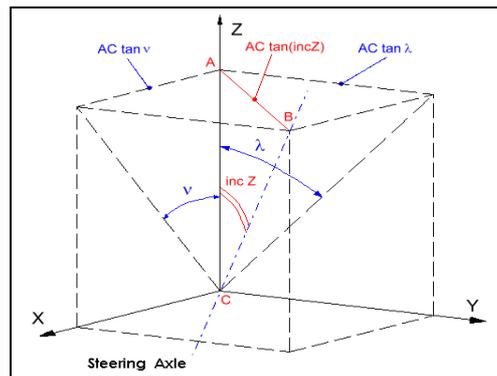


Figura 4: schema utilizzato per il calcolo dell'angolo di incidenza $incZ$.

Si ottiene pertanto, con riferimento alle figure 1-4:

$$\vec{M} = \vec{F} \cdot \begin{bmatrix} 0 & 0 & (b_t \cos \delta - b_l \sin \delta) \\ 0 & 0 & -(b_t \cos \delta - b_l \sin \delta) - t \\ -b_t & b_l & 0 \end{bmatrix} \quad (1)$$

Per ottenere il valore del momento agente intorno all'asse di sterzo, occorre definire in primo luogo gli angoli di incidenza dello stesso rispetto al piano della strada (2). Successivamente per ciascuno dei tre momenti, diretti lungo gli assi del sistema di riferimento del veicolo, viene calcolata e sommata la componente diretta lungo l'asse di sterzo (3).

$$i = \begin{bmatrix} inc_x \\ inc_y \\ inc_z \end{bmatrix} = \arctan \begin{bmatrix} \frac{1}{\cos(\lambda) \cdot \tan(\nu)} \\ \frac{1}{\cos(\nu) \cdot \tan(\lambda)} \\ \sqrt{\tan^2(\lambda) + \tan^2(\nu)} \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$\vec{M}_{steer} = \vec{M} \cdot \cos(i) \quad (3)$$

La variazione dei parametri del modello in seguito al moto della sospensione è stata esaminata utilizzando un simulatore multy-body di veicolo. E' stata simulata una manovra di sterzata semi-stazionaria, comunemente chiamata "chiocciola" o "ramp steer", caratterizzata dalla rotazione del volante con velocità di 30°/s durante il moto del veicolo ad una velocità costante di 100km/h. La vettura scelta per la simulazione è un classico veicolo per passeggeri di classe C, del quale si conoscono le coordinate dei punti di attacco della sospensione anteriore a quadrilateri trasversali. Considerando un veicolo dalle sospensioni anteriori simmetriche, la simulazione ha permesso di ottenere una tabella che mette in relazione la variazione degli angoli caratteristici e dei bracci di sterzo in funzione dello scuotimento verticale della sospensione. La presenza di una torsione distribuita della colonna di sterzo non è stata considerata, essendo di entità trascurabile rispetto alla rotazione totale della colonna di sterzo. La dipendenza dell'angolo di rotazione del pignone di sterzo dall'angolo volante $\vartheta_p = f(\vartheta_v)$ viene definita solo in funzione della presenza di un doppio giunto cardanico, come espresso dall'equazione (4), con riferimento alla figura 5.

$$\frac{\dot{\vartheta}_v}{\dot{\vartheta}_p} = \frac{1 - \cos^2 \vartheta_v \cdot \sin^2 \alpha_{v,int}}{\cos \alpha_{v,int}} \cdot \frac{1 - \cos^2 \vartheta_{int} \cdot \sin^2 \alpha_{int,p}}{\cos \alpha_{int,p}} \quad (4)$$

La dinamica della colonna di sterzo è espressa dalla equazione (5).

$$T_v = T_p + \ddot{\vartheta}_v J_v + \ddot{\vartheta}_{int} J_{int} + \ddot{\vartheta}_p J_p + T_{friction} \quad (5)$$

La coppia resistente prodotta dagli attriti interni al sistema sterzante è calcolata utilizzando un modello di attrito sviluppato in precedenti attività di ricerca. Non è stata verificata l'effettiva perdita di energia dovuta all'attrito interno, il modello di attrito verrà validato per la colonna di sterzo in un futuro sviluppo dell'attività.

