

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale

In Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Progettazione di una logica di controllo della traiettoria
applicata ad un veicolo cingolato bi-modulare



Relatori

Prof. Mauro Velardocchia

Dott. Antonio Tota

Candidato

Vito Onorati

Anno accademico 2019/2020

Abstract

Lo scopo del seguente lavoro di tesi è quello di progettare la sterzata autonoma del veicolo cingolato *AATV (Amphibious All-Terrain Vehicle) BRT* prodotto dall'azienda ARIS SPA. Il veicolo è composto da due unità collegate tra loro tramite un giunto multi-assiale.

Il sistema sterzante è idraulico e si basa sulla generazione di un angolo relativo tra i due moduli attraverso le spinte reciproche di due sistemi cilindro-pistone. Attualmente l'impianto idraulico di sterzata è costituito da una valvola comandata meccanicamente tramite il volante.

Per poter implementare una sterzata autonoma è necessario riconfigurare il sistema idraulico con elettrovalvole proporzionali in modo da convertire il controllo direzionale del veicolo da meccanico in elettronico attraverso una tecnologia *Steer by wire*.

Lo studio è partito dall'analisi del comportamento dell'impianto idraulico con la stesura delle equazioni che governano i fenomeni fisici. In seguito tali equazioni sono state utilizzate per implementare un modello in ambiente *Simulink* che avesse come Input il comando di apertura della valvola distributrice collegata ai due cilindri e come Output le coppie sterzanti che agiscono sul primo e sul secondo modulo.

Il lavoro di tesi è continuato con la validazione di tale modello attraverso delle simulazioni di manovre in *Open Loop*, ossia controllando direttamente il segnale da inviare alla valvola, in modo da poter verificare il modello e analizzare la risposta del veicolo agli spostamenti del cassetto della valvola. In seguito a un comportamento non simmetrico del veicolo a comandi simmetrici è risultata necessaria l'elaborazione di un sistema di controllo *Closed Loop*. In particolare si sono progettate due logiche di controllo in serie: la prima, di alto livello, consiste nel calcolare l'angolo relativo fra le due unità necessario per seguire un percorso di riferimento; la seconda, di basso livello, consiste nell'associare una storia temporale di angoli relativi con una successione di aperture della valvola. In questo modo è possibile sia utilizzare entrambe le logiche, quando il veicolo deve seguire un percorso ben definito, sia la sola logica di basso livello, quando si vuole avere un controllo in remoto o semi-autonomo.

Parallelamente alla parte simulativa si è implementata una parte sperimentale con l'ausilio di *hardware* della National Instrument (NI) quali il controllore ad alte prestazioni in *Real Time* PXI, sensori ed elettrovalvole interfacciabili tra di loro con il software *NI Veristand*.

Indice

<i>Nomenclatura</i>	6
1. Introduzione	9
2. Modellazione Impianto Sterzante	13
2.1. Sistema sterzante	13
2.2. Sistema idraulico di sterzo.....	17
2.2.1. Valutazione Pressioni.....	20
2.2.2. Calcolo delle forze	24
2.2.3. Calcolo Coppia.....	26
2.2.4. Semplificazione con singolo cilindro a doppio stelo– Calcolo coppia.....	28
2.3. Sistema Open Loop – Controllo su X_v	29
2.3.1. Manovra con X_v a <i>step</i> alterni	30
2.3.2. <i>Sweep Steer</i> – Analisi in frequenza	33
2.4. Sistema Closed Loop – Descrizione logiche di controllo	36
3. Logica di Controllo di Basso Livello	38
3.1. Feedback.....	38
3.2. Feedforward.....	40
3.3. Logica Feedforward + Feedback	45
3.4. Risultati e considerazioni.....	46
3.4.1. Feedback.....	46
3.4.2. Feedback – Analisi in frequenza	53
3.4.3. Feedforward	55
3.4.4. Feedforward + Feedback.....	58
4. Logica di controllo di Alto Livello	61

4.1. Definizione del Percorso di Riferimento	61
4.2. Feedforward.....	65
4.3. Logica di Controllo HL Feedback	69
4.4. Risultati e Considerazioni.....	70
4.4.1. Inversione di Marcia.....	70
4.4.2. Double Lane Change	75
4.4.3. Cambio di carreggiata	77
3.5. Riepilogo Logiche di Controllo	79
5. Sviluppo sperimentale	80
5.1. Controllore.....	80
5.2. Sensori	82
5.2.1. Potenzimetri	83
5.2.2. Trasduttori di pressione	85
5.2.3. IMU+GPS	86
5.3. Ambiente software National Instrument.....	87
5.3.1. NI-XNET Database Editor	87
5.3.2. NI MAX (<i>Measurement and Automation eXplorer</i>)	88
5.3.3. NI VeriStand - Creazione e configurazione progetto	89
5.3.4. NI <i>VeriStand</i> – Workspace.....	97
6. Conclusioni e sviluppi futuri.....	101
<i>Bibliografia</i>	104

Nomenclatura

x_L	Posizione pistone sinistro [m]
x_R	Posizione pistone destro [m]
α	Angolo relativo tra i due moduli [deg]
V_{P2}	Valvola sterzante – Distributore 4/3 centro chiuso
V_{P1}	Valvola per scarico
β	Modulo di comprimibilità dell'olio [Pa]
X_V	Percentuale apertura valvola [-]
A_P	Area Pistone [m ²]
A_S	Area Stelo [m ²]
Q_P	Portata Pompa $\left[\frac{m^3}{sec}\right]$
$Q_{VP2,in}$	Portata in ingresso alle camere $\left[\frac{m^3}{sec}\right]$
$Q_{VP2,out}$	Portata in uscita alle camere $\left[\frac{m^3}{sec}\right]$
Q_{VP1}	Portata che attraversa VP1 $\left[\frac{m^3}{sec}\right]$
P_P	Pressione Pompa [Pa]
P_A	Pressione alla bocca A di VP2 [Pa]
P_B	Pressione alla bocca B di VP2 [Pa]
P_{atm}	Pressione atmosferica [Pa]
V_T	Volume tubi a valle della pompa [m ³]
V_A	Volume camere collegate alla bocca A di VP2 [m ³]
V_B	Volume camere collegate alla bocca B di VP2 [m ³]
c_q	Coefficiente di flusso nelle valvole
ρ	Densità olio $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
c_o	Coefficiente smorzamento olio $\left[\frac{Ns}{m}\right]$
F_R	Forza agente sul cilindro destro [N]
F_L	Forza agente sul cilindro sinistro [N]
h_L	Braccio della coppia sinistro [m]
h_R	Braccio della coppia destro [m]
h_0	Distanza minima tra asse stelo e giunto [m]

A_{eq}	Area equivalente cilindro a doppio stelo [m ²]
C_1	Coppia sterzante di azione sul primo modulo [Nm]
C_2	Coppia sterzante di reazione sul secondo modulo [Nm]
e	Errore sull'angolo relativo – Logica basso livello [deg]
K_{PLL}	Guadagno proporzionale contributo <i>Feedback</i> Logica basso livello [-]
K_{CC}	Guadagno tra coppia e angolo relativo [-]
G_{FF}	Guadagno contributo <i>Feedforward</i> Logica basso livello [-]
α_{ref}	Angolo relativo di riferimento tra i due moduli [deg]
M_{Z1}	Momento dovuto alle forze a terra primo modulo [Nm]
M_{Z2}	Momento dovuto alle forze a terra secondo modulo [Nm]
s	Ascissa curvilinea [m]
ρ	Curvatura $\left[\frac{1}{m}\right]$
V	Velocità veicolo $\left[\frac{km}{h}\right]$
ψ	Angolo di imbardata – <i>Yaw Angle</i> [deg]
e_y	Errore di posizione – Logica alto livello [m]
β_1	Angolo di assetto primo modulo [deg]
K_{FFHL}	Guadagno contributo <i>Feedforward</i> Logica alto livello [-]
K_{PHL}	Guadagno proporzionale contributo <i>Feedback</i> Logica alto livello [-]
K_{DHL}	Guadagno derivativo contributo <i>Feedback</i> Logica alto livello [-]
δ_{SW}	Angolo volante [deg]

1. Introduzione

L'utilizzo veicoli *Off-Road* è largamente diffuso in molti ambiti quali agricoltura, difesa, costruzioni e altri ancora. Questo fa sì che il mondo della progettazione e fabbricazione di tali veicoli sia vasto a causa delle diverse esigenze di coloro che ne fanno utilizzo.

Tra le macrocategorie che distinguono questi veicoli troviamo i diversi sistemi di movimentazione, che principalmente si suddividono in ruote e cingoli. Questi ultimi sono preferiti nel caso di utilizzo su suoli deformabili e poco coerenti, perché permette, a parità di peso e materiali rispetto alle ruote, una minore pressione sul terreno a causa della maggiore area di contatto e una maggiore aderenza per la distribuzione della forza del cingolo lungo tutta l'area di contatto. Il cingolo è mosso da una ruota motrice (pignone) generalmente tenuta in posizione fissa rispetto al telaio del veicolo. Poi vi sono le ruote di appoggio che toccano la parte del cingolo che tocca terra e la ruota di rinvio che permette al cingolo di toccare terra con un certo angolo di attacco e al veicolo di superare ostacoli.



FIG. 1.1 – ARIS AATV BRT VIGILI DEL FUOCO – VEICOLO CINGOLATO BI-MODULARE [1]

La sterzata dei veicoli cingolati semplici (con una singola unità) è detta *skid steering* e sfrutta la differenza di velocità dei due cingoli grazie all'utilizzo di un doppio differenziale. Ciò diventa estremamente complicato nei veicoli cingolati con due moduli, nei quali si utilizza la sterzata articolata. Essa sfrutta il fatto che il veicolo sia formato da due corpi separati e collegati tra loro tramite un giunto che consente la rotazione relativa tra i due moduli. Tale rotazione è generata grazie al reciproco sforzo di due cilindri idraulici, le cui estremità sono collegate ai due corpi. In questo modo i due moduli

tendono a chiudersi tra loro durante la sterzata a causa della coppia di azione e quella di reazione che agiscono rispettivamente su di essi. Questo meccanismo è chiamato in letteratura *snaking mode* [2] (Fig. 1.2) ed è utilizzato anche per mezzi articolati su ruota.

L'impianto idraulico più utilizzato per questo tipo di meccanismo sterzante, comunemente chiamato *idroguida*, è composto principalmente da una pompa, una valvola limitatrice di pressione, una valvola distributrice 4/3 comandata meccanicamente dal volante e che invia olio ai due cilindri. Dalla Fig. 1.3 si osserva che la valvola ha due porte collegate al circuito, rispettivamente alla pompa e al serbatoio, e due porte collegate ai cilindri.

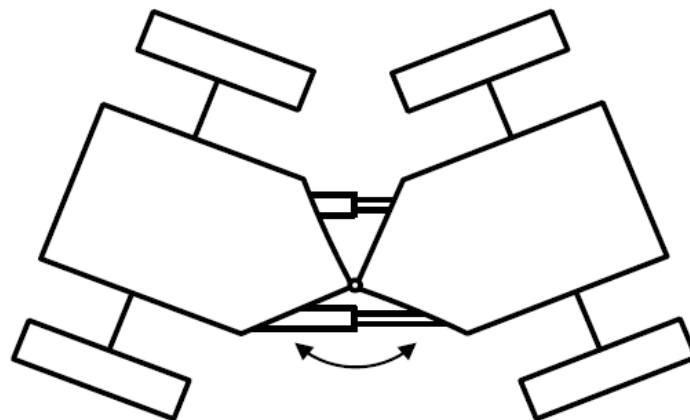


FIG. 1.2 – SCHEMA DELLA STERZATURA DI UN VEICOLO ARTICOLATO [2]

In particolare la porta A è connessa con la camera lato pistone del cilindro sinistro e la camera lato stelo del cilindro destro e la porta B viceversa. In questo modo i due sistemi cilindro-pistone genereranno delle forze con segno opposto e quindi una coppia di sterzo sul giunto che provocherà moto relativo tra le due unità.

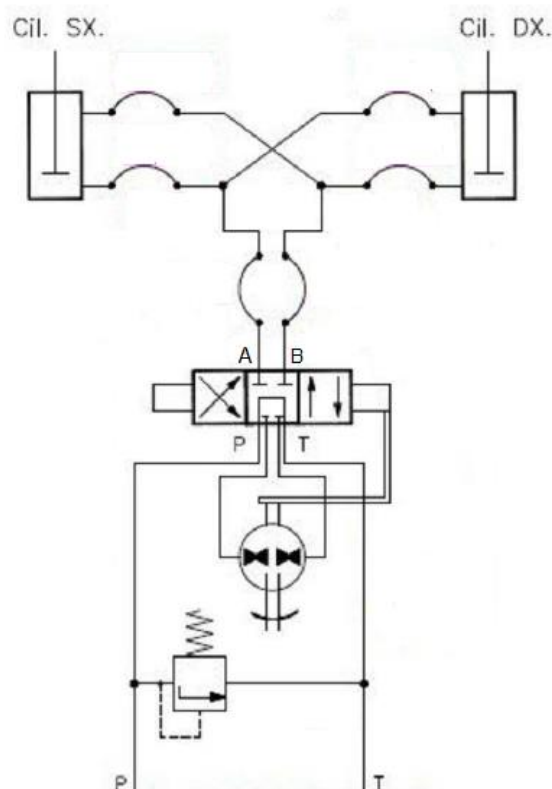


FIG. 1.3 – IMPIANTO IDRAULICO STERZATURA ARTICOLATA (P=POMPA, T=SERBATOIO)

Per progettare un sistema di guida autonoma per un veicolo articolato che utilizza questo tipo di sterzata risulta indispensabile sostituire il sistema di idroguida con una elettrovalvola proporzionale, sostituendo il comando meccanico della valvola con un comando elettronico e implementando così una tecnologia di sterzata di tipo *Steer by Wire*. In questo modo l'input di sterzata potrà provenire da diverse sorgenti, interne al veicolo, quali ad esempio un potenziometro angolare fissato sul puntone del volante (guida tradizionale), esterne al veicolo (guida in remoto) o in via autonoma. Soprattutto per le ultime due sorgenti vi è la necessità che il veicolo sia dotato di:

- Potenziometri, sensori e moduli per l'acquisizione di dati interni o esterni al veicolo;
- Sistema di acquisizione e processo dei dati per la generazione di segnali in *Real Time* ad alte prestazioni.

Quest'ultimo dovrà essere in grado di controllare il segnale da impostare alla valvola per far sterzare il veicolo dell'angolo richiesto nel tempo previsto. A tale scopo si necessita di un sistema di controllo che abbia come input la sterzata richiesta, che nel caso di veicoli bi-modulari corrisponde all'angolo relativo tra i due moduli, e il comando da

inviare alla valvola. In questo lavoro di tesi tale logica di controllo verrà detta di “Basso Livello”, perché il suo input, l’angolo relativo, proverrà da un’altra logica che verrà detta di “Alto Livello” e riguarda il controllo di una traiettoria specifica generata esternamente. Lo scopo finale di questo lavoro di tesi è il progetto di una logica di controllo per l’inseguimento di una traiettoria in modalità autonoma attraverso i seguenti *step*:

- 1) Stesura delle equazioni che governano i fenomeni fisici dell’impianto idraulico di sterzo e implementazione di esse in ambiente *Matlab/Simulink* – Creazione di un modello idraulico di sterzo;
- 2) Lo studio del modello simulativo attraverso manovre in *Open Loop* con controllo sul segnale di apertura della valvola;
- 3) Progettazione logica di controllo di “Basso Livello”, implementazione e validazione in ambiente simulativo;
- 4) Progettazione logica di controllo di “Alto livello”, implementazione e validazione in ambiente simulativo;
- 5) Integrazione sistema di controllo all’interno di *NI Veristand*, software di comunicazione con l’hardware *Real Time PXI*.

Il veicolo su cui si è effettuato questo studio è il BRT-AATV (*Amphibious All-Terrain Vehicle*) prodotto da ARIS SPA (Fig. 1.4). È utilizzato principalmente per operazioni di soccorso e militari data la sua capacità di muoversi su ogni terreno e il suo essere anfibo.



FIG. 1.4 – ARIS BRT-AATV (*AMPHIBIOUS ALL TERRAIN VEHICLE*) [1]

2. Modellazione Impianto Sterzante

In questo capitolo si procede con la stesura delle equazioni di sterzata sia a livello di impianto idraulico sia a livello di dinamica del veicolo. L'obiettivo è ottenere un modello che abbia come input il segnale di apertura della valvola di sterzata e la coppia sterzante. Questo modello verrà poi collegato con quello già esistente che caratterizza l'intero veicolo

2.1. SISTEMA STERZANTE

Il sistema sterzante è composto da due cilindri-pistone posti sul modulo anteriore che, tramite il sistema idraulico, forniscono un momento sul giunto che genera l'angolo relativo tra i due moduli [3]. Esso è rappresentato in Fig. 2.1 dove è raffigurato il moto angolare del modulo posteriore rispetto al giunto:

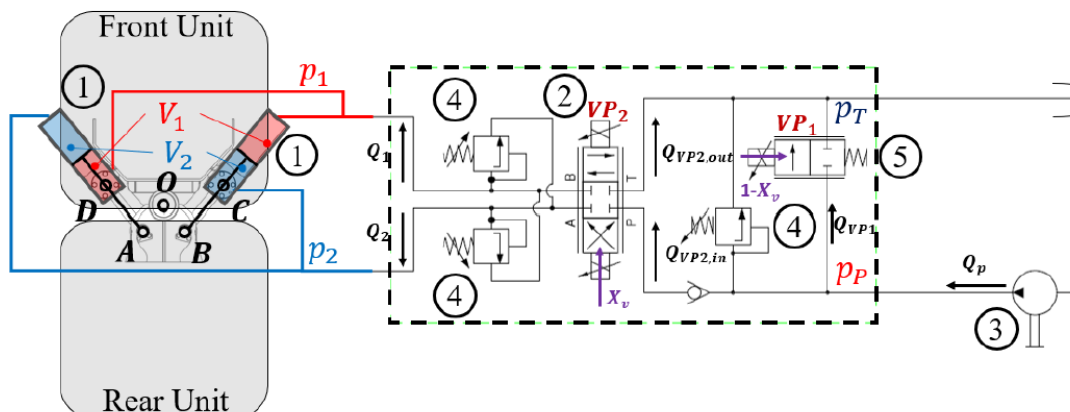


FIG. 2.1 – SISTEMA STERZANTE *BRT*

Per facilitare lo studio del sistema, esso è schematizzato nella configurazione rettilinea (angolo di sterzata nullo) in Fig. 2.2:

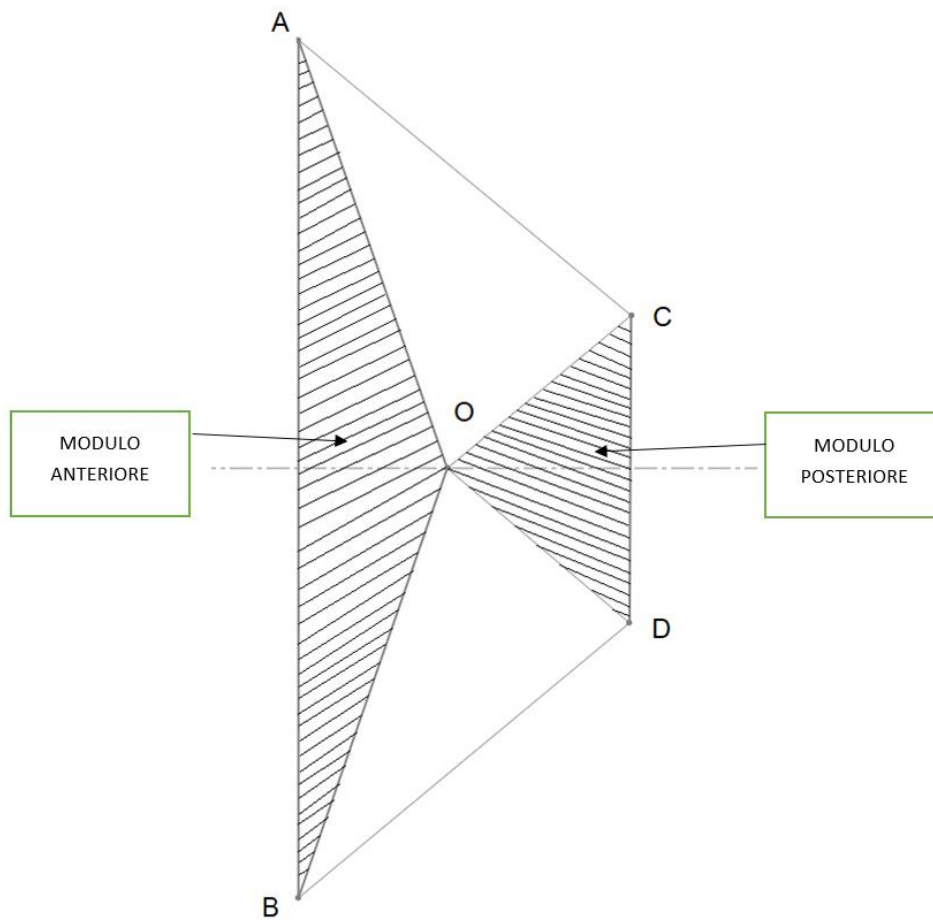


FIG. 2.2 - SCHEMA GIUNTO + CILINDRI IN CONFIGURAZIONE RETTILINEA

Il punto O rappresenta il perno su cui agisce la rotazione e di conseguenza BD e AC risultano essere le linee che congiungono le due cerniere dei due moduli, collegate tra di loro attraverso il sistema cilindro-pistone attuato dal sistema idraulico. Nella configurazione sterzante le lunghezze BD e AC cambiano, proprio perché i mutui spostamenti dei pistoni all'interno delle relative camicie generano l'angolo relativo α (Fig. 2.3). Nello studio della sterzata di questo veicolo considereremo sempre la convenzione di α positivo se antiorario (se la sterzata avviene verso sinistra).