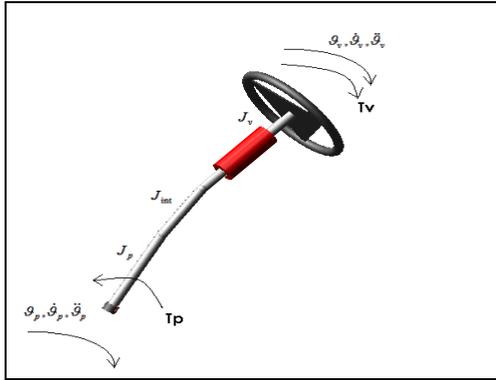


Figura 5: rappresentazione grafica della colonna di sterzo, con evidenza dei gradi di libertà e delle coppie esterne agenti su di essa.

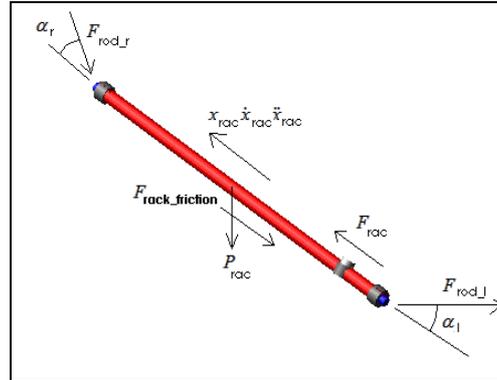


Figura 6: rappresentazione grafica della cremagliera di sterzo, con evidenza dei gradi di libertà e delle forze esterne agenti su di essa.

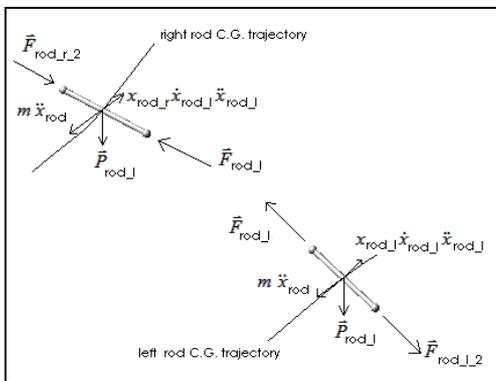


Figura 7: rappresentazione grafica dei braccetti di sterzo della sospensione anteriore, con evidenza dei gradi di libertà, delle coppie esterne agenti su di essi e della ipotetica traiettoria del loro centro di massa durante la sterzata.

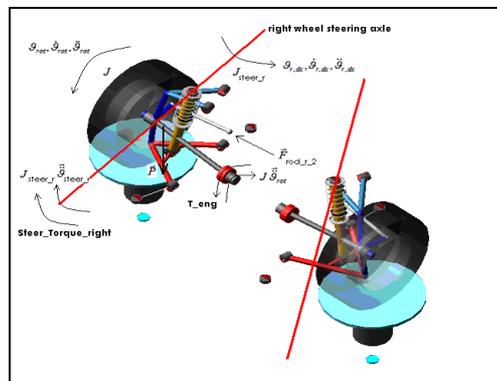


Figura 8: rappresentazione grafica della intera sospensione anteriore, con evidenza dei gradi di libertà rotazionali e delle coppie esterne agenti sulla ruota di destra.

La deformazione del pignone di sterzo è trascurata come quella della colonna di sterzo, ottenendo così una relazione lineare tra angolo di rotazione del pignone e traslazione della cremagliera, così come tra coppia agente sul pignone e forza lineare trasmessa alla cremagliera, la cui rappresentazione è riportata in figura 6. La presenza di un sistema di servo sterzata è considerato all'interno del modello, in modo da calcolare la coppia resistente effettivamente percepita dal guidatore. Il modello matematico calcola la coppia trasmessa al pignone dalla colonna di sterzo come somma della coppia imposta dal guidatore e la coppia di servo assistenza. Quest'ultima è a sua volta funzione non lineare della coppia imposta dal guidatore, secondo una caratteristica dichiarata dal fornitore del sistema di servo sterzo. La stessa caratteristica può essere ricavata smontando il sistema di sterzo e misurando le dimensioni dei suoi componenti. A valle del calcolo della forza trasmessa dal pignone, l'equazione di equilibrio della cremagliera è espresso come segue:

$$F_{rac} = m_{rac}\ddot{x}_{rac} + F_{rod_r_1} \cdot \cos\alpha_r + F_{rod_l_1} \cdot \cos\alpha_l + F_{rack_friction} \quad (6)$$

La cremagliera di sterzo trasla all'interno di una camicia resa solidale alla scocca del veicolo. La colonna di sterzo è a sua volta vincolata alla scocca tramite opportune boccole, che le permettono la sola rotazione. Il moto di traslazione della cremagliera e quello di rotazione della colonna di sterzo sono pertanto considerati relativi ad un sistema di riferimento solidale alla massa sospesa dell'autoveicolo. I bracci di sterzo della sospensione, rappresentati in figura 7, sono collegati alla massa sospesa e al montante della sospensione tramite giunti sferici, il loro moto dipende dalla traslazione della cremagliera e dallo scuotimento della sospensione. La traiettoria nello spazio dei braccetti di sterzo è considerata univoca e ricavata dalle simulazioni effettuate con il modello multy-body. L'equazione di equilibrio dei bracci di sterzo è la seguente:

$$\vec{F}_{rod_r_2} + \vec{F}_{rod_r_1} + \vec{P}_{rod} + m_{rod}\ddot{\vec{x}}_{rod_r} = \vec{0} \quad (7)$$

L'equilibrio a rotazione intorno all'asse di sterzo può essere espresso anche in forma vettoriale, con riferimento alla figura 8 che rappresenta il gruppo sospensione completo:

$$\begin{aligned} \vec{T}_{steer_r} + \vec{F}_{rod_r_2} \cdot b_{rod_r} + \vec{P} \cdot b_{P_r} + m_{wheel_r} \cdot \ddot{\vec{x}}_G \cdot b_{i_r} + J_{wheel_r} \cdot \ddot{\vartheta}_{wheel_r} + \\ + J_{rot} \cdot \ddot{\vartheta}_{rot} + \vec{T}_{fric} + \vec{T}_{eng} = \vec{0} \end{aligned} \quad (8)$$

Durante il moto di un veicolo a ruote sterzanti anteriori, la coppia resistente percepita dal guidatore genericamente si riduce al crescere della accelerazione laterale, in seguito al moto della sospensione che produce una riduzione del braccio di leva della forza laterale. In figura 9 si osserva il risultato della simulazione di una manovra di chiocciola, in termini di momento di auto allineamento riferito all'accelerazione laterale. Il cambio di pendenza della curva produce effetti analoghi sull'andamento della coppia al volante. L'effetto di "alleggerimento" del volante è osservabile anche in figura 10, ottenuta dalla stessa simulazione, dove si osserva la relazione tra accelerazione laterale del veicolo e coppia imposta al volante. Aumentando progressivamente la coppia al volante si raggiunge un valore di picco dell'accelerazione laterale, seguito da una riduzione della stessa.

L'alleggerimento del volante in seguito all'aumento dell'angolo di sterzo è una caratteristica che può essere fonte di instabilità per il veicolo. Il sistema SbW fornisce la possibilità di compensare la riduzione della coppia resistente, imponendo tramite logica di controllo l'aumento della coppia resistente al superamento di un valore di soglia da parte dell'accelerazione laterale del veicolo. In questo caso l'intervento del sistema attivo non seguirebbe l'obiettivo di riprodurre la reale coppia resistente al volante, ma l'eliminazione di una condizione di potenziale instabilità è considerata prioritaria rispetto al riproduzione delle sensazioni riconoscibili dal pilota.