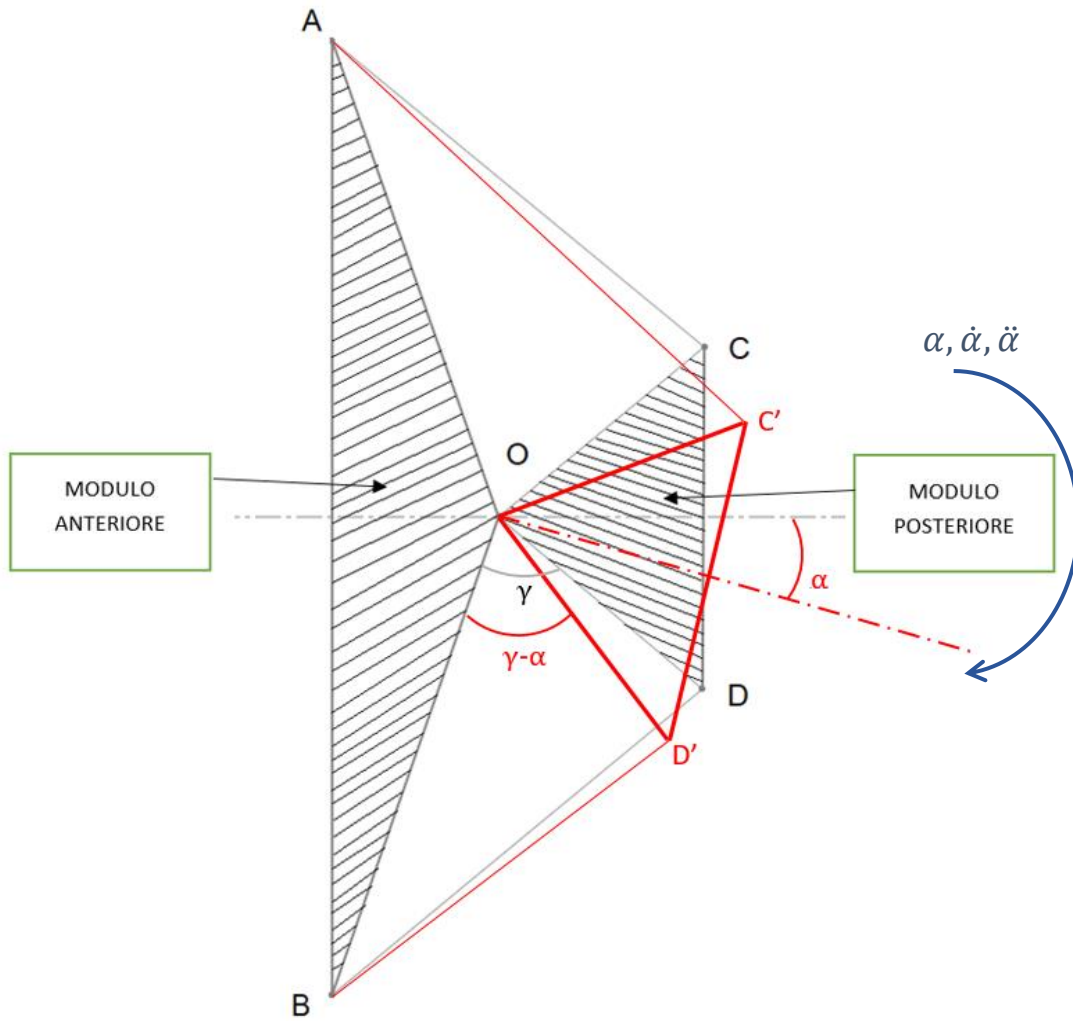


FIG. 2.3 - SCHEMA GIUNTO + CILINDRI IN CONFIGURAZIONE STERZANTE

Indicando con d_I la lunghezza dei lati congruenti AO e BO, con d_{II} la lunghezza dei lati congruenti OC e OD e con γ l'angolo $\hat{A}OC$, che sarà uguale all'angolo $\hat{B}OD$, possiamo scrivere AC' e BD', ovvero le lunghezze dei sistemi cilindro-pistone in configurazione sterzante, in funzione dell'angolo di sterzata α .

Considerando il sistema in configurazione sterzante (Fig. 2.3), poiché i triangoli evidenziati rappresentano corpi rigidi possiamo dedurre lunghezza dei loro lati non varia, ovvero la lunghezza di OC' e OD' rimarrà pari a d_{II} . In particolare, considerando il triangolo BOD possiamo valutare la lunghezza del lato BD' tramite il teorema del coseno:

$$\overline{BD'}^2 = d_I^2 + d_{II}^2 - 2d_I d_{II} \cos(\gamma - \alpha) \quad (1)$$

E quindi:

$$\overline{BD'} = \sqrt{d_I^2 + d_{II}^2 - 2d_I d_{II} \cos(\gamma - \alpha)} \quad (2)$$

Specularmente possiamo quindi ricavare l'espressione della lunghezza di AC':

$$\overline{AC'} = \sqrt{d_I^2 + d_{II}^2 - 2d_I d_{II} \cos(\gamma + \alpha)} \quad (3)$$

Similmente, considerando i due moduli in rettilineo risulta immediata la valutazione delle lunghezze di BD e AC, che saranno pari alle espressioni (4) e (5) quando α è nullo:

$$\overline{BD} = \sqrt{d_I^2 + d_{II}^2 - 2d_I d_{II} \cos(\gamma)} \quad (4)$$

$$\overline{AC} = \sqrt{d_I^2 + d_{II}^2 - 2d_I d_{II} \cos(\gamma)} \quad (5)$$

Queste equazioni sono utili per lo studio della cinematica all'interno dei cilindri in funzione dell'angolo relativo, in particolare da queste espressioni sono facilmente ricavabili gli spostamenti dei pistoni all'interno dei cilindri rispetto alla loro posizione in configurazione rettilinea:

$$\Delta x_L = \overline{BD} - \overline{BD'} = \sqrt{d_I^2 + d_{II}^2 - 2d_I d_{II} \cos(\gamma)} - \sqrt{d_I^2 + d_{II}^2 - 2d_I d_{II} \cos(\gamma - \alpha)} \quad (6)$$

$$\Delta x_R = \overline{AC'} - \overline{AC} = \sqrt{d_I^2 + d_{II}^2 - 2d_I d_{II} \cos(\gamma + \alpha)} - \sqrt{d_I^2 + d_{II}^2 - 2d_I d_{II} \cos(\gamma)} \quad (7)$$

I segni derivano dalla convenzione di considerare spostamenti positivi quando $\alpha > 0$ (rotazione antioraria) e viceversa quando $\alpha < 0$.

Derivando rispetto al tempo le Eq. (2) e (3) riusciamo a ricavarci anche le espressioni delle velocità dei pistoni:

$$\dot{x}_R = \frac{d}{dt} \overline{AC'} = \dot{\alpha} \frac{d_I^2 + d_{II}^2 - 2d_I d_{II} \sin(\gamma + \alpha)}{\sqrt{d_I^2 + d_{II}^2 - 2d_I d_{II} \cos(\gamma + \alpha)}} \quad (8)$$

$$\dot{x}_L = \frac{d}{dt} \overline{BD'} = \dot{\alpha} \frac{d_I^2 + d_{II}^2 - 2d_I d_{II} \sin(\gamma - \alpha)}{\sqrt{d_I^2 + d_{II}^2 - 2d_I d_{II} \cos(\gamma - \alpha)}} \quad (9)$$

2.2.SISTEMA IDRAULICO DI STERZO

Per automatizzare il sistema di sterzo abbiamo bisogno di un sistema idraulico dotato di elettrovalvole proporzionali in grado di fornire ai cilindri una portata tale da generare una coppia sterzante in grado di vincere le resistenze al moto e le coppie inerziali.

In particolare, possiamo differenziare le varie valvole all'interno del nostro impianto monoblocco (Fig. 2.4), a seconda della loro funzione e della loro caratteristica:

- VM1 limitatrice di pressione sulla mandata della pompa;
- VP1 proporzionale per portata normalmente chiusa, limita la quantità di olio mandata al circuito, assicurando che l'olio mandato nei cilindri mantenga una temperatura accettabile per il corretto funzionamento dell'impianto;
- VP2 proporzionale per portata a centro chiuso, gestisce le quantità di olio mandate nei due cilindri in modo da poter fornire una coppia sul giunto che garantisce la sterzata;
- VM2 limita gli sforzi massimi che agiscono sui cilindri, in modo che non vi sia sollecitazione maggiore di quella ammessa.

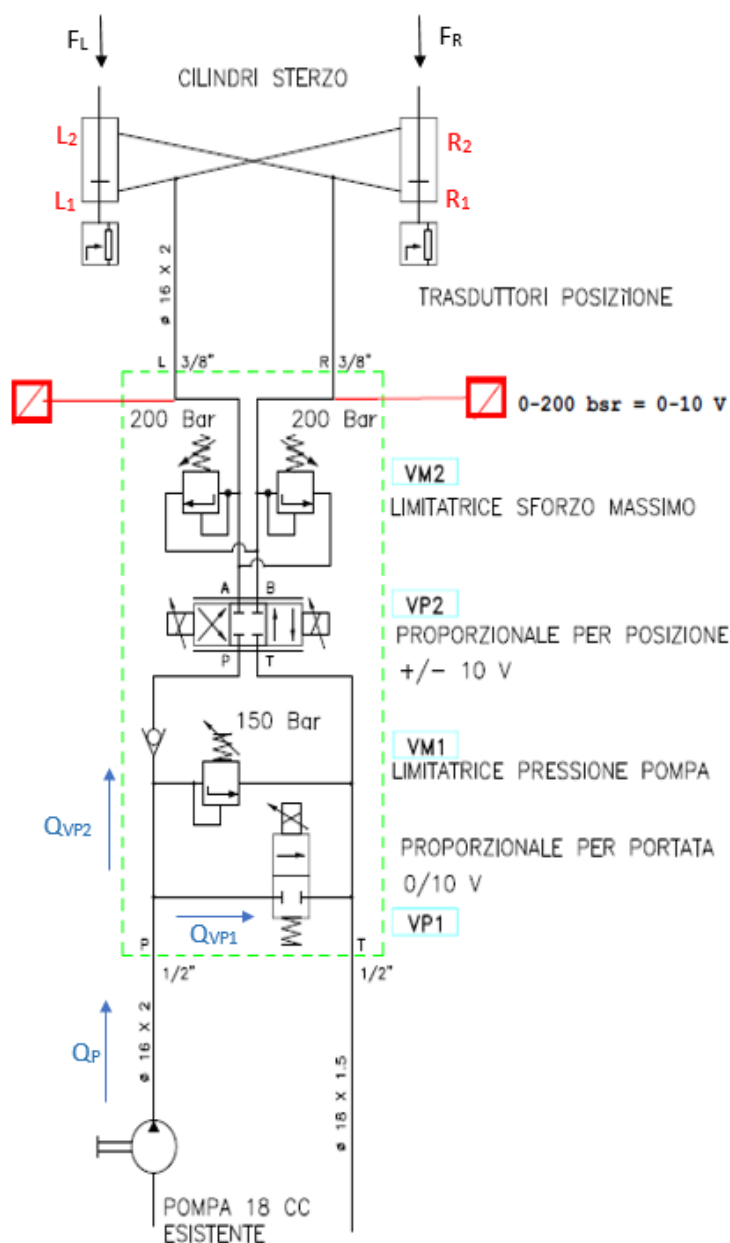


FIG. 2.4 - SCHEMA FUNZIONALE SISTEMA IDRAULICO STERZANTE

Le valvole che dovranno essere comandate sono VP1 e VP2 che riceveranno un segnale di tensione in base alla percentuale di apertura desiderata della valvola. In particolare mentre VP1 risponde a un segnale nel *range* di 0 V ÷ +10 V, VP2 risponde a un segnale nel *range* di -10 V ÷ +10 V. VP1 dovrà essere totalmente aperta nel caso di traslazione in rettilineo, poiché i cilindri non necessitano di olio, che dunque verrà mandato tutto allo scarico e, in maniera opposta, dovrà essere chiusa quando si richiede una coppia sul giunto elevata. Lo scopo di VP1 è quello di limitare la temperatura dell'olio all'interno del circuito mandando in scarico l'olio che non è necessario ai fini della sterzata.

In questo lavoro di tesi ci si limita a dare alla VP1 un segnale inverso al valore assoluto di quello che regola VP2 - Eq. (10).

$$T(VP1) = 10 - |T(VP2)| \text{ [V]} \quad (10)$$

La valvola VP2 è un distributore 4/3 proporzionale e indichiamo la sua apertura percentuale con il parametro X_v ; esso è legato al segnale che si manda alla valvola e sarà compreso tra i valori -1 e 1. La schematizzazione in Fig. 2.5 descrive il funzionamento di tale valvola:

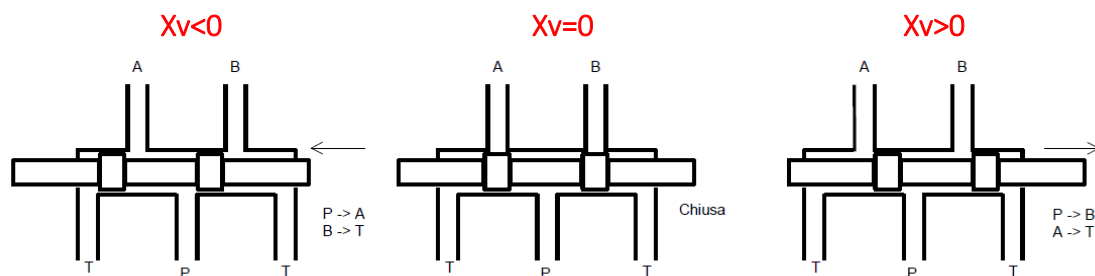


FIG. 2.5 - DA SINISTRA - ALIMENTAZIONE IN A, B SCARICA - VALVOLA CHIUSA - ALIMENTAZIONE IN B, A SCARICA

Nella Fig. 2.5, A e B rappresentano i terminali dell'impianto, rispettivamente A comunica con L_1 e R_2 mentre B con L_2 e R_1 . P e T, invece, rappresentano rispettivamente l'alimentazione e il serbatoio.

2.2.1. Valutazione Pressioni

Per poter gestire la sterzata del veicolo e quindi la variazione dell'angolo relativo tra i due moduli, bisognerà progettare un sistema *closed loop* all'interno del quale ci sarà il modello di attuazione delle elettrovalvole collegate ai cilindri con la relativa logica di controllo. Gli input che provengono dal modello di veicolo sono le posizioni e le velocità di entrambi i sistemi cilindro-pistone, mentre gli output sarà rappresentato dalla coppia di azione sul primo modulo e da quella di reazione del secondo modulo.

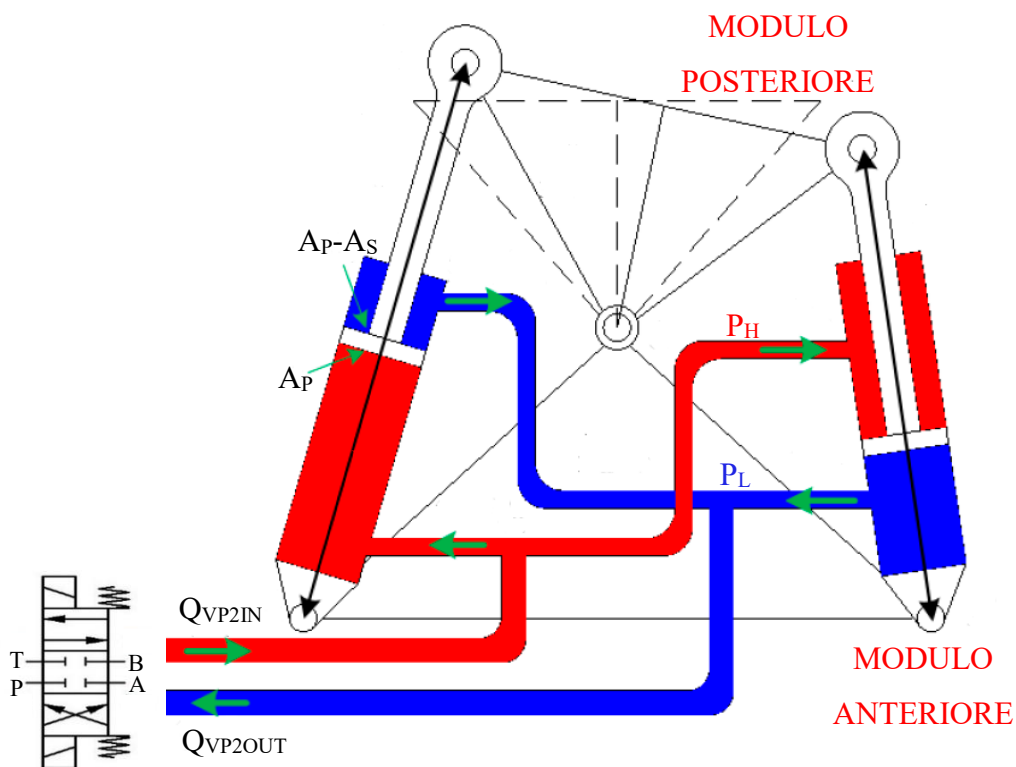


FIG. 2.6 - SCHEMA SISTEMA STERZANTE - CILINDRI

Per poter ricavare le forze, quindi, dobbiamo conoscere le pressioni all'interno delle camere nei due cilindri. Si può notare dalla Fig. 2.6 che a seconda del segnale che si darà alla valvola VP2 le camere dei due cilindri saranno caratterizzate da una P_H (Alta pressione) o da una P_L (Bassa pressione). In particolare, indicando con P_A la pressione che c'è alla bocca A della valvola VP2 e con P_B la pressione che c'è alla bocca della valvola P_B , avremo che quando $X_V > 0$ $P_B = P_H$ e $P_A = P_L$ e quando $X_V < 0$ $P_A = P_H$ e $P_B = P_L$.

Tali pressioni potranno essere calcolate conoscendo le portate all'interno dell'impianto e le aree di apertura delle valvole VP1 e VP2, comandate dai segnali derivanti dal controllore. Q_P rappresenta la portata della pompa. Q_{VP2IN} rappresenta la portata che entra

dalla valvola VP2 all'interno delle camere dei cilindri. Quest'ultima risente della dinamica della pressione all'interno delle camere alimentate e allo stesso modo Q_{VP2OUT} , portata mandata in scarico, risentirà della variazione di pressione all'interno delle altre due camere [4] [6]. Possiamo scrivere le equazioni che definiscono la dinamica delle pressioni nelle camere, distinguendo il caso in cui $X_v > 0$ e il caso in cui $X_v < 0$:

$$\frac{dP_B}{dt} = \frac{\beta}{V_B} (Q_{VP2,in} - \dot{V}_B) \left[\frac{m^3}{s} \right] (X_v > 0) \quad (11)$$

$$\frac{dP_A}{dt} = \frac{\beta}{V_A} (Q_{VP2,out} - \dot{V}_A) \left[\frac{m^3}{s} \right] (X_v > 0) \quad (12)$$

$$\frac{dP_B}{dt} = \frac{\beta}{V_B} (Q_{VP2,out} - \dot{V}_B) \left[\frac{m^3}{s} \right] (X_v < 0) \quad (13)$$

$$\frac{dP_A}{dt} = \frac{\beta}{V_A} (Q_{VP2,in} - \dot{V}_A) \left[\frac{m^3}{s} \right] (X_v < 0) \quad (14)$$

Dove:

- β è il modulo di comprimibilità dell'olio;
- V_A e V_B sono i volumi occupabili dall'olio all'interno delle camere collegate rispettivamente con le bocche A e B di VP2;
- \dot{V}_A e \dot{V}_B le rispettive derivate dei volumi ed è presente il segno meno poiché un'espansione (aumento del volume) dà un apporto negativo alla variazione di pressione nella camera, viceversa una compressione (riduzione di volume) provoca un aumento di pressione.

In particolare avremo:

$$V_A = (x_{R,0} - \Delta x_R)(A_P - A_S)(x_{L,0} - \Delta x_L)A_P [m^3] \quad (15)$$

$$V_B = (x_{L,0} + \Delta x_L)(A_P - A_S) + (x_{R,0} + \Delta x_R)A_P [m^3] \quad (16)$$

$$\dot{V}_A = -\dot{x}_R(A_P - A_S) - \dot{x}_L A_P [m^3] \quad (17)$$

$$\dot{V}_B = \dot{x}_L(A_P - A_S) + \dot{x}_R A_P [m^3] \quad (18)$$

Dove:

- x_0 è la posizione del pistone all'interno del cilindro in rettilineo;
- Δx è la variazione di posizione del pistone all'interno del cilindro rispetto a x_0 – Eq. (6) e (7);
- \dot{x} è la velocità del pistone – Eq. (8).

Il segno delle ultime due sarà positivo nel caso la manovra di sterzata sia antioraria e negativo nel caso sia oraria.

Similmente si può valutare la derivata della pressione a valle della pompa:

$$\frac{dP_P}{dt} = \frac{\beta}{V_T} (Q_P - Q_{VP1} - Q_{VP2,in}) \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad (19)$$

Dove V_T è il volume dei tubi a valle della pompa.