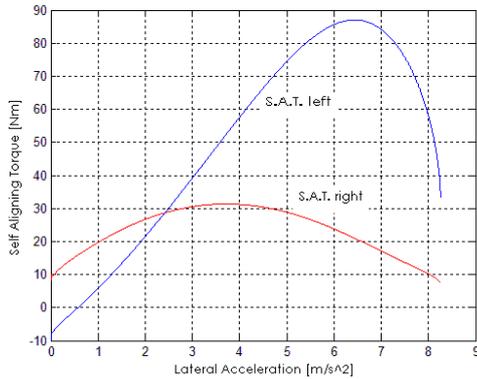


Figura 9: momento di auto allineamento delle ruote sterzanti in funzione dell'accelerazione laterale del veicolo per una simulazione di manovra di chiocciola.

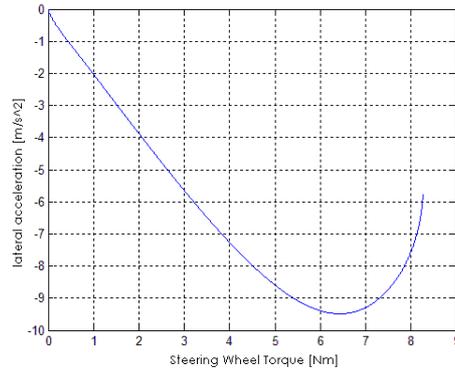


Figura 10: accelerazione laterale del veicolo in funzione della coppia a volante per una simulazione di manovra di chiocciola.

3 RISULTATI SPERIMENTALI

La figura 11 presenta una foto del prototipo di volante elettrico per sistemi SbW, collegato ad un banco per il suo test. Il volante è fissato al banco tramite due boccole, in modo da garantire un sistema di riferimento fisso per l'acquisizione della sua rotazione. La colonna di sterzo è stata resecata a monte del primo giunto cardanico e calettata ad un motore elettrico di tipo brushless. La scelta del motore deve soddisfare le richieste di coppia massima e di minimo ingombro. Per quanto il prototipo non presentasse specifiche volumetriche e il motore potesse essere scelto con il solo criterio della coppia, è stato ugualmente preferito il contenimento dell'ingombro, per verificare cosa ciò comportasse in termini di realizzabilità e prestazioni del sistema. Pertanto tra il motore elettrico e il volante è interposto un riduttore a tre stadi, le cui caratteristiche sono riportate in tabella 1. Un encoder ottico viene utilizzato per l'acquisizione della rotazione del motore elettrico, dipendente dalla rotazione del volante per il rapporto di riduzione. La coppia generata dal motore elettrico viene stimata in funzione della corrente assorbita dal motore stesso.

Il prototipo di volante elettrico costituisce parte di un banco prova Hardware in the Loop (HiL). La dinamica del sistema di sterzo, in termini di moto di cremagliera, ruote e sospensioni, è simulata dal modello matematico precedentemente descritto. La simulazione avviene in tempo reale, secondo la metodologia HiL. Un modello di veicolo, caratterizzato da dieci gradi di libertà (sei g.d.l. per la massa sospesa e una rotazione per ciascuna ruota), determina la dinamica della vettura durante la manovra simulata. Esso è collegato al modello di sterzo per calcolare le forze scambiate tra ruota e terreno, generatrici della coppia resistente al volante. Il modello matematico completo riceve in ingresso il valore dell'angolo volante impostato dall'utente del banco

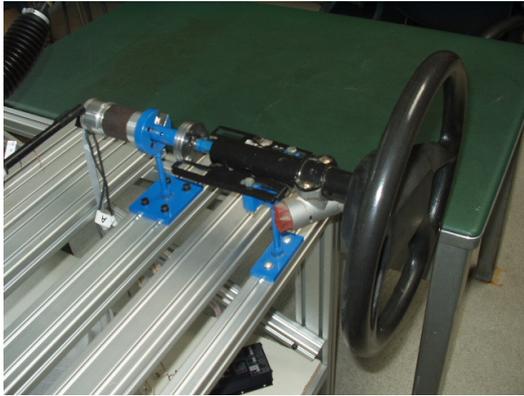


Figura 11: Prototipo di volante elettrico, collegato al banco prova HiL.

Rec'd Input Speed	5'000
Permitted Output Torque	25.0
Gearbox Efficiency, approx.	70
Max. Backlash	0.80
Max. load radial	450
Max. load axial	150
Max. fitting Pressure	500
Gearbox Length k	83.4
Weight (m)	1.1
Operating Temperature	- 30...+140
Reduction Ratios x : 1	51/59/68/71/79/93/95/100/107/ 115/124/130/150/169/195

Tabella 1: caratteristiche del riduttore epicicloidale.