Le portate che circolano all'interno delle valvole dipendono anche dalla caduta di pressione all'interno di esse, ovvero la differenza tra pressione a valle e a monte delle valvole [4]:

$$Q_{VP1} = |1 - Xv| c_q A_{VP1,max} \sqrt{\frac{2|P_P - P_{atm}|}{\rho}} \text{sign}(P_P - P_{atm}) \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad (20)$$

$$Q_{VP2,in} = |Xv| c_q A_{VP2,max} \sqrt{\frac{2|P_P - P_B|}{\rho}} \text{sign}(P_P - P_B) \left[\frac{m^3}{s} \right] (Xv > 0) \quad (21)$$

$$Q_{VP2,out} = |Xv| c_q A_{VP2,max} \sqrt{\frac{2|P_{atm} - P_A|}{\rho}} \text{sign}(P_{atm} - P_A) \left[\frac{m^3}{s} \right] (Xv > 0) \quad (22)$$

$$Q_{VP2,in} = |Xv| c_q A_{VP2,max} \sqrt{\frac{2|P_P - P_A|}{\rho}} \text{sign}(P_P - P_A) \left[\frac{m^3}{s} \right] (Xv < 0) \quad (23)$$

$$Q_{VP2,out} = |Xv| c_q A_{VP2,max} \sqrt{\frac{2|P_{atm} - P_B|}{\rho}} \text{sign}(P_{atm} - P_B) \left[\frac{m^3}{s} \right] (Xv < 0) \quad (24)$$

$A_{VP1,max}$ e $A_{VP2,max}$ rappresentano le massime aree delle luci delle valvole proporzionali che moltiplicate per il valore assoluto della percentuale di apertura che imponiamo forniscono le aree effettive degli orifici; c_q è il coefficiente di flusso nella valvola, il quale

valore dovrà essere valutato grazie ai valori di portata riportati dal costruttore della valvola in determinate condizioni (apertura massima cassetto e valore fissato di caduta di pressione). In questo modo avremo che all'interno delle equazioni delle portate attraverso la valvola è presente una costante $k = c_q A_{V,max} \sqrt{\frac{2}{\rho}}$. Le equazioni saranno quindi semplificate in questo modo:

$$Q_{VP1} = |1 - Xv| k_{VP1} \sqrt{|P_P - P_{atm}|} \text{sign}(P_P - P_{atm}) \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad (25)$$

$$Q_{VP2,in} = |Xv| k_{VP2} \sqrt{|P_P - P_B|} \text{sign}(P_P - P_B) \left[\frac{m^3}{s} \right] (Xv > 0) \quad (26)$$

$$Q_{VP2,out} = |Xv| k_{VP2} \sqrt{|P_{atm} - P_A|} \text{sign}(P_{atm} - P_A) \left[\frac{m^3}{s} \right] (Xv > 0) \quad (27)$$

$$Q_{VP2,in} = |Xv| k_{VP2} \sqrt{|P_P - P_A|} \text{sign}(P_P - P_A) \left[\frac{m^3}{s} \right] (Xv < 0) \quad (28)$$

$$Q_{VP2,out} = |Xv| k_{VP2} \sqrt{|P_{atm} - P_B|} \text{sign}(P_{atm} - P_B) \left[\frac{m^3}{s} \right] (Xv < 0) \quad (29)$$

Dallo schema in Fig. 2.6 si nota come $P_A = P_{L1} = P_{R2}$ e $P_B = P_{L2} = P_{R1}$. La dipendenza biunivoca tra le portate che circolano e le pressioni nel circuito permette la natura *Closed Loop* del modello, schematizzato Fig. 2.7.

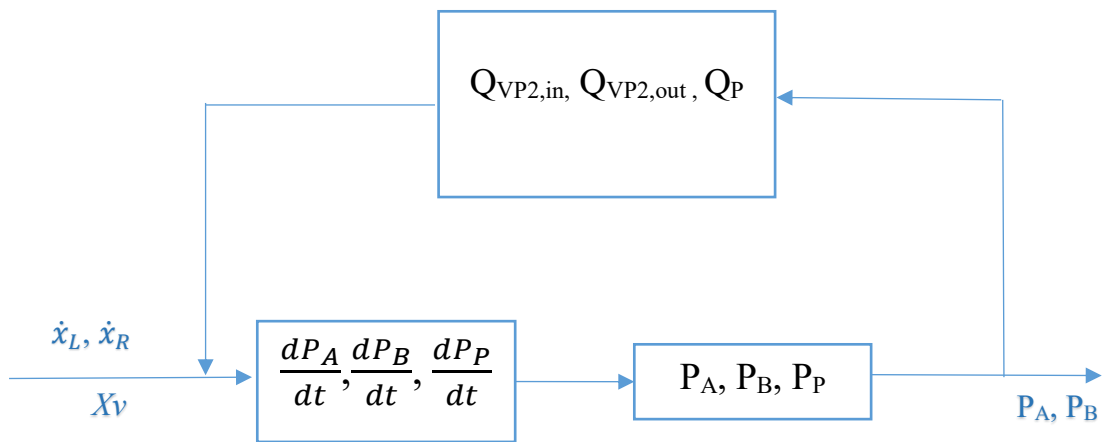


FIG. 2.7 - SCHEMA A BLOCCHI VALUTAZIONE PRESSIONI

Le equazioni che correlano le pressioni nelle camere e la coppia possono essere ricavate effettuando lo studio dinamico su entrambi i sistemi cilindro pistone o, in alternativa, studiare un sistema semplificato composto da un unico attuatore a doppio stelo con il relativo calcolo della coppia che deriva direttamente dalle pressioni in gioco. Mentre nel primo caso sarà necessario valutare le forze che agiscono su entrambi i cilindri, nel secondo, trattandosi di un solo cilindro equivalente, sarà possibile valutare la coppia direttamente da una forza equivalente legata alla differenza delle due pressioni. Inoltre nella prima schematizzazione terremo conto della variazione del valore dei bracci delle forze relativi al calcolo della coppia, mentre nella seconda semplificheremo il tutto utilizzando un braccio costante pari alla distanza minima tra lo stelo del pistone e il giunto O.

2.2.2. Calcolo delle forze

Per quanto riguarda il primo approccio tracciamo i diagrammi di corpo libero dei pistoni trascurando la loro inerzia:

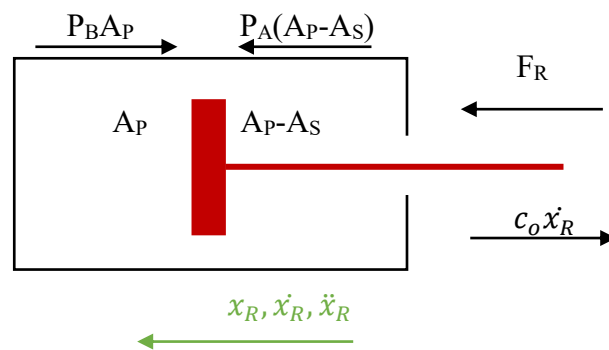


FIG. 2.8 - DIAGRAMMA DI CORPO LIBERO CILINDRO DESTRO

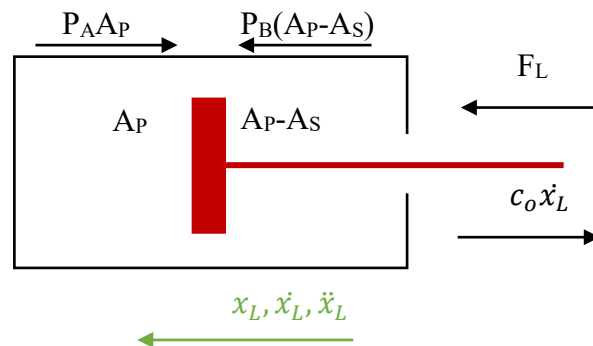


FIG. 2.9 - DIAGRAMMA DI CORPO LIBERO CILINDRO SINISTRO

Dove F sono le forze che agiscono sui pistoni e c_o è il coefficiente di smorzamento dell'olio.

Le equazioni di equilibrio sono:

$$F_R = P_B A_P - P_A (A_P - A_S) + c_o \dot{x}_R \text{ [N]} \quad (30)$$

$$F_L = P_A A_P - P_B (A_P - A_S) + c_o \dot{x}_L \text{ [N]} \quad (31)$$

2.2.3. Calcolo Coppia

Una volta che si conoscono le forze che agiscono sui cilindri si può ricavare la coppia che esse provocano sul giunto. La valutazione di questa non è immediata; infatti le rette d'azione delle forze coincidono con gli assi dei cilindri, che ruotano in base alla rotazione relativa dei due moduli e i bracci relativi a tali forze rispetto al giunto non sono fissi, ma anch'essi variano rispetto ad α . In particolare, se consideriamo lo schema del giunto in Fig. 2.10, avremo che i bracci delle forze coincidono relativamente con l'altezza del triangolo AOC' h_L per la forza che agisce sul cilindro sinistro F_L e con l'altezza del triangolo BOD' h_R per la forza che agisce sul cilindro destro F_R . Tali altezze possono essere valutate utilizzando il teorema dei seni e le relazioni per i triangoli rettangoli.

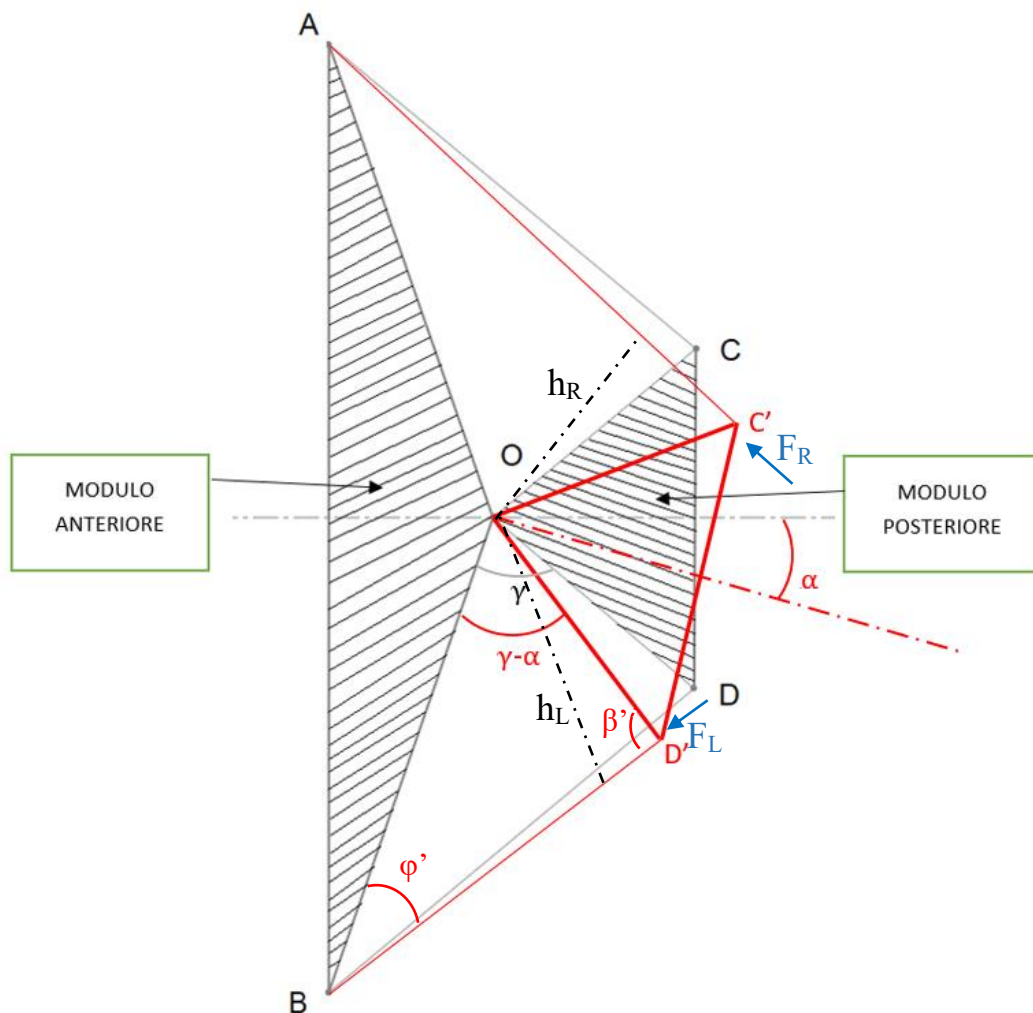


FIG. 2.10 - SCHEMA GIUNTO + CILINDRI CON FORZE E RELATIVE COMPONENTI

Considerando il triangolo BOD' possiamo esprimere il teorema dei seni:

$$\frac{\overline{BD'}}{\text{sen}(\gamma - \alpha)} = \frac{\overline{OD'}}{\text{sen}(\varphi')} = \frac{\overline{BO}}{\text{sen}(\beta')} \quad (32)$$

Essendo h_L l'altezza del triangolo rispetto al lato BD' possiamo scrivere le due relazioni che definiscono h_L

$$h_L = \overline{OD'} \text{sen}(\varphi) \text{ [m]} \quad (33)$$

$$h_L = \overline{BO} \text{sen}(\beta) \text{ [m]} \quad (34)$$

E andando a sostituire nella (33) otteniamo:

$$h_L = \frac{\overline{BO} \overline{OD'} \text{sen}(\gamma - \alpha)}{\overline{BD'}} \text{ [m]} \quad (35)$$

In maniera speculare è possibile scrivere l'espressione di h_R :

$$h_R = \frac{\overline{AO} \overline{OC'} \text{sen}(\gamma + \alpha)}{\overline{AC'}} \text{ [m]} \quad (36)$$

La coppia di azione sul primo modulo sarà data dal contributo delle due forze moltiplicate per i relativi bracci, utilizzando sempre la convenzione della coppia positiva se antioraria:

$$C_1 = F_L h_L - F_R h_R \text{ [Nm]} \quad (37)$$

Di conseguenza la coppia di reazione del modulo posteriore C_2 sarà uguale e contraria a C_1 :

$$C_2 = F_R h_R - F_L h_L \text{ [Nm]} \quad (38)$$

2.2.4. Semplificazione con singolo cilindro a doppio stelo– Calcolo coppia

I due cilindri possono essere schematizzati come un cilindro a doppio stelo [2] con un'area equivalente pari a:

$$A_{eq} = \frac{\pi}{4} (2d_p^2 - d_s^2) \text{ [m}^2\text{]} \quad (39)$$

Dove d_p è il diametro del pistone e d_s è il diametro dello stelo dei cilindri singoli.

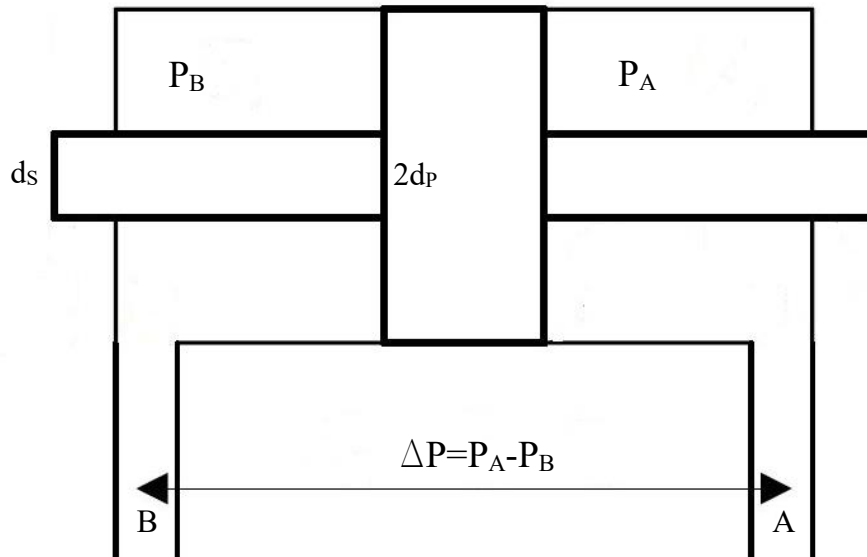


FIG. 2.11 - SCHEMATIZZAZIONE SISTEMA IDRAULICO CON UNICO CILINDRO A DOPPIO STELO EQUIVALENTE [2]

La forza equivalente risulta essere uguale alla differenza delle pressioni moltiplicata per l'area equivalente:

$$F_{eq} = A_{eq} (P_A - P_B) \text{ [N]} \quad (40)$$

La coppia sul giunto può essere valutata moltiplicando tale forza equivalente per la distanza minima tra l'asse dello stelo del cilindro e il giunto O (h_0) (Fig. 2.12):

$$C_1 = A_{eq} (P_A - P_B) h_0 \text{ [Nm]} \quad (41)$$

E di conseguenza la coppia di reazione del modulo posteriore sarà pari a:

$$C_2 = A_{eq} (P_B - P_A) h_0 \text{ [Nm]} \quad (42)$$

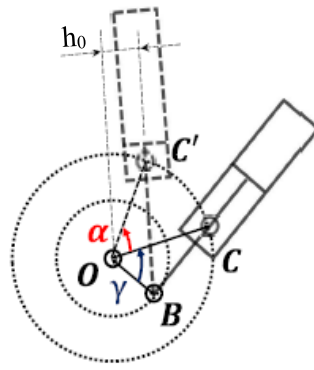


FIG. 2.12 - PARTICOLARE DEL SISTEMA STERZANTE DOVE h_0 È LA DISTANZA MINIMA TRA IL CILINDRO E IL CENTRO DEL GIUNTO IN CONDIZIONI RETTILINEE E VIENE UTILIZZATA COME BRACCIO COSTANTE PER LA COPPIA EQUIVALENTE NEL SISTEMA SEMPLIFICATO [6]

Questo modello di sistema idraulico contiene due semplificazioni, una legata al considerare un unico cilindro a doppio stelo equivalente e l'altra relativa al braccio della coppia considerato costante. Per questo utilizzare tali semplificazioni può essere utile unicamente per validare il modello idraulico verificando che i risultati che si ottengono siano coerenti.

2.3.SISTEMA OPEN LOOP – CONTROLLO SU XV

Un sistema *Open Loop*, o ad anello aperto, è un tipo di sistema di controllo continuo in cui l'uscita non ha nessun'influenza o effetto sull'azione di controllo del segnale di ingresso. Nel caso del BRT il controllo in anello aperto significa l'applicazione di un segnale direttamente sulla valvola senza nessun *feedback* da parte del vero parametro che si vuole controllare, ovvero l'angolo relativo. Quindi nella pratica si genera un segnale in termini di spostamento di cassetto X_v e si vede come varia l'angolo relativo.

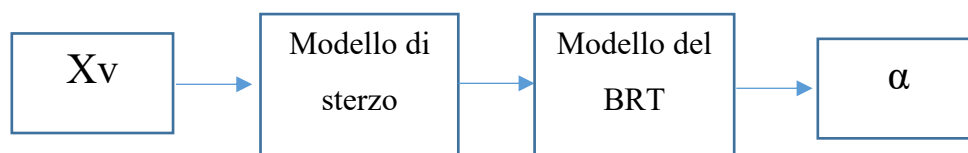


FIG. 2.13 – SCHEMA A BLOCCHI OPEN LOOP

Effettuare delle simulazioni o delle prove in *Open Loop* risulta fondamentale per analizzare gli andamenti dei vari parametri nella dinamica del veicolo e nel sistema idraulico. In particolare risulta utile verificare se applicando una storia temporale di X_v simmetrici il comportamento dei parametri risulta simmetrico, come ad esempio l'applicazione di *step* alterni ad X_v .

2.3.1. Manovra con X_v a *step* alterni

Questa prova consiste nell'applicare degli *step* ad X_v in modo da avere una sequenza temporale completamente simmetrica:

- Inizialmente il veicolo è in rettilineo. La velocità del veicolo è costante e pari a $10 \frac{\text{km}}{\text{h}}$;
- A 25 secondi dall'inizio della prova si apre la valvola del 10% della sua apertura massima verso la direzione che per convenzione è positiva ($X_v=0.1$);
- Dopo 10 secondi la valvola viene nuovamente chiusa;
- Dopo 10 secondi si apre la valvola del 10% della sua apertura massima verso la direzione che per convenzione è negativa ($X_v=-0.1$);
- Dopo 10 secondi la valvola viene chiusa nuovamente e la prova termina dopo 25 secondi.

La sequenza dei segnali che verranno applicati alla valvola proporzionale VP2 è schematizzata nel grafico in Fig. 2.14:

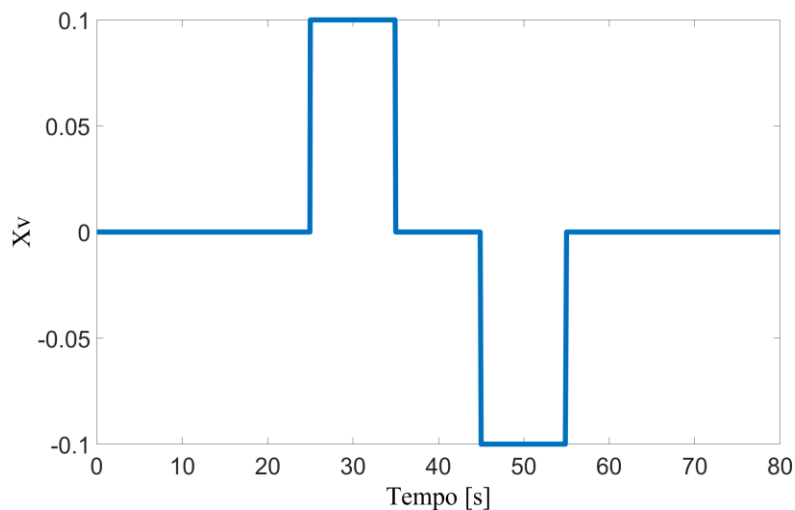


FIG. 2.14 - SEQUENZA TEMPORALE X_v NELLA SIMULAZIONE A *STEP* ALTERNATI

I risultati principali derivanti da tale simulazione sono visualizzabili nei seguenti grafici:

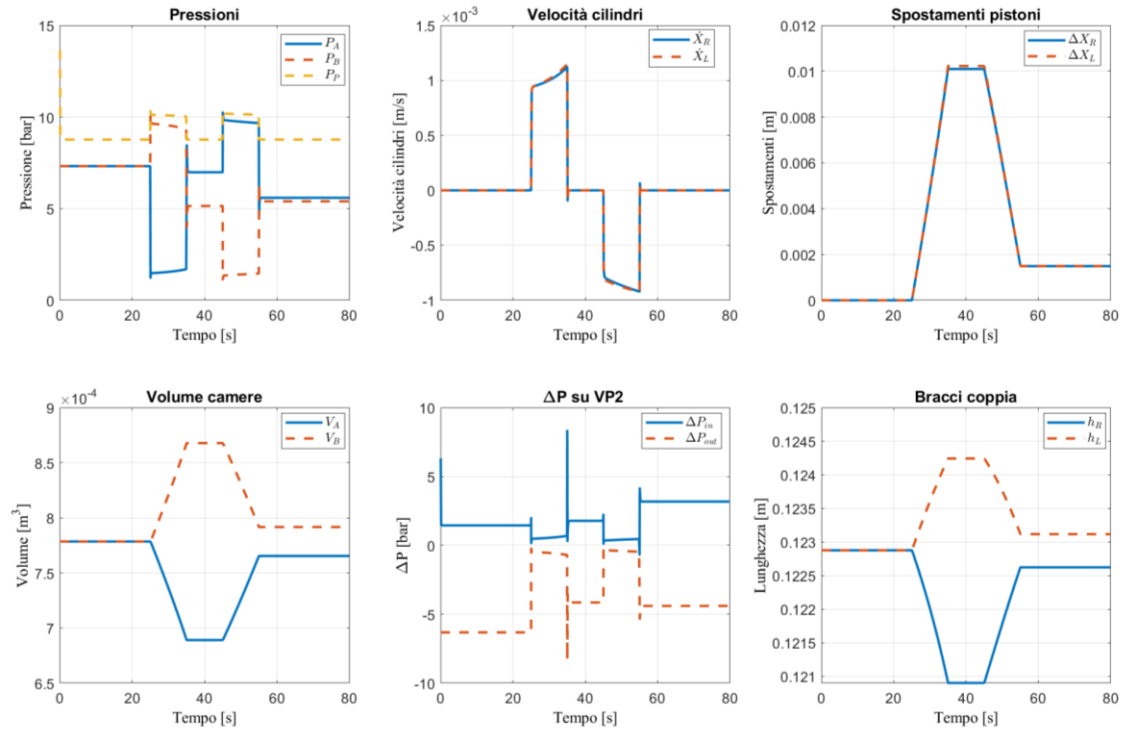


FIG. 2.15 – RISULTATI (PARTE 1) SIMULAZIONE A STEP ALTERNI CON APERTURA DEL 10% DELL'APERTURA MASSIMA DELLA VALVOLA A VELOCITÀ DEL VEICOLO COSTANTE PARI A $10 \frac{m}{sec}$

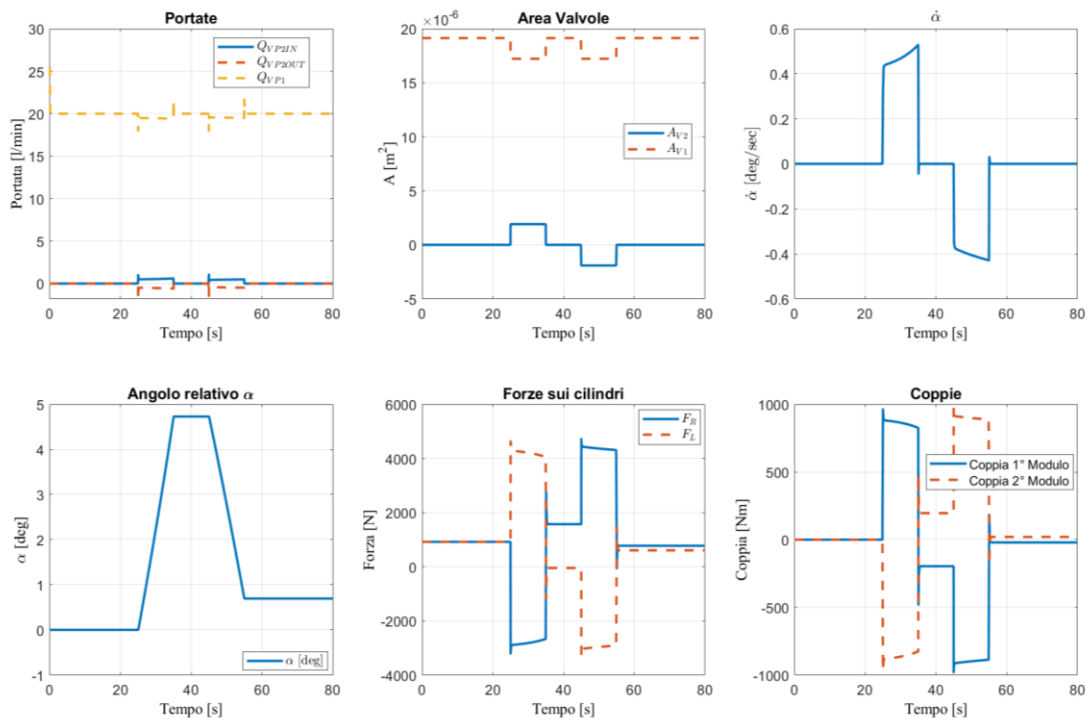


FIG. 2.16 - RISULTATI (PARTE 2) SIMULAZIONE A STEP ALTERNI CON APERTURA DEL 10% DELL'APERTURA MASSIMA DELLA VALVOLA A VELOCITÀ DEL VEICOLO COSTANTE PARI A $10 \frac{km}{h}$

Dai risultati si notano alcune caratteristiche del sistema importanti per la progettazione di un sistema di controllo:

- Non vi è una relazione lineare tra X_v e α . Infatti a un comportamento a gradino del segnale che si applica alla valvola, l'angolo relativo risponde con un comportamento lineare a rampa;
- Diversamente, è individuabile una correlazione tra X_v e $\dot{\alpha}$. Infatti, nel momento in cui si applica lo *step* a X_v , $\dot{\alpha}$ segue il comportamento a gradino di X_v e in seguito, quando la valvola viene mantenuta aperta, la velocità angolare relativa tra i due moduli non segue più l'andamento di X_v ma cresce leggermente e ciò è dovuto all'effetto della variazione di α e della caduta di pressione lungo la valvola VP2 come si vedrà in seguito nel paragrafo 3.2;
- L'andamento dell'angolo relativo risulta non essere simmetrico come quello del segnale di apertura della valvola. Infatti in Fig. 2.16 si nota come la storia temporale di $\dot{\alpha}$ non risulta simmetrica e ciò comporta un valore finale di α diverso da 0° e pari a 0.7° .

Quest'ultimo risultato deriva dall'effetto isteresi presente nell'impianto idraulico. Infatti come si potrà vedere nel paragrafo 3.2, ovvero nella progettazione della logica di controllo di basso livello di tipo *Feedforward*, e in particolare nella Eq. (69) la relazione stazionaria tra X_v e α non è lineare e quindi a un comando simmetrico di X_v non corrisponde un comando simmetrico di α .

2.3.2. *Sweep Steer* – Analisi in frequenza

Nei veicoli con sterzata che agisce direttamente sulle ruote, la manovra di *Sweep Steer* consiste nell'eccitare il volante in modo sinusoidale a frequenza linearmente crescente in un *range* di frequenze e ad ampiezza costante (Segnale *Chirp*), in modo da analizzare la risposta del veicolo all'input sterzante. In maniera analoga si può effettuare una manovra simile sul veicolo cingolato bi-modulare dando alla valvola VP2 un segnale *Chirp* di X_v (Fig. 2.17).

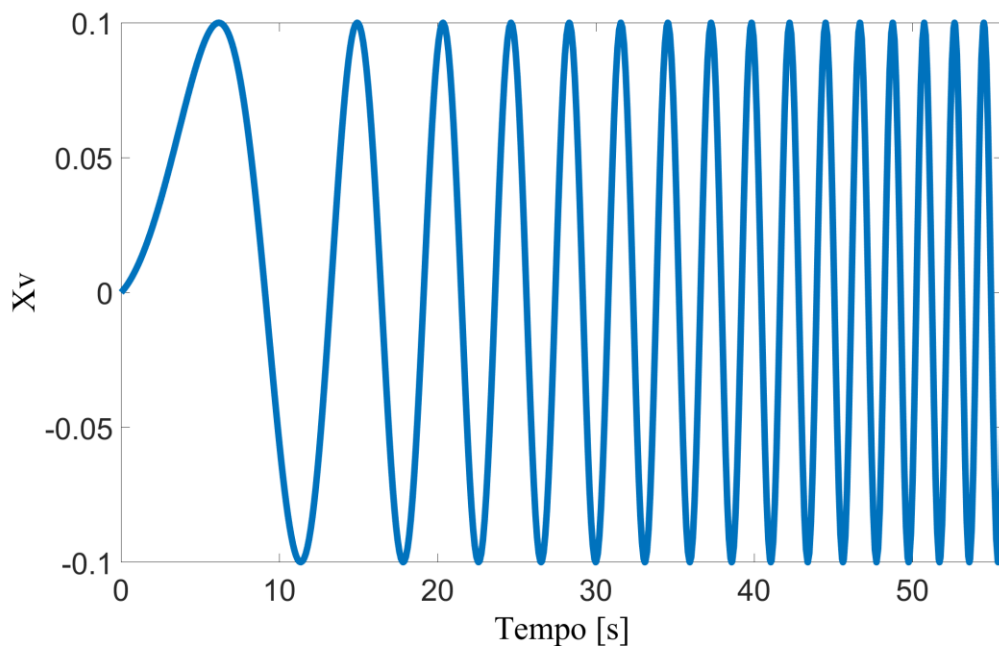


FIG. 2.17 – *SWEEP STEER* – ESEMPIO DI SEGNALE *CHIRP* DI X_v (FREQUENZA INIZIALE= 0.01 Hz, AMPIEZZA $X_v=0.1$)

Si può analizzare la risposta del veicolo all'input sterzante grazie al Diagramma di Bode del rapporto $\frac{\alpha}{X_v}$, in modo da capire quale sia il *range* di frequenze per il quale il veicolo risponde all'input.

Effettuando una simulazione di *Sweep Steer* di ampiezza $X_v=0,1$, con frequenza iniziale pari a 0.01 Hz e frequenza finale pari a 1 Hz a velocità del veicolo costante e pari a $10 \frac{km}{h}$ si ottengono i seguenti risultati:

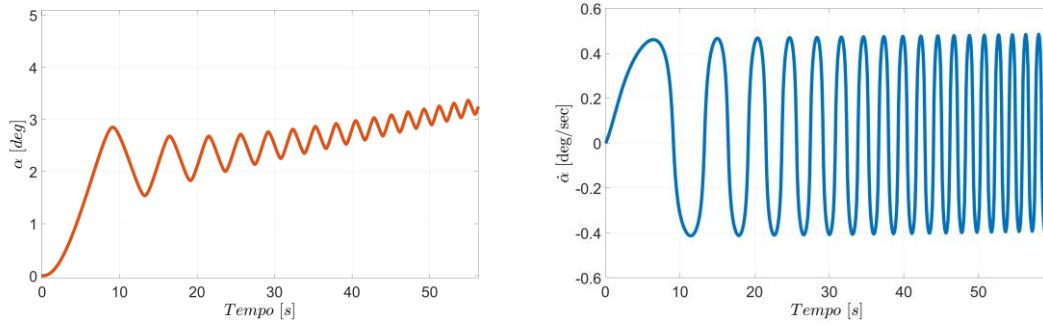


FIG. 2.18 – ANGOLO RELATIVO E LA SUA DERIVATA IN *SWEEP STEER*

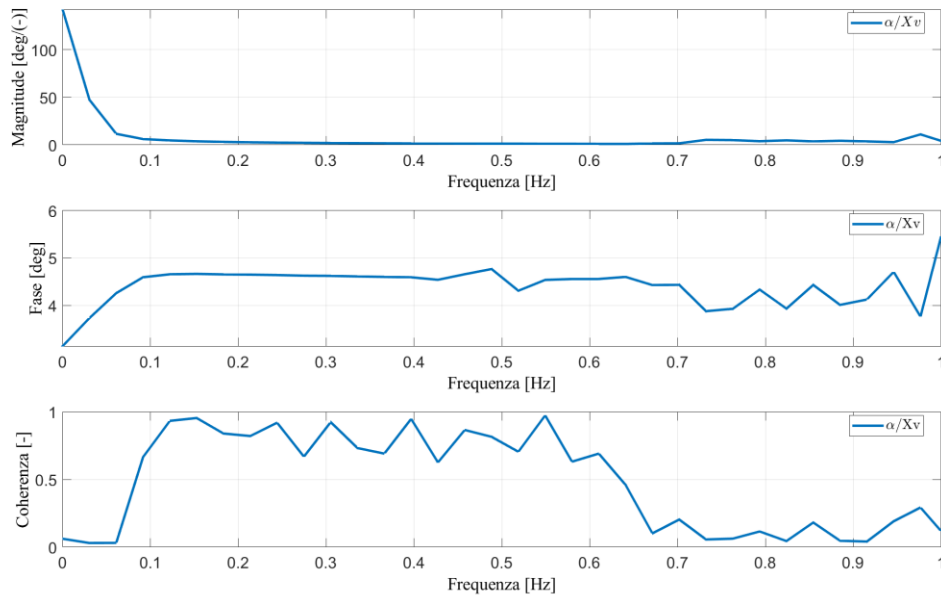


FIG. 2.19 – RISPOSTA IN FREQUENZA DEL VEICOLO ALL'INPUT STERZANTE

Dal diagramma di Bode in Fig. 2.19 si osserva come per basse frequenze $\frac{\alpha}{X_v}$ tende a infinito e oltre i valori di frequenza pari a 0.1 Hz il rapporto tra segnale di uscita e di entrata diventa molto piccolo. Questo risultato è una conferma della dinamica 'lenta' del veicolo dovuta alle inerzie molto elevate del *BRT*.

Allo stesso modo si può analizzare la risposta dinamica del sistema idraulico di sterzo, considerando come funzione di risposta in frequenza il rapporto tra coppia sterzante e apertura della valvola $\frac{C_S}{X_v}$.

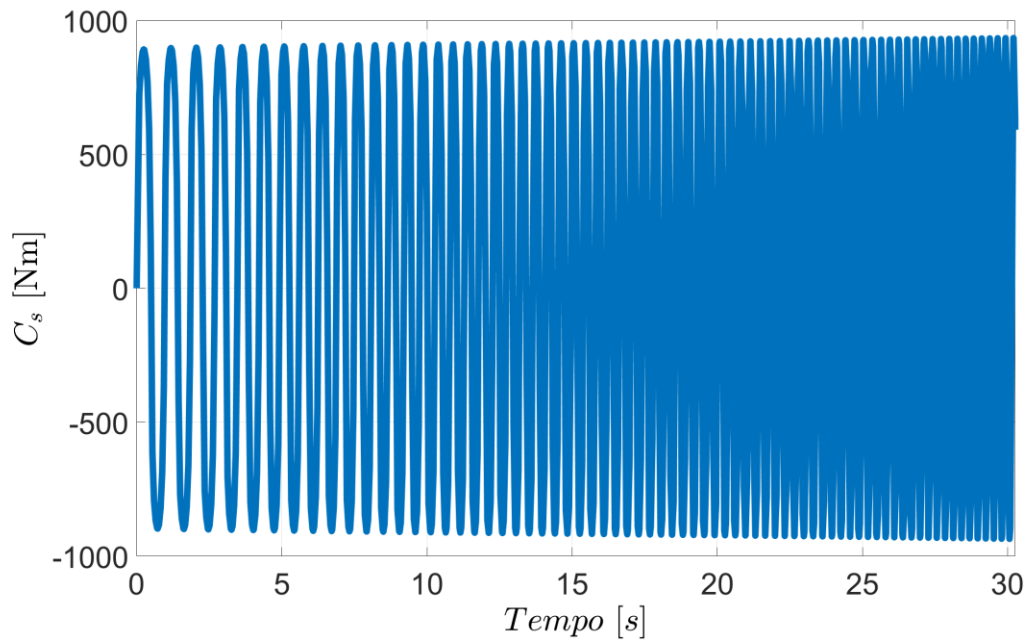


FIG. 2.20 – COPPIA STERZANTE IN *SWEEP STEER*

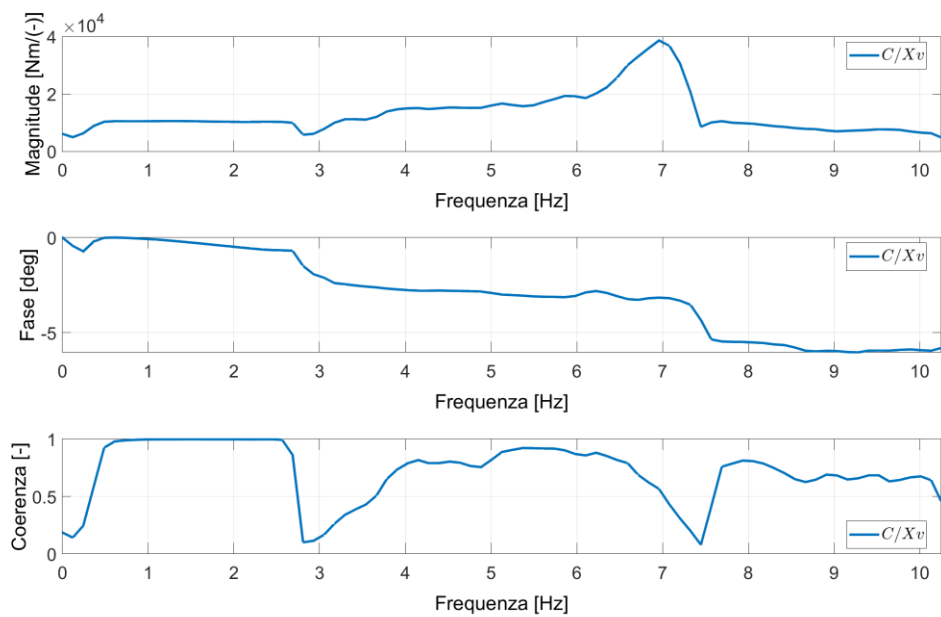


FIG. 2.21 - RISPOSTA IN FREQUENZA DEL SISTEMA IDRAULICO ALL'INPUT STERZANTE

La dinamica del sistema idraulico è molto più rapida rispetto a quella del veicolo. Questo è molto ragionevole, perché bastano anche poche gocce di olio per far sì che il sistema risponda subito.

2.4.SISTEMA CLOSED LOOP – DESCRIZIONE LOGICHE DI CONTROLLO

Per poter implementare un sistema di sterzata *steer by wire* sul veicolo è necessaria la progettazione di un sistema di controllo. Nel caso della sterzata è necessario che il veicolo segua la traiettoria che si richiede, che nel *BRT* si traduce nel seguire una determinata storia temporale di angoli relativi tra i due moduli. Per questo si possono distinguere nel controllo della sterzata del veicolo due diverse logiche di controllo che dovranno lavorare una in successione all'altra:

- Logica di Controllo di Alto Livello (HL)

Consiste nel definire il valore dell'angolo relativo di riferimento a partire da una traiettoria di riferimento. Per questo avrà come input un percorso di riferimento e come output il valore di α_{ref} , ovvero l'angolo relativo che deve assumere il veicolo per poter seguire tale percorso.

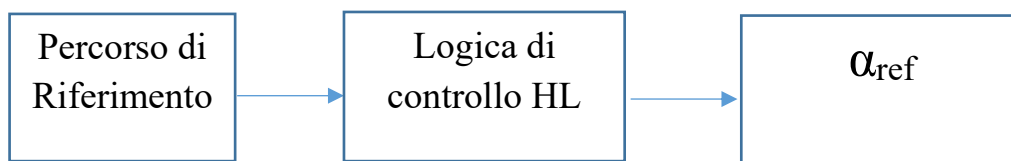


FIG. 2.22 – SCHEMA A BLOCCHI CONTROLLO DELLA TRAIETTORIA

- Logica di controllo di Basso Livello (LL)

Consiste nel definire il valore dell'apertura della valvola VP2 del sistema idraulico sterzante X_v a partire dal valore dell'angolo relativo di riferimento.



FIG. 2.23 – SCHEMA A BLOCCHI CONTROLLO DI ALFA

Quindi la logica HL e la logica LL lavorano a cascata, ovvero l'output della prima coincide con l'output della seconda.

Uno dei vantaggi di questo sistema di controllo applicato al BRT è la possibilità di progettare le due logiche in maniera indipendente tra loro. Questo perché, come si è visto nel paragrafo 2.3.2, i due sistemi che controllano rispettivamente le due logiche hanno dinamiche diverse: mentre la logica HL riguarda il sistema del veicolo che ha una dinamica lenta a causa delle elevate inerzie che possiede, la logica LL riguarda il sistema idraulico di sterzo che, al contrario, ha delle dinamiche molto elevate, a causa delle alte variazioni di pressione all'interno dei cilindri, anche nel caso il cassetto della valvola effettui un minimo spostamento.

3. Logica di Controllo di Basso Livello

La logica LL ha lo scopo di far assumere da parte del veicolo un angolo relativo che segua l'angolo relativo di riferimento. L'unico parametro che possiamo controllare è l'apertura del cassetto delle due valvole proporzionali attraverso dei segnali in tensione e quindi bisognerebbe trovare una relazione tra α e X_v ; ciò non è immediato perché in termini idraulici X_v si traduce in una portata che entra ed esce dalle camere dei due sistemi cilindro-pistone e non esiste nessuna relazione tra portata e angolo relativo.

In seguito verranno analizzate tre configurazioni di sistema di controllo: il primo consiste in un *feedback* sul valore di angolo relativo, il secondo sfrutta la relazione tra la derivata di α nel tempo e X_v in condizioni stazionarie e senza retroazione sull'angolo relativo e il terzo è un'integrazione dei primi due.

3.1.FEEDBACK

Un sistema di controllo di tipo *Feedback* è ad anello chiuso e si basa sulla lettura della variabile in uscita dal sistema e la conseguente modifica dell'ingresso del sistema. Nel caso del BRT si andrà a leggere il valore reale dell'angolo relativo α , si andrà a confrontare con il suo valore di riferimento α_{ref} sottraendo l'uno all'altro e ottenendo un errore e .

$$e = \alpha_{ref} - \alpha \text{ [deg]} \quad (43)$$

Quest'ultimo verrà utilizzato per determinare il valore di X_v da applicare alla valvola. La regolazione dell'uscita dipende dalla tipologia delle azioni del controllore che possono essere:

- Azione Proporzionale (P) - è ottenuta moltiplicando il segnale di errore con un opportuno guadagno costante (K_p):

$$u_p = K_p e \quad (44)$$

Con solo quest'azione non è possibile garantire che l'errore e converga a zero, perché se e è zero anche u_p sarà nulla;

- Azione Integrale (I) – è proporzionale all'integrale nel tempo del segnale d'errore e moltiplicato per la costante K_I :

$$u_I = K_I \int e(t) dt \quad (45)$$

In questo modo si fa sì che il controllore abbia memoria dei valori passati del segnale d'errore e quindi il valore dell'azione integrale non è necessariamente nullo se l'errore è nullo;

- Azione Derivativa (D) – è proporzionale alla derivata nel tempo dell'errore e moltiplicata per la costante K_D :

$$u_D = K_D \frac{de}{dt} \quad (46)$$

L'azione derivativa è pensata per compensare rapidamente le variazioni del segnale di errore e .

Il controllore può integrare dentro di sé una o varie di queste azioni sommando algebricamente i vari contributi. Infatti i sistemi di retroazione più comuni sono i seguenti:

- Controllore semplice proporzionale (P) dove $u = u_P$;
- Controllore Proporzionale-Integrativo (PI) dove $u = u_P + u_I$;
- Controllore Proporzionale-Integrativo-Derivativo (PID) dove $u = u_P + u_I + u_D$.