Sono state simulate manovre di doppio colpo di sterzo tramite il banco prova. La manovra inizia in condizioni di volante in posizione centrale, la rotazione del volante è considerata positiva in senso orario. La coppia al volante confrontata con l'accelerazione laterale del veicolo fornisce un primo risultato in figura 12. La forma della curva mostra coerentemente che la coppia al volante necessaria ad incrementare l'accelerazione laterale è maggiore di quella utilizzata per ridurla, per via della presenza nel secondo caso di un momento di auto allineamento concorde alla coppia volante. L'area inclusa nella curva è maggiore se la manovra viene effettuata a velocità maggiore, in quanto le forze di contatto e l'accelerazione laterale raggiunta dal veicolo sono maggiori a parità di rotazione delle ruote sterzanti. Le curve sono caratterizzate, oltre da una prevedibile isteresi, da un'andatura a forma di cappio in corrispondenza del raggiungimento dei valori massimi di accelerazione laterale, fenomeno maggiormente visibile alle alte velocità. Esso è causato dal ritardo esistente tra inversione del senso di rotazione del volante ed effettiva riduzione della forza laterale generata dal pneumatico, con conseguente riduzione dell'accelerazione laterale e della corsa delle sospensioni. La coppia al volante raggiunge un primo picco durante il colpo di sterzo, per vincere le resistenze dovute alle forze a terra e raggiungere l'angolo di sterzo desiderato. Un secondo picco viene raggiunto nel momento in cui accelerazione laterale del veicolo e schiacciamento delle ruote esterne raggiungono il valore massimo, fenomeno che per questo tipo di manovra si verifica in ritardo di fase rispetto all'input dato dal volante.

Il confronto tra angolo volante e coppia resistente è mostrato in figura 13. Ad una velocità longitudinale di 120 km/h, la coppia al volante cresce anche se l'angolo sta diminuendo e quando il volante raggiunge la posizione al centro esiste ancora un residuo di coppia del valore di 5Nm. Anche in questo caso il fenomeno è dovuto al ritardo di risposta del veicolo rispetto al comando del pilota, specie in caso di rapido movimento del volante. Simili considerazioni possono essere tratte dalla figura 14, che riassume la correlazione di angolo volante e accelerazione laterale per una manovra di doppio colpo di sterzo effettuata a diverse velocità.

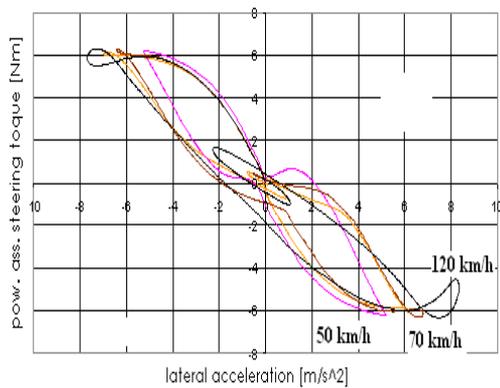


Figura 12: coppia al volante in funzione di accelerazione laterale durante una manovra di doppio colpo di sterzo, simulata in ambiente HiL.

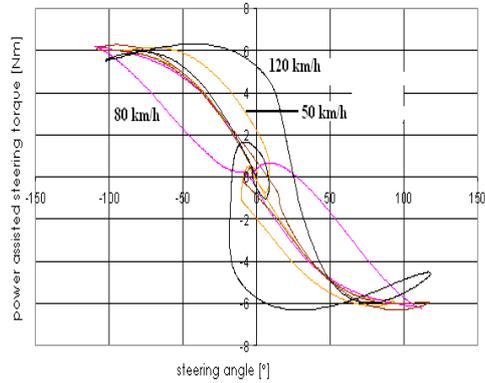


Figura 13: coppia al volante in funzione di angolo volante durante una manovra di doppio colpo di sterzo, simulata in ambiente HiL.