Quindi nel caso in esame si può schematizzare l'azione della logica di controllo *Feedback* tramite il seguente diagramma a blocchi:

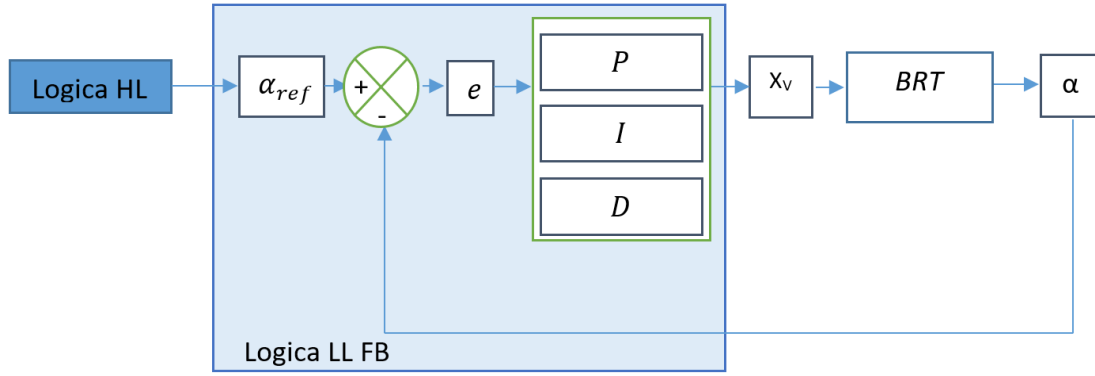


FIG. 3.1 – SCHEMA A BLOCCHI LOGICA DI BASSO LIVELLO *FEEDBACK*

3.2.FEEDFORWARD

La logica *Feedforward* si utilizza quando si conosce la risposta stazionaria o dinamica del sistema da controllare. Il suo scopo è di avvicinare il valore del parametro da controllare quanto più a quello di riferimento senza nessuna retroazione. In questo specifico caso consiste in una approssimazione del comando di apertura della valvola in seguito a un valore dell'angolo relativo di riferimento.

Un primo passo potrebbe essere quello di riscrivere l'equazione della coppia in forma estesa, esplicitando le forze e trascurando lo smorzamento dell'olio:

$$C = [P_B A_P - P_A (A_P - A_S)] h_L + [-P_A A_P + P_B (A_P - A_S)] h_R \text{ [Nm]} \quad (47)$$

Effettuiamo l'ipotesi generale di valori piccoli di α . Poiché i bracci della coppia h_L e h_R dipendono dall'angolo relativo, con tale ipotesi si può ritenerli circa costanti e pari al valore di questi in rettilineo:

$$h_L \approx h_R \approx h_0 \text{ [m]} \quad (48)$$

Sostituendo quest'ultima nell'espressione della coppia e raccogliendo la differenza delle pressioni si ottiene:

$$C = (P_B - P_A) h_0 (2A_P - A_S) = (P_B - P_A) h_0 A_{eq} \text{ [Nm]} \quad (49)$$

Andando a derivare sul tempo la coppia si ottiene:

$$\dot{C} = (\dot{P}_B - \dot{P}_A) h_0 A_{eq} \left[\frac{\text{Nm}}{\text{sec}} \right] \quad (50)$$

Dalle Eq. (11) e (12) si sostituiscono i valori delle derivate delle pressioni:

$$\dot{C} = \left[\frac{\beta}{V_B} (Q_{VP2,in} - \dot{V}_B) - \frac{\beta}{V_A} (Q_{VP2,out} - \dot{V}_A) \right] h_0 A_{eq} \left[\frac{\text{Nm}}{\text{sec}} \right] \quad (51)$$

Nell'ipotesi di angoli relativi piccoli i valori dei volumi delle camere possono essere ritenuti circa costanti e uguali al volume delle camere in rettilineo:

$$V_A \approx V_B \approx V_0 \text{ [m}^3\text{]} \quad (52)$$

Dalle Eq. (17) e (18) si nota come le variazioni dei volumi delle camere dipendano dalle velocità lineari dei pistoni \dot{x}_R e \dot{x}_L che a loro volta, dalle Eq. (8) e (9), sono direttamente proporzionali con la derivata nel tempo dell'angolo relativo:

$$\dot{V}_A = -G_R(\alpha)\dot{\alpha}(A_P - A_S) - G_L(\alpha)\dot{\alpha}A_P \left[\frac{\text{m}^3}{\text{sec}} \right] \quad (53)$$

$$\dot{V}_B = G_L(\alpha)\dot{\alpha}(A_P - A_S) + G_R(\alpha)\dot{\alpha}A_P \left[\frac{\text{m}^3}{\text{sec}} \right] \quad (54)$$

Per piccoli angoli relativi i guadagni G_R e G_L dipendenti da α sono circa costanti e pari al valore del guadagno per $\alpha=0$:

$$G_L \approx G_R \approx G_0 = \frac{d_I^2 + d_{II}^2 - 2d_I d_{II} \sin(\alpha)}{\sqrt{d_I^2 + d_{II}^2 - 2d_I d_{II} \cos(\alpha)}} \text{ [m]} \quad (55)$$

Sostituendo le relazioni ottenute con le semplificazioni effettuate si ottiene:

$$\dot{C} = \frac{\beta}{V_0} h_0 A_{eq} (Q_{VP2,in} - Q_{VP2,out} - 2G_0 \dot{\alpha} A_{eq}) \left[\frac{\text{Nm}}{\text{sec}} \right] \quad (56)$$

Supponendo che $P_P - P_B$ e $P_A - P_{atm}$ siano maggiori di 0, le Eq. (26) e (27) e possono essere scritte in questo modo:

$$Q_{VP2,in} = X v k_{VP2} \sqrt{P_P - P_B} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] \quad (57)$$

$$Q_{VP2,out} = -X v k_{VP2} \sqrt{P_A - P_{atm}} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] \quad (58)$$

Utilizzando gli sviluppi in serie di Taylor del secondo ordine nell'intorno di Xv_0 e P_0 otteniamo l'approssimazione delle equazioni delle portate:

$$Q_{VP2,in} = Xvk_{VP2}\sqrt{P_P - P_{B0}} + k_{VP2}\sqrt{P_P - P_{B0}}(Xv - Xv_0) - \frac{Xv_0k_{VP2}}{2\sqrt{P_P - P_{B0}}}(P_B - P_{B0}) \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad (59)$$

$$Q_{VP2,out} = -Xvk_{VP2}\sqrt{P_{A0} - P_{atm}} - k_{VP2}\sqrt{P_{A0} - P_{atm}}(Xv - Xv_0) - \frac{Xv_0k_{VP2}}{2\sqrt{P_{A0} - P_{atm}}}(P_A - P_{A0}) \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad (60)$$

E prendendo $Xv_0=0$ e $P_{A0}=P_{B0}=P_0$ ovvero il valore di queste pressioni nel caso il veicolo sia in rettilineo si ottengono due relazioni lineari:

$$Q_{VP2,in} = Xvk_{VP2}\sqrt{P_P - P_{B0}} \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad (61)$$

$$Q_{VP2,out} = -Xvk_{VP2}\sqrt{P_{A0} - P_{atm}} \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad (62)$$

Sostituendo queste equazioni nella derivata della coppia:

$$\dot{C} = \frac{\beta}{V_0} h_0 A_{eq} (Xvk_{VP2}\sqrt{P_P - P_{B0}} + Xvk_{VP2}\sqrt{P_{A0} - P_{atm}} - 2G_0\dot{\alpha}A_{eq}) \left[\frac{Nm}{sec} \right] \quad (63)$$

che può essere riscritta in questo modo:

$$-\frac{V_0}{\beta h_0 A_{eq}} \dot{C} + Xvk_{VP2}(\sqrt{P_P - P_{B0}} + \sqrt{P_{A0} - P_{atm}}) = 2G_0 A_{eq} \dot{\alpha} \quad (64)$$

Scrivendo l'equazione dell'equilibrio del primo modulo rispetto al centro del giunto O otteniamo:

$$C = I_1 \dot{\omega}_1 - M_{Z1} + m_1 a_{y1} x_{G1} \quad (65)$$

dove:

- I_1 è il momento di inerzia del primo modulo;
- M_{Z1} è il momento generato dalle forze a terra rispetto al punto O;
- m_1 è la massa del primo modulo;
- a_{y1} è l'accelerazione laterale del primo modulo;
- x_{G1} è la distanza del baricentro del primo modulo da O;
- $\dot{\omega}_1$ è l'accelerazione angolare del primo modulo.

Questa relazione evidenzia come C dipende da α , $\dot{\alpha}$ e $\ddot{\alpha}$. Per trovare una relazione che espliciti tale dipendenza si può considerare il sistema in condizioni stazionarie, ovvero a

$\ddot{\alpha} = 0$ e quindi $\dot{\alpha}$ costante, e cercare di trovare una relazione tra la coppia e l'angolo relativa in via simulativa.

Infatti simulando varie rampa di alfa con una diverse pendenze e a velocità del veicolo costante e pari a 10 km/h otteniamo le seguenti curva Coppia – Angolo relativo:

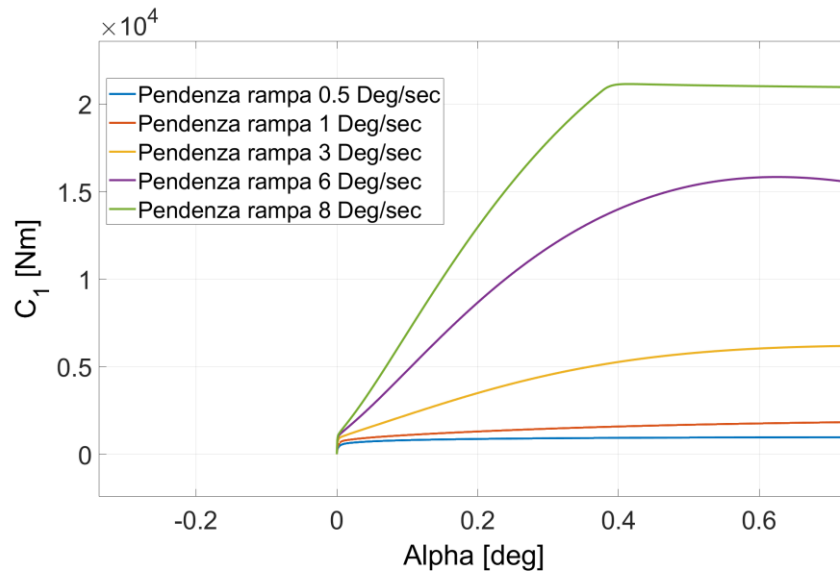


FIG. 3.2 – CONDIZIONI STAZIONARIE - ANDAMENTO COPPIA-ANGOLO RELATIVO

Si può notare come gli andamenti della coppia hanno un primo tratto lineare. In particolare si nota come tali tratti lineari hanno pendenza diversa a seconda di $\dot{\alpha}_{ref}$ (Fig. 3.3).

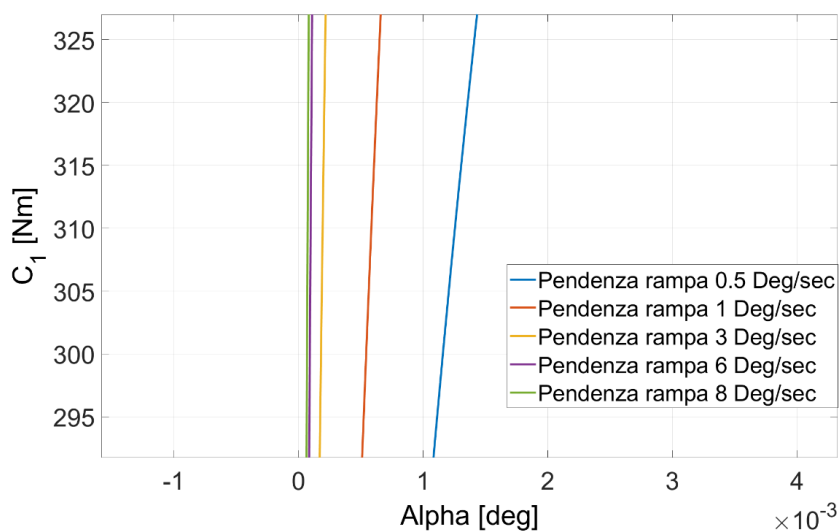


FIG. 3.3 - CONDIZIONI STAZIONARIE - ANDAMENTO COPPIA-ANGOLO RELATIVO – TRATTO LINEARE

Dunque per piccoli α persiste una relazione lineare tra coppia e alfa di questo tipo:

$$C = K_C(\dot{\alpha}) \alpha \quad (66)$$

K_C rappresenta il coefficiente angolare della curva in Fig. 3.2 nel primo tratto lineare.

Andando a derivare tale relazione nel tempo si ottiene:

$$\dot{C} = K_C(\dot{\alpha}) \dot{\alpha} \quad (67)$$

Sostituendo l'Eq. (67) nella Eq.(64) e isolando al primo membro X_v si arriva alla seguente espressione:

$$X_v = \frac{\left(2G_0 A_{eq} + \frac{V_0}{\beta h_0 A_{eq}} K_C(\dot{\alpha}) \right)}{k_{VP2} (\sqrt{P_P - P_{B0}} + \sqrt{P_{A0} - P_{atm}})} \dot{\alpha} \quad (68)$$

Per semplificare il tutto si potrebbe utilizzare un valore di K_C medio valutato in base ai valori di velocità angolare relativa tra i due moduli raggiungibile dal sistema. L'equazione che governa la logica *Feedforward* diventa:

$$X_v = \frac{\left(2G_0 A_{eq} + \frac{V_0}{\beta h_0 A_{eq}} \bar{K}_C \right)}{k_{VP2} (\sqrt{P_P - P_{B0}} + \sqrt{P_{A0} - P_{atm}})} \dot{\alpha} \quad (69)$$

Il guadagno G_{FF} dipende unicamente dalla pressione della pompa:

$$X_v = G_{FF}(P_P) \dot{\alpha} \quad (70)$$

Tale logica di controllo può essere descritta tramite il seguente schema a blocchi:

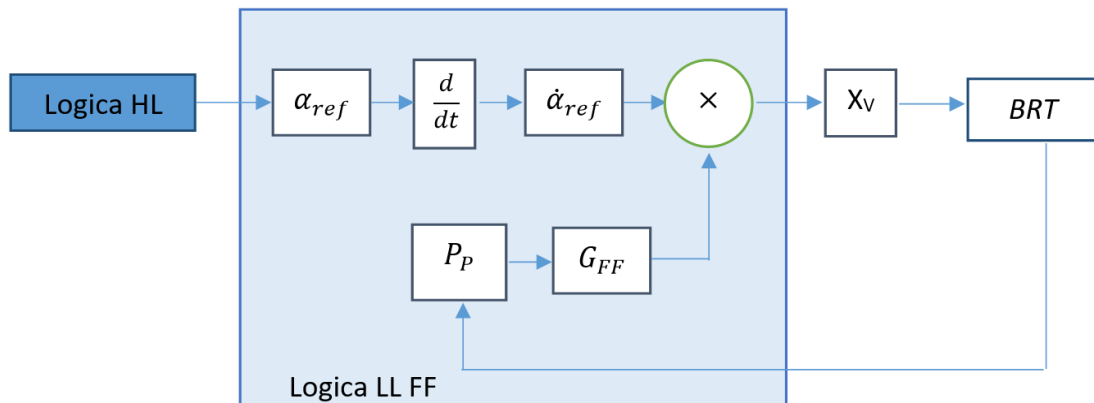


FIG. 3.4 - SCHEMA A BLOCCHI LOGICA DI BASSO LIVELLO *FEEDFORWARD*

3.3.LOGICA FEEDFORWARD + FEEDBACK

Un ulteriore sistema di controllo che è possibile implementare è un'integrazione delle due logiche descritte in precedenza. In questo modo possiamo sfruttare l'azione diretta della prima e la retroazione della seconda, in modo da ottenere una logica che tende sempre a correggere X_v per ottenere il giusto valore di angolo relativo.

Tale integrazione consiste nel sommare algebricamente gli output dei due sistemi:

$$X_v = X_{vFF} + X_{vFB} \quad (71)$$

Dove X_{vFF} è il contributo che deriva dalla logica *Feedforward* e X_{vFB} è il contributo che deriva dalla logica *Feedback*. Possiamo schematizzare tale sistema in questo modo:

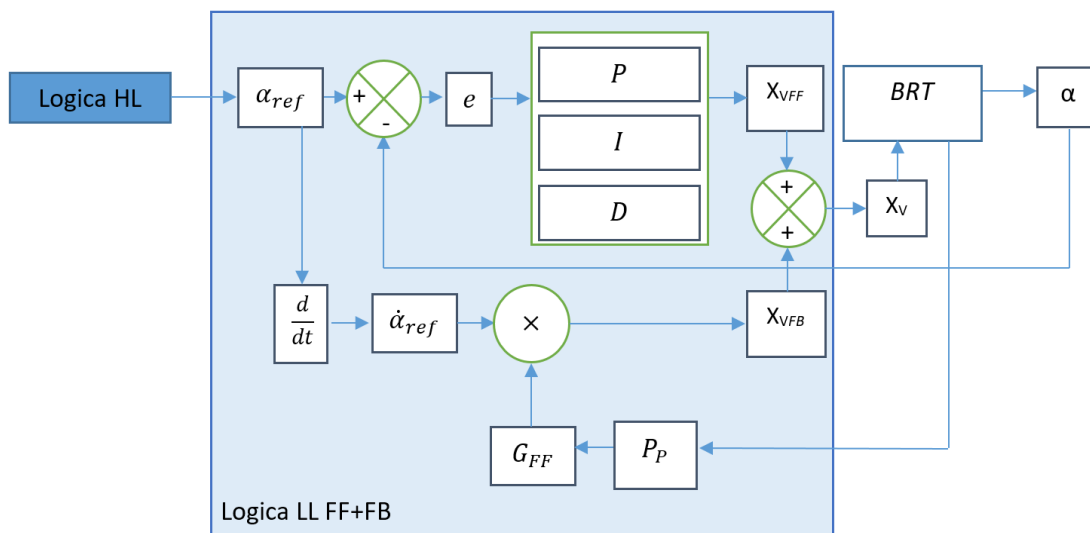


FIG. 3.5 - SCHEMA A BLOCCHI LOGICA DI BASSO LIVELLO *FEEDBACK + FEEDFORWARD*

3.4. RISULTATI E CONSIDERAZIONI

3.4.1. Feedback

Per poter progettare una logica di tipo *Feedback* è necessario valutare i parametri del controllore PID. Inizialmente si può implementare un controllo puramente proporzionale annullando i parametri K_I e K_D e cercando un valore ottimale per K_P utilizzando un approccio *trial and error*.

L'obiettivo è avere un controllo che segua in maniera abbastanza precisa il riferimento ma che allo stesso tempo non causi instabilità nel sistema. Possiamo analizzare come variano Alfa e X_v in base a diversi valori di K_P se ad esempio si effettua una simulazione con un andamento a gradino di α_{RIF} (Da 0° a 15°).

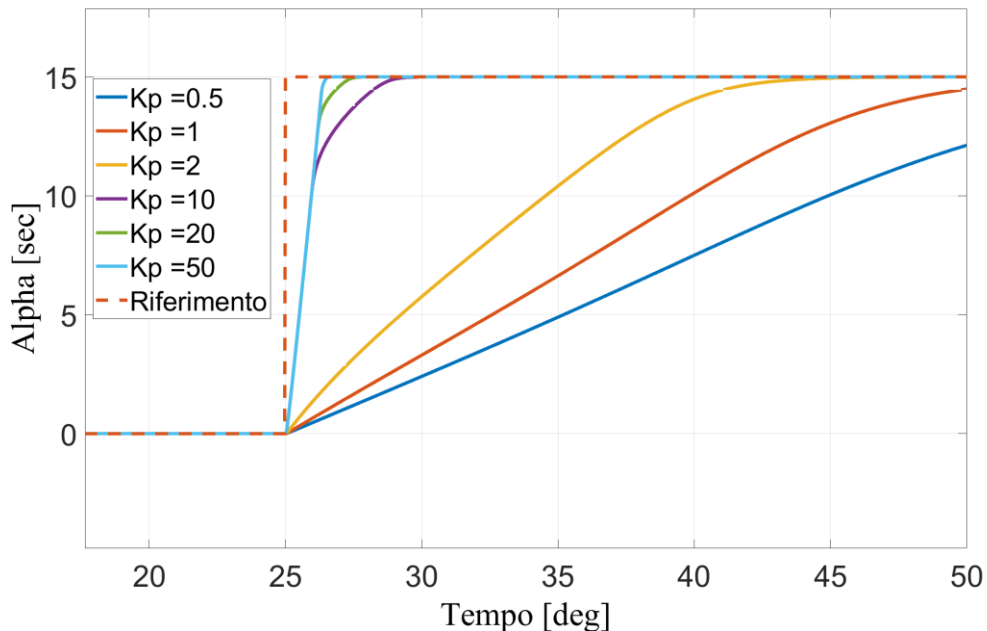


FIG. 3.6 - ANDAMENTO DI ALFA PER UNA MANOVRA A GRADINO CON CONTROLLO *FEEDBACK* PURAMENTE PROPORZIONALE E K_P VARIABILE DA 0.5 A 50

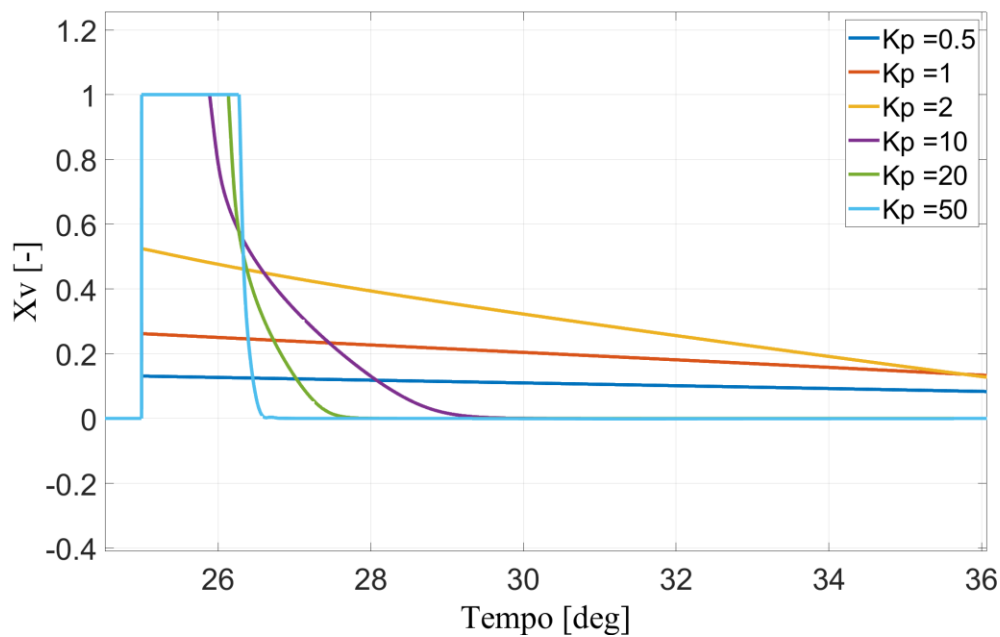


FIG. 3.7 - ANDAMENTO DI X_v PER UNA MANOVRA A GRADINO CON CONTROLLO *FEEDBACK* PURAMENTE PROPORZIONALE E K_p VARIABILE DA 0.5 A 50

Da Fig. 3.6 si nota come il *Rise Time* (tempo in cui la risposta del sistema passa dal 10% del valore di riferimento al 90% di esso) sia abbastanza elevato per valori di K_p uguali o inferiori a 2 (>10 sec) e si riduca di gran lunga per valori di K_p maggiori o uguali a 10 (<4 sec). Si nota inoltre come la pendenza iniziale delle curve riferite a K_p elevati sia la stessa e da Fig. 3.7 si riscontra che non vi sono oscillazioni nel segnale di X_v e ciò si traduce nella stabilità del sistema per una manovra di questo tipo utilizzando questo *range* di K_p . Se si aumenta il valore di K_p possiamo definire qual è un possibile valore di soglia di questo parametro oltre il quale il sistema presenterebbe delle instabilità:

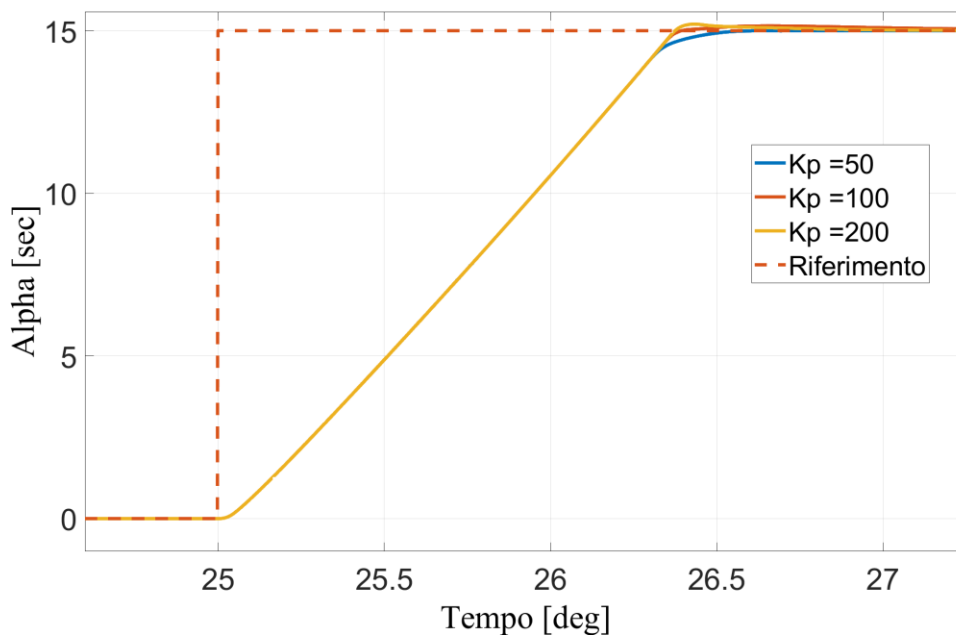


FIG. 3.8 - ANDAMENTO DI ALFA PER UNA MANOVRA A GRADINO CON CONTROLLO *FEEDBACK* PURAMENTE PROPORZIONALE E K_p VARIABILE DA 50 A 200

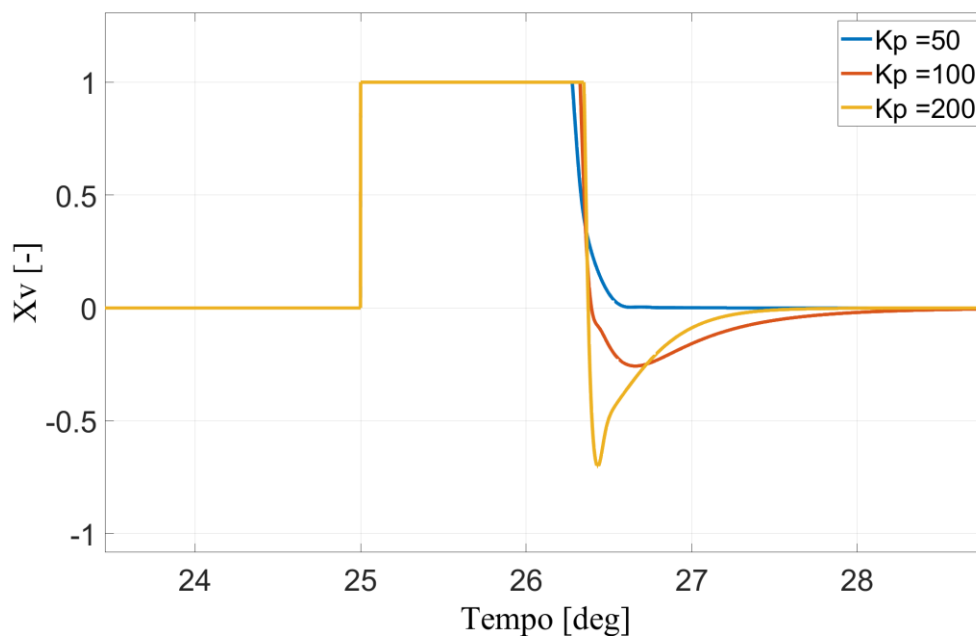


FIG. 3.9 - ANDAMENTO DI X_v PER UNA MANOVRA A GRADINO CON CONTROLLO *FEEDBACK* PURAMENTE PROPORZIONALE E K_p VARIABILE DA 0.5 A 50

Dalle Fig. 3.8 e Fig. 3.9 notiamo come per valori di K_p maggiori di 50 mentre le curve di alfa sono molto simili tra loro e circa corrispondenti, l'andamento di X_p inizia a presentare oscillazioni anche a partire da $K_p=100$. Per questo un valore di $K_p=50$ risulta essere un ottimo compromesso tra precisione del controllo e stabilità del sistema.

La particolarità di questo controllo è che sfrutta la saturazione di X_v ad 1: infatti nei grafici dove vengono diagrammati alfa e alfa di riferimento non si nota nessun *Overshoot*, ovvero valori di picco della variabile da controllare che si discostano dal valore a regime di riferimento. Per questo motivo non c'è la necessità di aggiungere un contributo integrativo per correggere il valore a regime, perché si potrebbe verificare un effetto *Windup*, che si manifesta quando il valore in uscita al controllore è tale da saturare il comando di attuazione. Il guadagno dell'azione integrativa continuerebbe ad aumentare e nel momento in cui si annulla l'errore il valore di X_v , invece di annullarsi, risentirebbe del guadagno integrativo. Per questo il sistema si allontanerebbe nella direzione opposta creando un effetto di *sovralongazione* delle caratteristiche non lineari.

Con questo valore di K_p si può effettuare una simulazione con andamento di alfa trapezoidale simmetrico con pendenza della rampa pari a 3 deg/sec e una saturazione di essa a un valore di 15°:

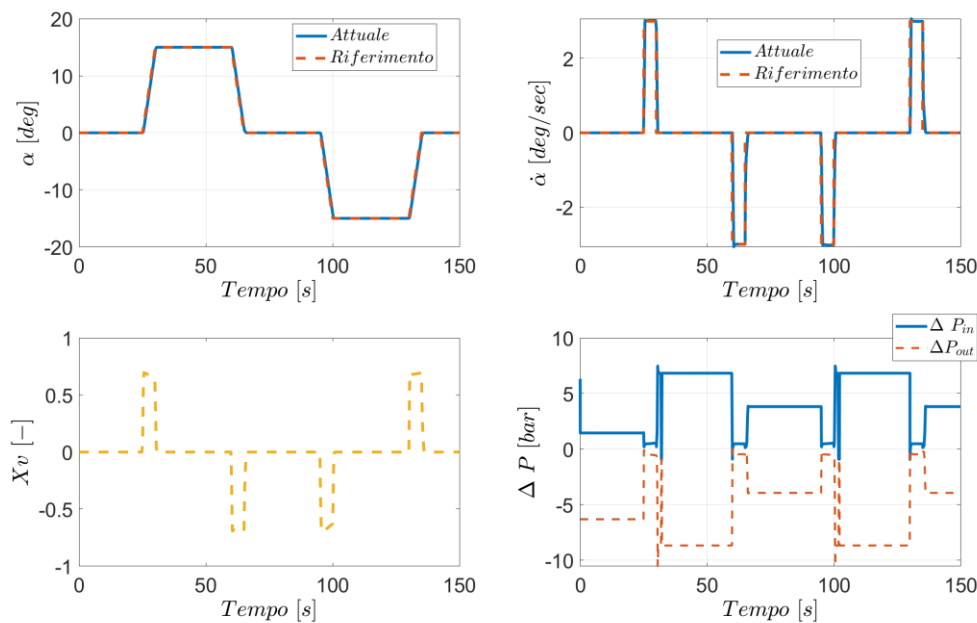


FIG. 3.10 - RISULTATI SIMULAZIONE CON ANDAMENTO DI ALFA TRAPEZOIDALE SIMMETRICO CON SISTEMA DI CONTROLLO FEEDBACK PROPORZIONALE - $K_p=50$ ($\dot{\alpha} = 3 \frac{deg}{sec}$, $\alpha_{amp} = 15 deg$, $V = 10 \frac{km}{h}$)

In Fig. 3.10 si nota come un controllo puramente proporzionale con un guadagno pari a 50 riesce a seguire un andamento trapezoidale simmetrico di alfa di riferimento e quindi è evidente l'efficacia del controllore.

Andando a fare il confronto delle risposte del sistema a diverse velocità del veicolo otteniamo:

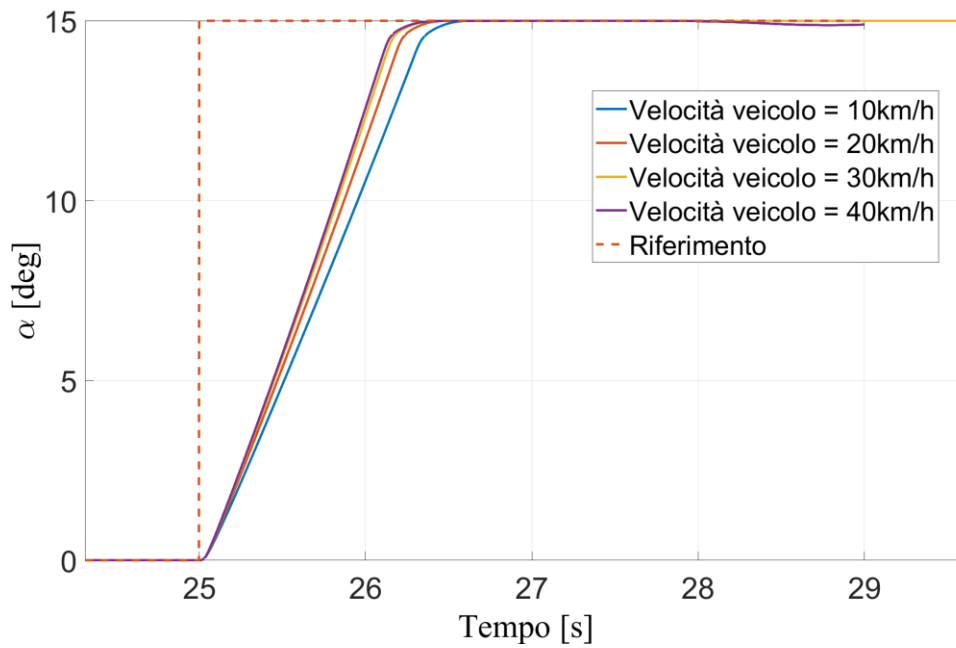


FIG. 3.11 - ANDAMENTO DI ALFA PER UNA MANOVRA A GRADINO CON CONTROLLO *FEEDBACK* PURAMENTE PROPORZIONALE E K_P PARI A 50 PER VELOCITÀ VEICOLO = 10, 20, 30, 40 $\frac{km}{h}$

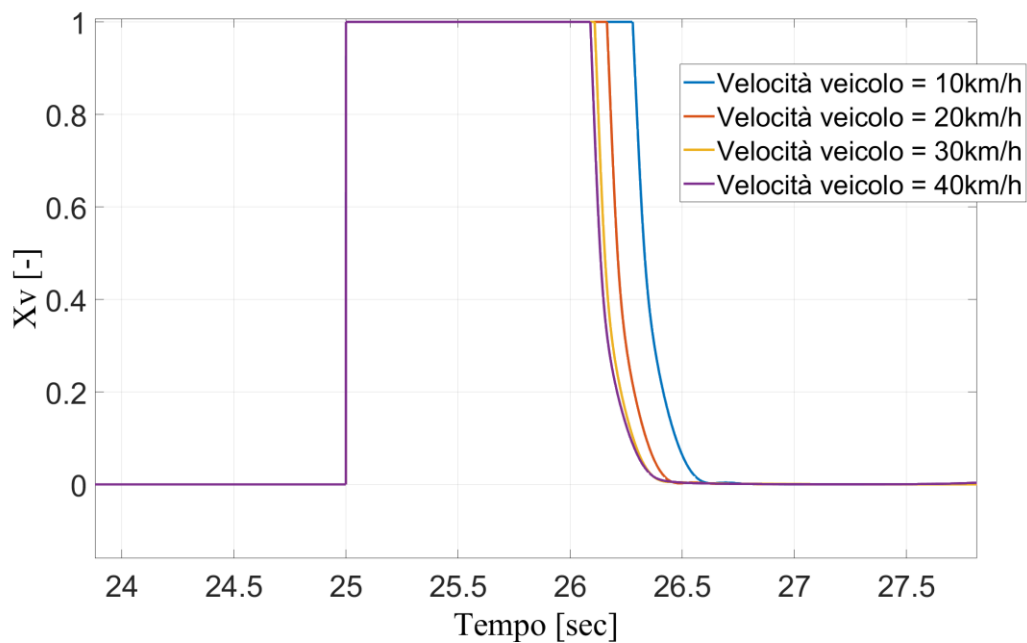


FIG. 3.12 - ANDAMENTO DI X_v PER UNA MANOVRA A GRADINO CON CONTROLLO *FEEDBACK* PURAMENTE PROPORZIONALE E K_P PARI A 50 PER VELOCITÀ VEICOLO = 10, 20, 30, 40 $\frac{km}{h}$

Il grafico in Fig. 3.11 ci mostra come al crescere della velocità del veicolo si riduce il *Rising Time*, ovvero il tempo necessario affinché la risposta passi dal 10% a 90% del valore di regime, e quindi aumenta la performance del controllore. Questo significa che le resistenze al moto relativo dovuto ai contributi inerziali e alle forze scambiate a terra diminuiscono con l'aumentare della velocità. Ciò può essere verificato analizzando l'andamento dei momenti dovuti alle forze a terra dei singoli moduli rispetto al centro del giunto per la stessa manovra (*step*) effettuata a velocità diverse.

In Fig. 3.13 e Fig. 3.14 si osserva come all'aumentare della velocità aumentano i valori assoluti dei momenti. Dunque la chiusura dei due moduli, e quindi la sterzata, è facilitata dall'aumento della velocità del veicolo se si dà uno stesso comando X_v .

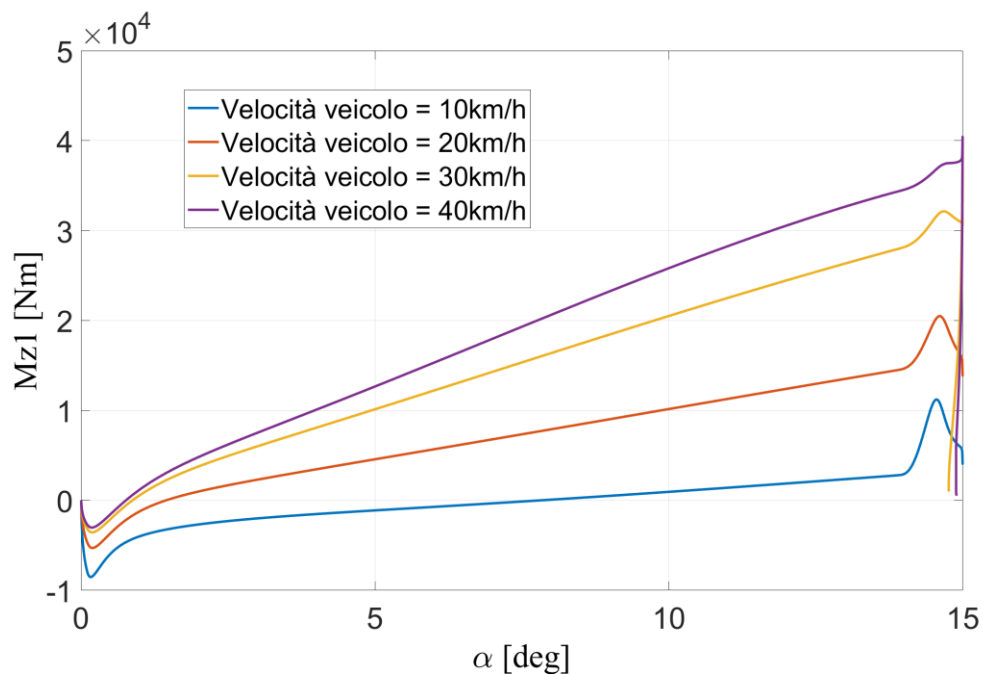


FIG. 3.13 – MOMENTO 1° MODULO DOVUTO ALLE FORZE A TERRA RISPETTO AL CENTRO DEL GIUNTO AL VARIARE DI ALFA E PER DIVERSE VELOCITÀ DEL VEICOLO (10, 20, 30, 40 $\frac{km}{h}$)

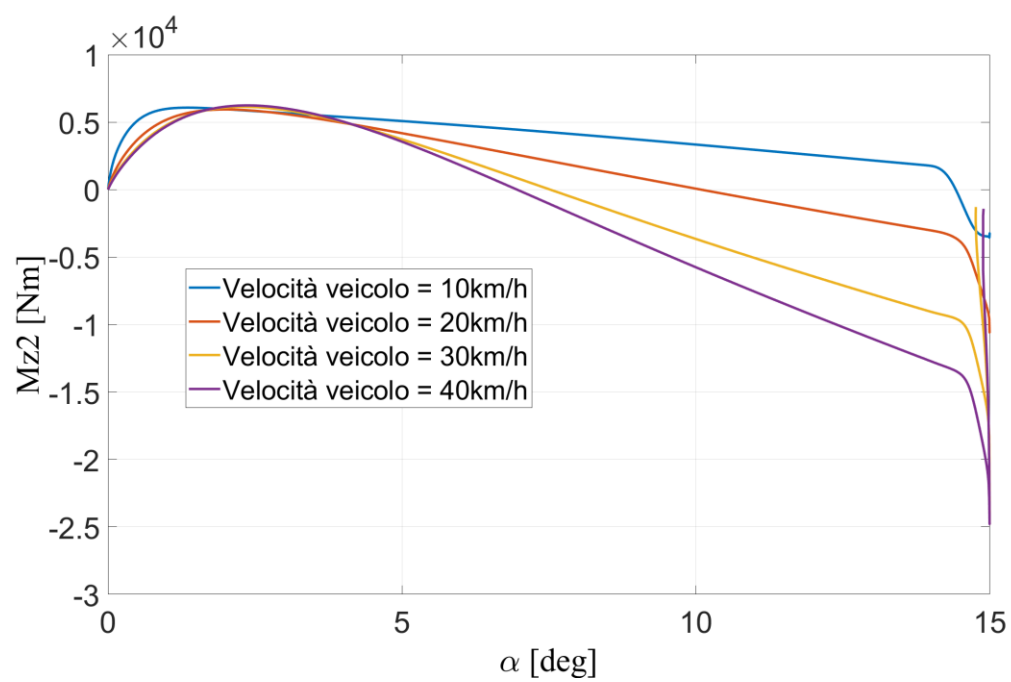


FIG. 3.14 - MOMENTO 2° MODULO DOVUTO ALLE FORZE A TERRA RISPETTO AL CENTRO DEL GIUNTO AL VARIARE DI ALFA E PER DIVERSE VELOCITÀ DEL VEICOLO (10, 20, 30, 40 $\frac{km}{h}$)

3.4.2. Feedback – Analisi in frequenza

Analizzare in frequenza il sistema con questa logica di controllo è utile per valutare se la risposta del sistema migliora o meno. Andando ad applicare un segnale *chirp* ad α_{ref} analizziamo la risposta del sistema in termini di α :

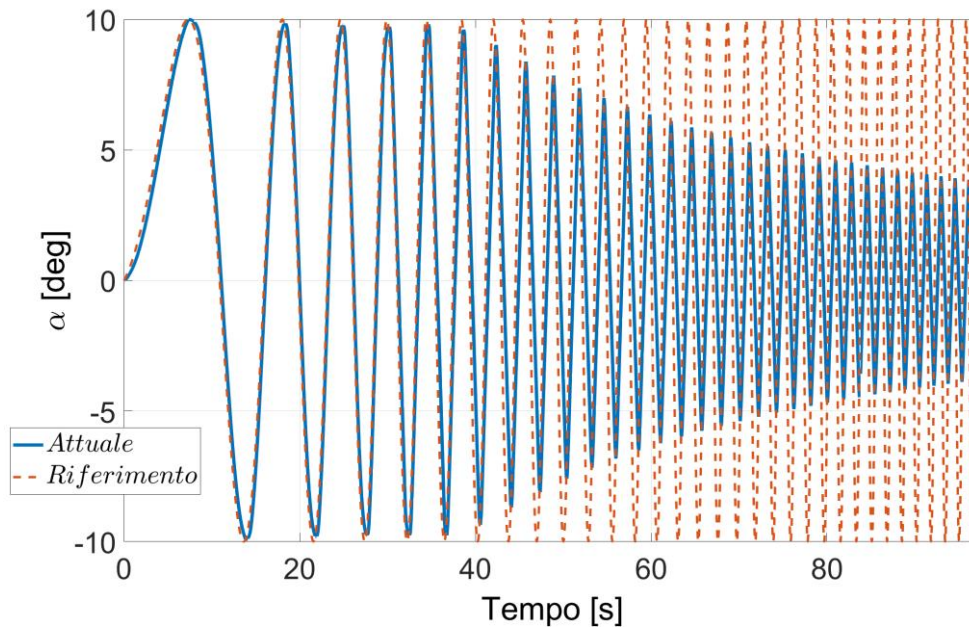


FIG. 3.15 – *SWEEP STEER* – SEGNALE *CHIRP* SU ALFA DI RIFERIMENTO E RISPOSTA DI ALFA CON LOGICA *FEEDBACK* ($K_P=50$) – *RANGE* DI FREQUENZA=0.01-1 Hz, AMPIEZZA = 10° , VELOCITÀ = $10 \frac{km}{h}$

Come si vede da Fig. 3.15 a basse frequenze l'angolo relativo segue il riferimento, mentre più la frequenza cresce più la risposta è smorzata.