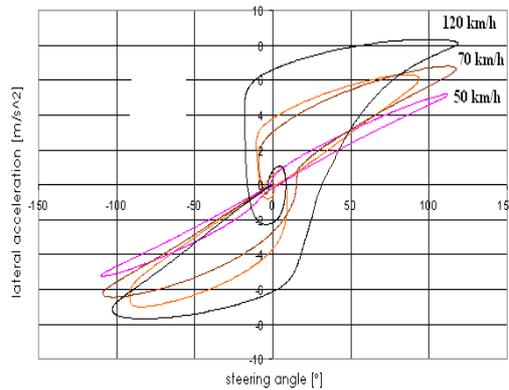


Figura 14: accelerazione laterale in funzione di angolo volante durante una manovra di doppio colpo di sterzo, simulata in ambiente HiL.

4 CONCLUSIONI

Un prototipo di volante elettrico è stato ricavato da un sistema di sterzo classico. Il volante è stato montato su di un banco prova Hardware in the Loop al fine di effettuare una sperimentazione sul componente senza effettuare prove su strada. La generazione di una coppia resistente alla rotazione del volante è realizzata definendo il valore della coppia tramite un modello matematico di impianto frenante e generandolo tramite un motore elettrico. Il modello matematico è ottenuto considerando la geometria della sospensione di un veicolo passeggeri in commercio, oltre che la geometria e l'inerzia di un sistema di sterzata classico. Test sperimentali sono condotti al fine di verificare la possibilità di generare una corretta coppia resistente e l'entità della resistenza generata in caso di manovre ad alto contenuto dinamico.

5 LEGENDA

\vec{F} : vettore di forza ruota-terreno, suddiviso nelle componenti lungo gli assi del sistema di riferimento veicolo	θ_p : angolo di rotazione del pignone
\vec{M} : momento intorno all'asse di sterzo, suddiviso nelle componenti lungo gli assi del sistema di riferimento veicolo	θ_{int} : angolo di rotazione della colonna di sterzo tra I due giunti cardanici
P_{rod} : forza peso del tirante di sterzo	$\alpha_{v,int}$: angolo di inclinazione del giunto cardanico lato-volante
δ : angolo di rotazione della ruota rispetto all'asse z	$\alpha_{p,int}$: angolo di inclinazione del giunto cardanico lato-pignone
δ_i : angolo di rotazione della ruota rispetto all'asse orizzontale	C_v : coppia al volante
δ_x : componente longitudinale di δt	C_p : coppia trasmessa dal pignone alla cremagliera
δ_y : componente laterale di δt	C_{fric} : coppia resistente dovuta all'attrito interno
b_i : braccio di sterzo laterale	$J_{v,int,p}$: momento di inerzia di volante, colonna di sterzo, pignone
b_l : braccio di sterzo longitudinale	x_{rac} : traslazione della cremagliera
inc_X : angolo di incidenza dell'asse di sterzo rispetto ad X	F_{rac} : forza trasmessa dal pignone alla cremagliera
inc_Y : angolo di incidenza dell'asse di sterzo rispetto ad Y	m_{rac} : massa della cremagliera
inc_Z : angolo di incidenza dell'asse di sterzo rispetto ad Z	d_p : diametro primitivo del pignone
θ_v : angolo di rotazione del volante	λ : angolo di incidenza laterale (kingpin)
	V : angolo di incidenza longitudinale (caster)

6 REFERIMENTI

- [1] Harter W., Pfeiffer W., Dominke P., Ruck G., Blessing P., "Future Electrical Steering Systems: Realizations with Safety Requirements", *SAE Technical Paper*, 2000-01-0822
- [2] Kaufmann T., Millsap S., Murray B., Petrowski J., "Development Experience with Steer-by-Wire", *SAE Technical Paper*, 2001-01-2479
- [3] Y.Park, I.Jung, "Semi-Active Steering Wheel for steer by wire system", *SAE Technical Paper*, 2001-01-3306
- [4] Reimpell J., Stoll H., Betzler J., "The Automotive Chassis", *Ed. SAE International*, 1999.
- [5] Morelli A., "Progetto dell'Autoveicolo", *Ed. Celid, Torino*, 2000.