Effettuando prove di *Sweep Steer* con varie ampiezze di alfa e sovrapponendo i diagrammi di Bode si ottiene:

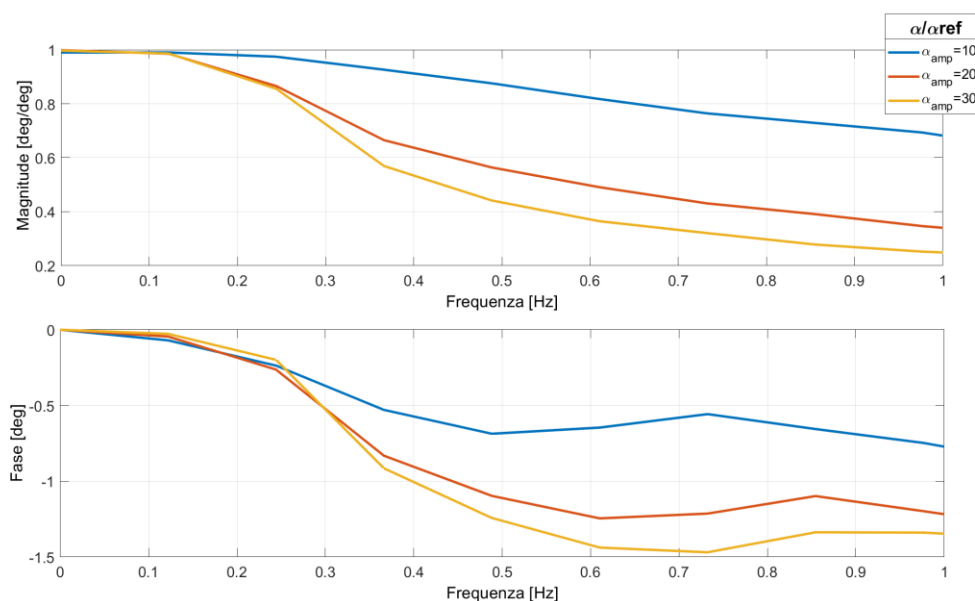


FIG. 3.16 – RISPOSTE IN FREQUENZA CON LOGICA DI CONTROLLO *FEEDBACK* CON VARIE AMPIEZZE DI ALFA DI RIFERIMENTO

Il primo aspetto importante di queste analisi in frequenza è che i diagrammi di Bode sono diversi al variare dell'ampiezza. Ciò è una conseguenza della non linearità del sistema e dell'utilizzo di un K_p abbastanza elevato che provoca la saturazione dell'input. Infatti, se il sistema fosse stato lineare si sarebbero avute delle risposte in frequenza uguali al variare dell'ampiezza.

In particolare si può notare come per ampiezza di Alfa minori la risposta del sistema sia più veloce e larghezza di banda più elevata. Possiamo evidenziare nella tabella seguente come la frequenza di taglio, posta in corrispondenza di una *Magnitude* pari a -3dB, si riduca all'aumentare dell'ampiezza dell'angolo relativo.

Ampiezza Alfa	Frequenza di taglio (-3 dB)
10°	1.59 Hz
20°	0.65 Hz
30°	0.44 Hz

Questa è una conseguenza del comportamento del sistema di controllo: infatti esso tende a saturare X_v anche per angoli relativi di riferimento non alti e questo comporta una risposta più rapida per ampiezze minori.

Tuttavia, in tutti e tre i casi la logica risponde perfettamente fino a una frequenza poco maggiore di 0.1 Hz.

I limiti di una logica di controllo unicamente *Feedback* sono i seguenti:

- Se si utilizza unicamente una logica *Feedback* il valore dei guadagni risultano essere abbastanza elevati. Questo fa sì che il sistema di controllo risenta maggiormente delle rumorosità del segnale proveniente dai sensori con il rischio di far oscillare molto il veicolo;
- Nel caso il sensore che valuta il valore di angolo relativo presenti un malfunzionamento il sistema sterzante non risponderebbe assolutamente al riferimento.

Per questi motivi è necessario affiancare a una logica *Feedback* una logica *Feedforward* che cerchi di avvicinare il valore di angolo relativo attuale a quello di riferimento, in modo da poter ridurre il valore di guadagno all'interno del *Feedback* e di conseguenza attenuare le problematiche ad esso legate.

3.4.3. Feedforward

Riferendoci alla manovra trapezoidale simmetrica effettuata in precedenza si possono effettuare diverse simulazioni variando la pendenza della rampa. In questo modo è possibile valutare la dipendenza del K_c descritto nel paragrafo 3.2 da α .

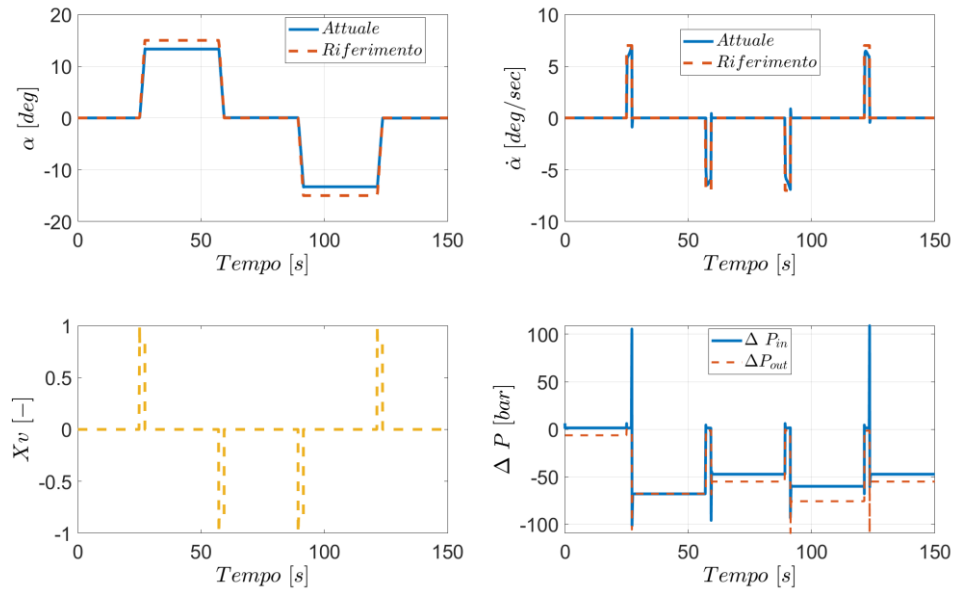


FIG. 3.17 - RISULTATI SIMULAZIONE CON ANDAMENTO DI ALFA TRAPEZOIDALE SIMMETRICO CON SISTEMA DI CONTROLLO FEEDFORWARD ($\dot{\alpha}_{ref} = 7 \frac{deg}{sec}$, $\alpha_{ref,amp} = 15 deg$, $V = 10 \frac{km}{h}$)

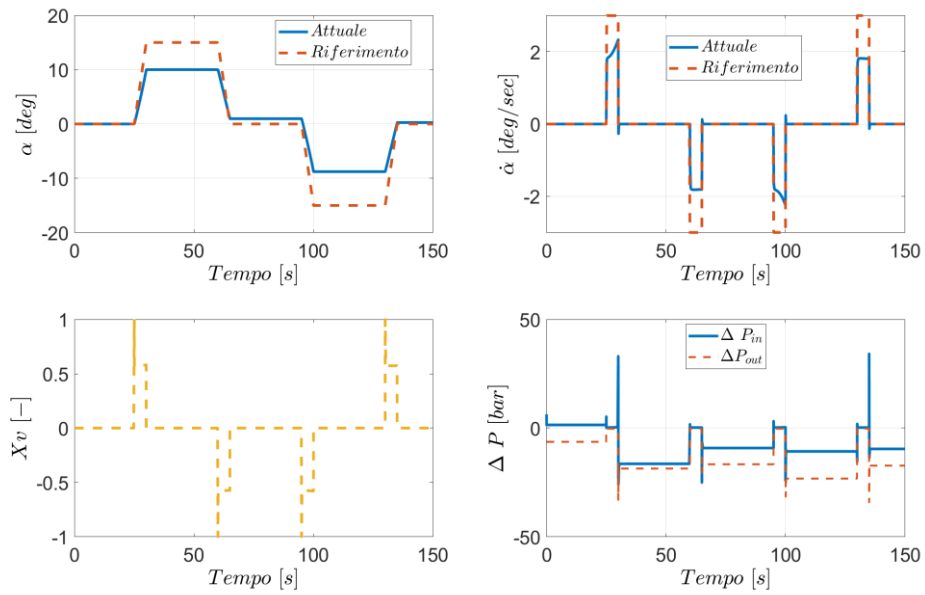


FIG. 3.18 - RISULTATI SIMULAZIONE CON ANDAMENTO DI ALFA TRAPEZOIDALE SIMMETRICO CON SISTEMA DI CONTROLLO FEEDFORWARD ($\dot{\alpha}_{ref} = 3 \frac{deg}{sec}$, $\alpha_{ref,amp} = 15 deg$, $V = 10 \frac{km}{h}$)

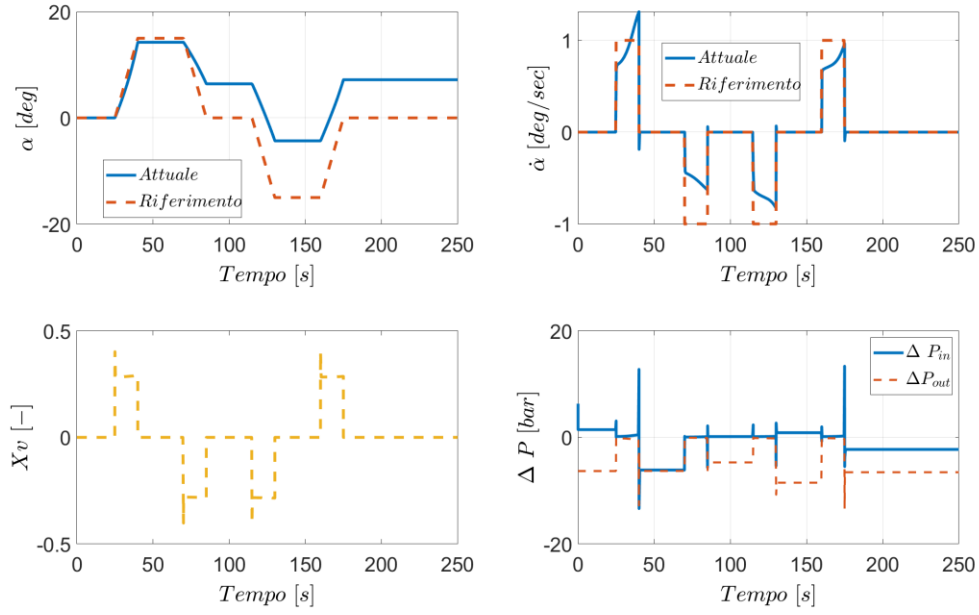


FIG. 3.19 - RISULTATI SIMULAZIONE CON ANDAMENTO DI ALFA TRAPEZOIDALE SIMMETRICO CON SISTEMA DI CONTROLLO FEEDFORWARD ($\dot{\alpha}_{ref} = 1 \frac{deg}{sec}$, $\alpha_{ref,amp} = 15 deg$, $V = 10 \frac{km}{h}$)

In Fig. 3.17 si osserva come per una rampa di riferimento pari a $7 \frac{deg}{sec}$ il veicolo risponde bene al riferimento, con un errore percentuale di alfa pari a circa l'11%. In Fig. 3.18 e Fig. 3.19 si nota come al ridursi di $\dot{\alpha}_{ref}$ si riduce anche l'efficienza del controllore: in particolare mentre per $\dot{\alpha}_{ref} = 3 \frac{deg}{sec}$ l'errore percentuale di posizione cresce ma l'andamento di α è simmetrico rispetto a 0, per $\dot{\alpha}_{ref} = 1 \frac{deg}{sec}$ l'andamento di α non risulta simmetrico e di conseguenza il veicolo non ritorna in rettilineo a fine simulazione, bensì resta un valore di angolo relativo residuo. Questa variabilità dei risultati rispetto alla pendenza della rampa di α_{ref} è dovuta alla dipendenza di K_c da $\dot{\alpha}$. Sebbene questo tipo di controllo non risulti affidabile in tutto il *range* di $\dot{\alpha}$, nel paragrafo 3.4.4 si affiancherà a tale logica una retroazione sull'angolo relativo in modo da poter correggere l'errore che si ha utilizzando la sola logica *Feedforward*.

Un'altra possibilità sarebbe di utilizzare un K_c variabile a seconda di $\dot{\alpha}_{ref}$ tramite una *Look-up Table*, in modo da aumentare l'efficienza del controllore. Tuttavia è possibile che il valore di K_c dipenda anche dalla velocità del veicolo, che in questo paragrafo è stata considerata costante e pari a $10 \frac{km}{h}$, e quindi si dovrebbe considerare anche la sua influenza sulla logica di controllo.

3.4.4. Feedforward + Feedback

Integrando i due controllori dei paragrafi 3.1 e 3.2 si ottiene un valore di X_v pari alla somma di due contributi. Lo scopo è che il contributo proveniente dal *Feedback* corregga l'errore dovuto al *Feedforward*. In questo paragrafo si confronteranno i risultati relativi a simulazioni con l'andamento alfa di riferimento trapezoidale simmetrico con diversi valori di $\dot{\alpha}_{ref}$. Il valore di K_p utilizzato per valutare il contributo del *Feedback* X_{vFB} è pari a 5.

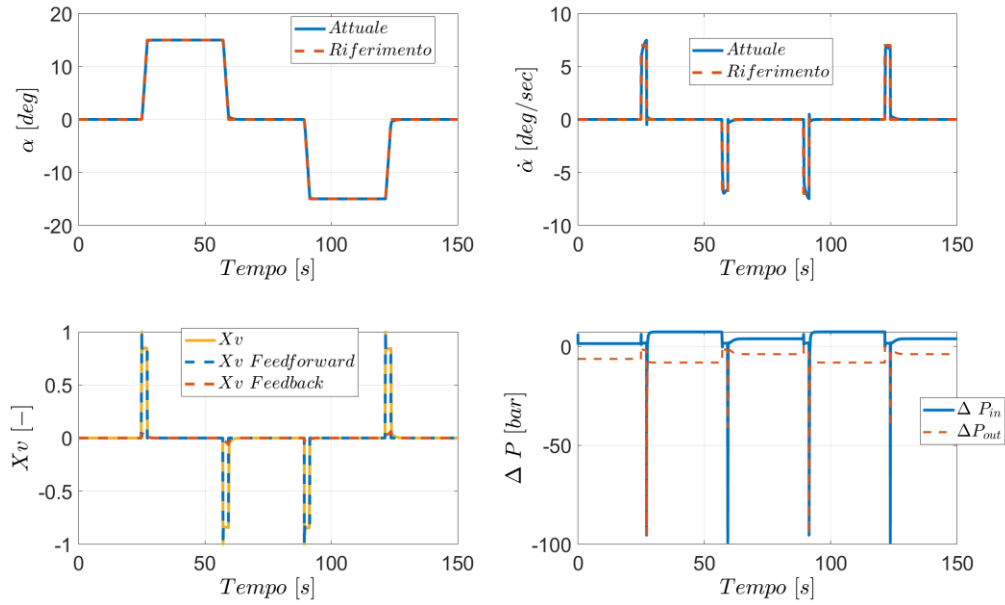


FIG. 3.20 - RISULTATI SIMULAZIONE CON ANDAMENTO DI ALFA TRAPEZOIDALE SIMMETRICO CON SISTEMA DI CONTROLLO FEEDFORWARD + FEEDBACK PROPORZIONALE ($K_p=5, \frac{d\alpha_{ref}}{dt} = 7 \frac{deg}{sec}, \alpha_{ref,amp} = 15 deg, V = 10 \frac{km}{h}$)

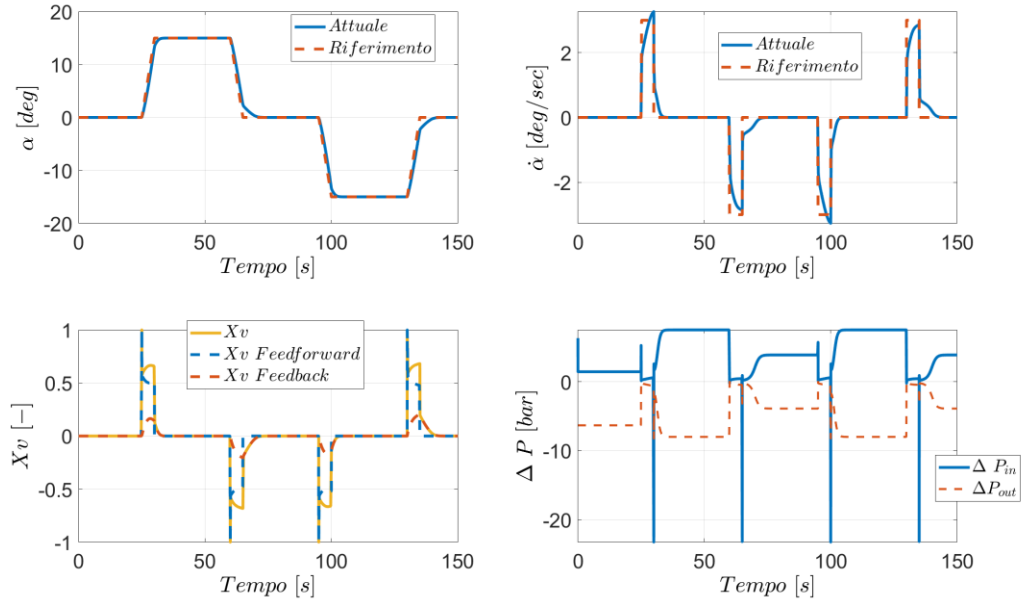


FIG. 3.21 - RISULTATI SIMULAZIONE CON ANDAMENTO DI ALFA TRAPEZOIDALE SIMMETRICO CON SISTEMA DI CONTROLLO FEEDFORWARD + FEEDBACK PROPORZIONALE ($K_P=5, \frac{d\alpha_{ref}}{dt} = 3 \frac{deg}{sec}, \alpha_{ref,amp} = 15 deg, V = 10 \frac{km}{h}$)

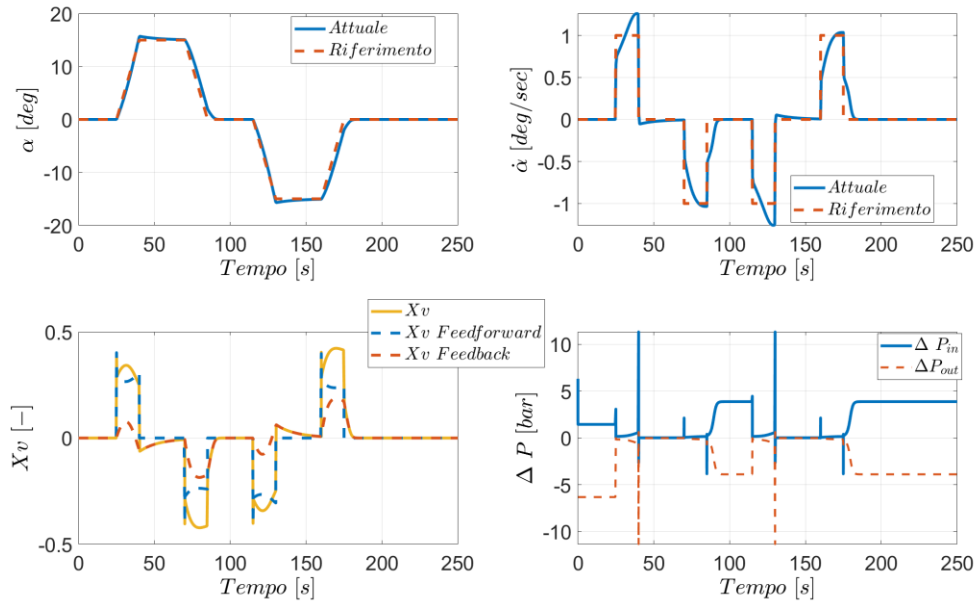


FIG. 3.22 - RISULTATI SIMULAZIONE CON ANDAMENTO DI ALFA TRAPEZOIDALE SIMMETRICO CON SISTEMA DI CONTROLLO FEEDFORWARD + FEEDBACK PROPORZIONALE ($K_P=5, \frac{d\alpha_{ref}}{dt} = 1 \frac{deg}{sec}, \alpha_{ref,amp} = 15 deg, V = 10 \frac{km}{h}$)

In tutti e tre i casi analizzati l'angolo relativo segue quello di riferimento a differenza di un controllo unicamente di tipo *Feedforward*. Si nota come il contributo del *Feedback*

cresce al diminuire di $\dot{\alpha}_{ref}$ e ciò è dovuto al comportamento del controllo *Feedforward* descritto nel 3.4.3 al variare di $\dot{\alpha}$. Inoltre con questa logica di controllo si riduce il guadagno proporzionale sull'errore dell'angolo relativo del 90% con una conseguente riduzione del disturbo su X_v provocato dall'instabilità del segnale dei sensori.

In seguito alle analisi effettuate il controllore *Feedback+Feedforward* risulta essere il più efficiente per il controllo dell'angolo relativo del *BRT*.

4. Logica di controllo di Alto Livello

Il sistema di controllo di Alto Livello riceve in ingresso i dati che provengono dal percorso di riferimento che il veicolo deve seguire e in uscita il valore dell'angolo relativo di riferimento.

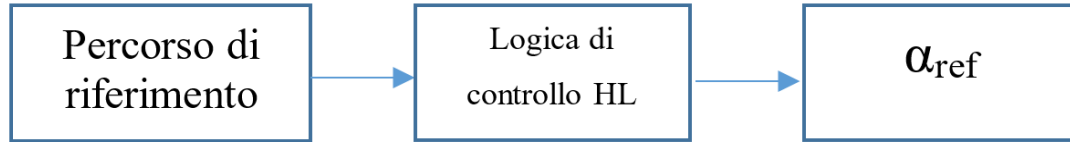


FIG. 4.1 – SCHEMA A BLOCCHI CONTROLLO TRAIETTORIA

4.1.DEFINIZIONE DEL PERCORSO DI RIFERIMENTO

La traiettoria viene definita come una successione di curve la cui curvatura varia linearmente con la variabile curvilinea s - Eq. (72) [5]. Questa curva viene detta *Clotoide*.

$$\rho_{ref}(s) = \frac{\rho_f s_i - \rho_i s_f}{s_i - s_f} + \frac{\rho_f s_i - \rho_i s_f}{s_i - s_f} s \quad (72)$$

La variabile s è definita *ascissa curvilinea* e i pedici i e f rappresentano rispettivamente il valore iniziale e quello finale del segmento di clotoide. In Fig. 4.2 viene raffigurato un esempio di una successione di segmenti di clotoide sul piano Curvatura ρ_{ref} – Lunghezza s che corrisponderà ad una manovra di inversione di marcia.

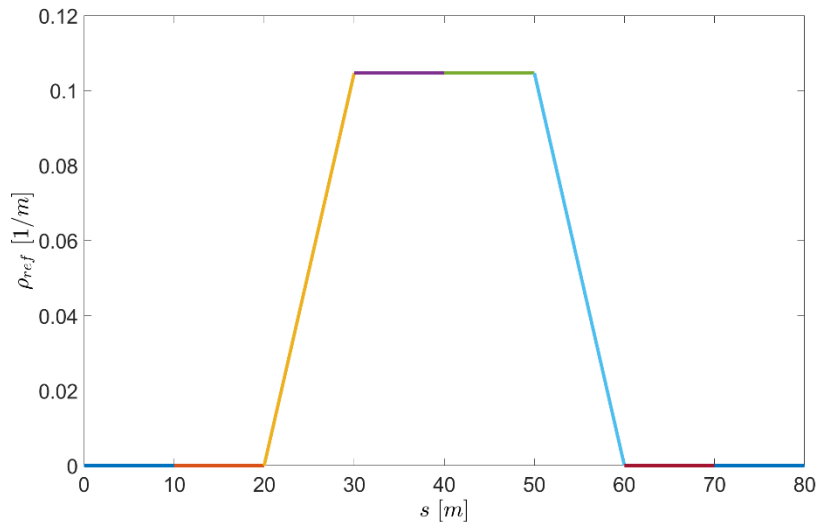


FIG. 4.2 – ESEMPIO DI SEGMENTI DI CLOTOIDE – INVERSIONE DI MARCIA

Una volta definita la successione di curvature il percorso viene generato attraverso 3 integrazioni:

$$\psi_{ref}(s) = \psi_{ref}(s_i) + \int_{s_i}^s \rho_{ref}(s) ds \quad (73)$$

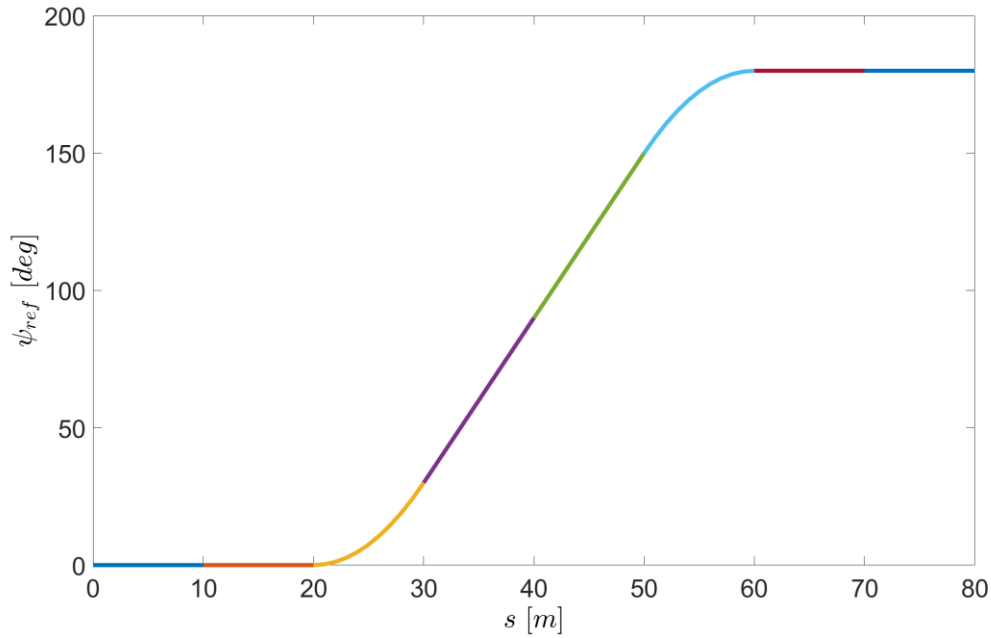
$$X_{ref}(s) = X_{ref}(s_i) + \int_{s_i}^s \cos(\psi_{ref}(s)) ds \quad (74)$$

$$Y_{ref}(s) = Y_{ref}(s_i) + \int_{s_i}^s \sin(\psi_{ref}(s)) ds \quad (75)$$

Dove:

- $\psi_{ref}(s)$ è l'orientamento del percorso, ovvero l'angolo della tangente in corrispondenza di s .
- $X_{ref}(s)$ e $Y_{ref}(s)$ sono le coordinate del percorso di riferimento
- s_i rappresenta il valore iniziale di ascissa curvilinea.

Riferendoci sempre ad una manovra di inversione di marcia possiamo diagrammare l'andamento dell'orientamento del percorso e il percorso stesso:



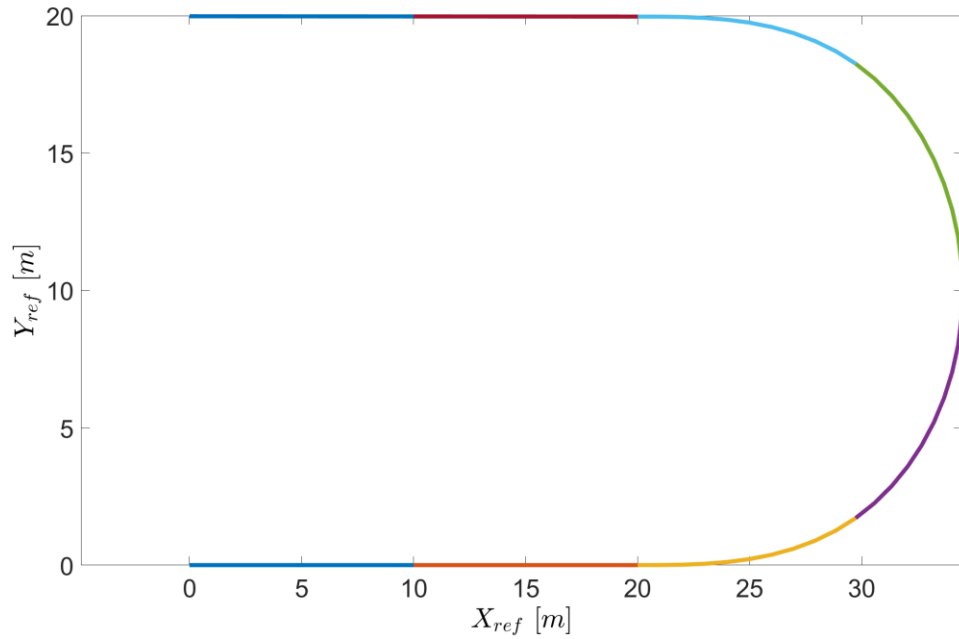


FIG. 4.3 – INVERSIONE DI MARCIA - A) ANDAMENTO DELLO *YAW ANGLE* B) PERCORSO DI RIFERIMENTO

In questo modo si può generare qualsiasi traiettoria definendo semplicemente i valori iniziali e finali della curvatura e dell'ascissa curvilinea s per ogni segmento di clotoide e ricavando l'orientamento e la posizione di riferimento che il veicolo deve seguire.

In ogni istante di tempo bisogna ricavare la s del percorso di riferimento che corrisponde al punto più vicino al veicolo. Ciò è possibile analizzando il moto relativo del primo modulo rispetto al percorso di riferimento attraverso lo schema in Fig. 4.4:

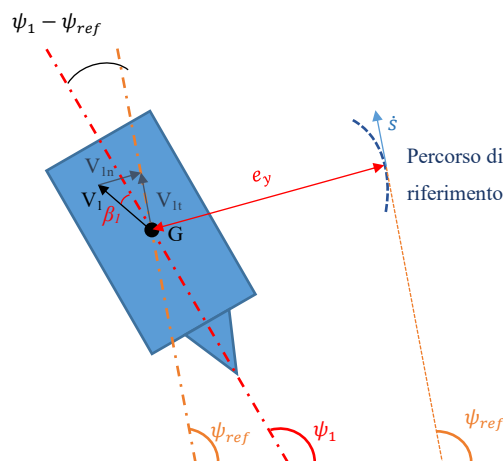


FIG. 4.4 – PRIMO MODULO - SCHEMA MOTO RELATIVO RISPETTO AL PERCORSO DI RIFERIMENTO

Dove:

- V_1 è la velocità assoluta del primo modulo;

- β_1 è l'angolo di assetto del primo modulo;
- ψ_1 è l'angolo di imbardata del primo modulo;
- ψ_{ref} è l'orientamento del percorso di riferimento;
- e_y è la minima distanza tra il baricentro del primo modulo e il percorso di riferimento;
- V_{1t} è la proiezione di V_1 lungo la direzione di ψ_{ref} e V_{1n} è la sua componente normale;
- \dot{s} è la derivata dell'ascissa curvilinea.

Quest'ultima dipende dalla dinamica del veicolo: il movimento del primo modulo provoca lo spostamento del punto appartenente al percorso di riferimento più vicino al centro di gravità del primo modulo. In particolare essa può essere vista come la componente di velocità di G_1 V_{1t} sommata alla velocità di G_1 rispetto al punto più vicino del percorso di riferimento:

$$\dot{s} = V_{1t} + \frac{d\psi}{dt} e_y = V_{1t} + \frac{d\psi}{ds} \frac{ds}{dt} e_y = V_{1t} + \frac{d\psi}{ds} \dot{s} e_y \quad (76)$$

Dall'Eq. (73) si nota come

$$\frac{d\psi}{ds} = \rho_{ref} \quad (77)$$

e sostituendo nella (76) avremo infine:

$$\dot{s} = V_{1t} + \rho_{ref} \dot{s} e_y \quad (78)$$

Andando ad esplicitare le due componenti di V rispetto alla direzione di ψ_{ref} si ottiene:

$$V_{1t} = V_1 \cos(\beta_1 + \psi_1 - \psi_{ref}) \quad (79)$$

$$V_{1n} = V_1 \sin(\beta_1 + \psi_1 - \psi_{ref}) \quad (80)$$

Sostituendo la (79) nella (78) si ottiene infine l'espressione di \dot{s} :

$$\dot{s} = \frac{V_1 \cos(\beta_1 + \psi_1 - \psi_{ref})}{1 - \rho_{ref} e_y} \quad (81)$$

Nell'Eq. (81) rientra anche la distanza che c'è tra il modulo e il percorso di riferimento e_y , la quale derivata è pari proprio a V_{1n} .

$$\dot{e}_y = V_1 \sin(\beta_1 + \psi_1 - \psi_{ref}) \quad (82)$$

In questo modo è possibile ricavare la variabile s necessaria per ottenere i valori di ψ_{ref} e ρ_{ref} che costituiranno gli input della logica di controllo di alto livello.

Una volta definito il percorso di riferimento è necessario progettare una logica di controllo affinché il veicolo possa seguire tale percorso. Per prima cosa bisogna trovare un legame tra la curvatura del 1° modulo del veicolo e l'angolo relativo, in modo che la curvatura del veicolo segua quella di riferimento. Tale sistema di controllo dovrà lavorare in parallelo con un secondo sistema che deve controllare la deviazione laterale rispetto al percorso di riferimento. L'output della logica sarà l'angolo relativo di riferimento che sarà dato dai contributi dei due sistemi in parallelo.

$$\alpha_{ref} = \alpha_{refFF} + \alpha_{refFB} \quad (83)$$

4.2.FEEDFORWARD

Considerando il sistema in configurazione sterzante in condizione stazionaria si ha che $\dot{\alpha} = 0$ e di conseguenza le due velocità angolari dei moduli sono uguali $\omega_1 = \omega_2$. Quindi i due moduli si comportano come se fossero un solo corpo rigido e si può individuare un unico centro di istantanea rotazione.

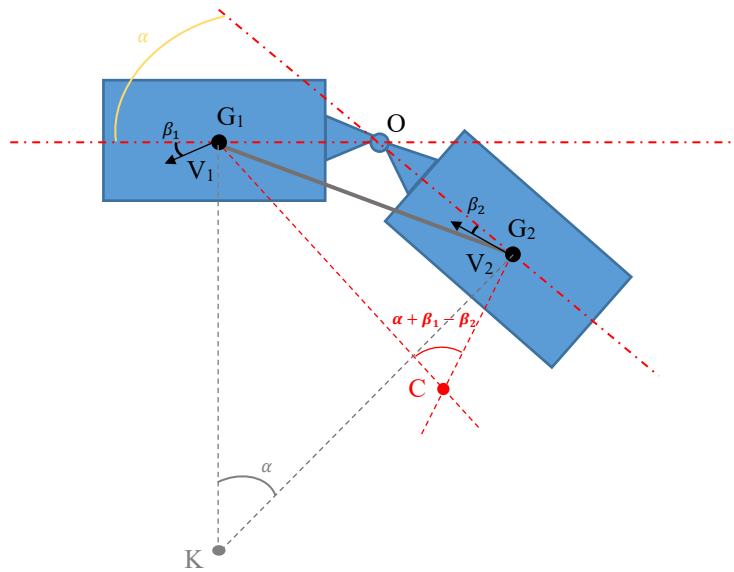


FIG. 4.5 – SCHEMA VEICOLO IN STERZATURA IN *STEADY-STATE*

Dalla Fig. 4.5 si individuano i triangoli $\widehat{G_1OG_2}$ e $\widehat{G_1CG_2}$ con il lato $\overline{G_1G_2}$ in comune e applicando il teorema del coseno ad entrambi si ottengono :

$$\overline{G_1G_2}^2 = \overline{OG_1}^2 + \overline{OG_2}^2 - 2\overline{OG_1}\overline{OG_2}\cos(180 - \alpha) \quad (84)$$

$$\overline{G_1G_2}^2 = \overline{G_1C}^2 + \overline{G_2C}^2 - 2\overline{G_1C}\overline{G_2C}\cos(\alpha + \Delta\beta) \quad (85)$$

I raggi di curvatura si ottengono dal diagramma delle accelerazioni; in questo caso possono essere approssimati con i lati $\overline{G_1C}$ e $\overline{G_2C}$:

$$\overline{G_1G_2}^2 = \overline{OG_1}^2 + \overline{OG_2}^2 + 2\overline{OG_1}\overline{OG_2}\cos\alpha \quad (86)$$

$$\overline{G_1G_2}^2 = \frac{1}{\rho_1^2} + \frac{1}{\rho_2^2} - \frac{2}{\rho_1\rho_2}\cos(\alpha + \Delta\beta) \quad (87)$$

Uguagliando le Eq. (86) e (87) si ottiene:

$$\overline{OG_1}^2 + \overline{OG_2}^2 + 2\overline{OG_1}\overline{OG_2}\cos\alpha = \frac{1}{\rho_1^2} + \frac{1}{\rho_2^2} - \frac{2}{\rho_1\rho_2}\cos(\alpha + \Delta\beta) \quad (88)$$

Si possono effettuare le seguenti semplificazioni:

$$1) \Delta\beta = \beta_1 - \beta_2 \approx 0$$

A meno di manovre molto brusche (i.e. testacoda) è plausibile trascurare la differenza tra i due angoli di assetto dei due moduli;

2) Poiché in stazionario il BRT può essere visto come un singolo corpo rigido si può scrivere la curvatura del secondo modulo in funzione della curvatura del primo.

Le curvature sono definite tramite le seguenti espressioni:

$$\rho_1 = \frac{a_{y1}u_1 - a_{x1}v_1}{V_1^3} \quad (89)$$

$$\rho_2 = \frac{a_{y2}u_2 - a_{x2}v_2}{V_2^3} \quad (90)$$

Per angoli di assetto piccoli si ha che $V_1 = u_1$, $V_2 = u_2$ e di conseguenza $v_1 = 0$ e $v_2 = 0$. Inoltre in queste condizioni si ha $a_{y2} = a_{y1}\cos\alpha$. Quindi effettuando la divisione tra le eq. (89) e (90) si ha

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} \approx \frac{u_2^2}{u_1^2\cos\alpha} \quad (91)$$

Tra le componenti delle velocità longitudinali dei due moduli persiste la seguente relazione:

$$u_2 = u_1 \cos \alpha - (v_1 - \dot{\psi}_1 \overline{OG_1}) \sin \alpha \quad (92)$$

E per le considerazioni effettuate in precedenza e poiché ci troviamo in condizioni stazionarie possiamo scrivere che $u_2 \approx u_1 \cos \alpha$. La (91) diventa quindi:

$$\rho_2 \approx \frac{\rho_1}{\cos \alpha} \quad (93)$$

Con tali semplificazioni l'equazione (88) diventa:

$$\overline{OG_1}^2 + \overline{OG_2}^2 + 2\overline{OG_1} \overline{OG_2} \cos \alpha = \frac{1}{\rho_1^2} (1 - \cos^2 \alpha) \quad (94)$$

Dalla quale si ricava la relazione tra la curvatura e l'angolo relativo:

$$\alpha_{ref,FF} = \arccos \left(-\rho_{ref}^2 \overline{OG_1} \overline{OG_2} + \sqrt{(\rho_{ref}^2 \overline{OG_1} \overline{OG_2})^2 - \rho_{ref}^2 (\overline{OG_1}^2 + \overline{OG_2}^2) + 1} \right) \text{sign}(\rho_{ref}) \quad (95)$$

Inserendo il valore della curvatura proveniente dal percorso di riferimento all'interno di questa equazione è possibile ricavare il contributo dell'angolo relativo derivante da questo sistema di controllo che sarà di tipo *Feedforward* poiché non è presente nessun tipo di feedback da parte del modello di veicolo. Poiché nell'equazione (95) le uniche variabili sono l'angolo relativo e la curvatura possiamo mappare il valore di $\alpha_{ref,FF}$ rispetto a ρ_{ref} :

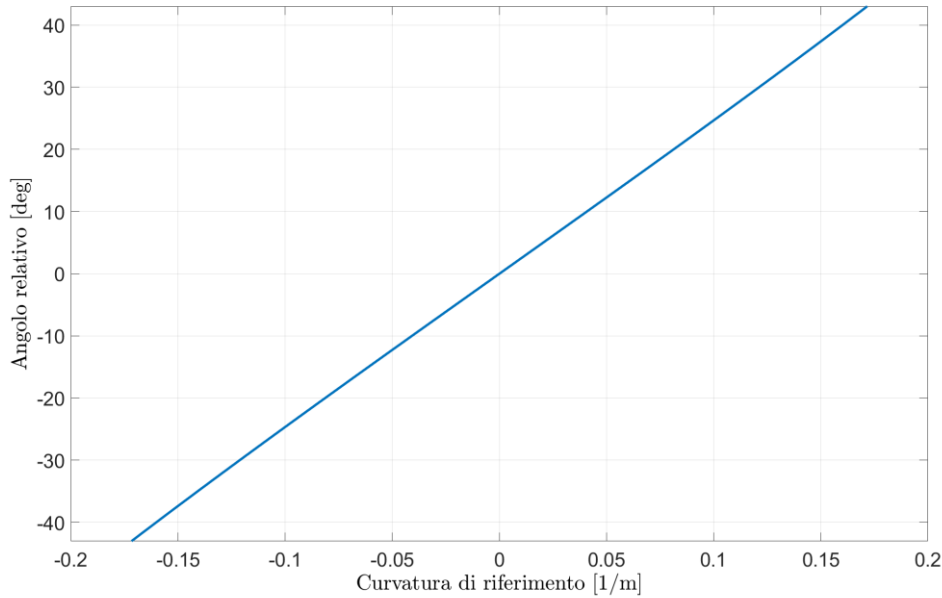


FIG. 4.6 – CORRISPONDENZA TRA I VALORI DI CURVATURA E I VALORI DELL'ANGOLO RELATIVO NEL RANGE DI ANGOLI RELATIVI RAGGIUNGIBILI ($-43^\circ \div 43^\circ$)

Nel grafico in Fig. 4.6 si nota come la corrispondenza tra i due termini sia circa lineare e quindi si può utilizzare un'espressione lineare che approssimi tale relazione:

$$\alpha_{ref} = K_{FFHL}\rho_{ref} \quad (96)$$

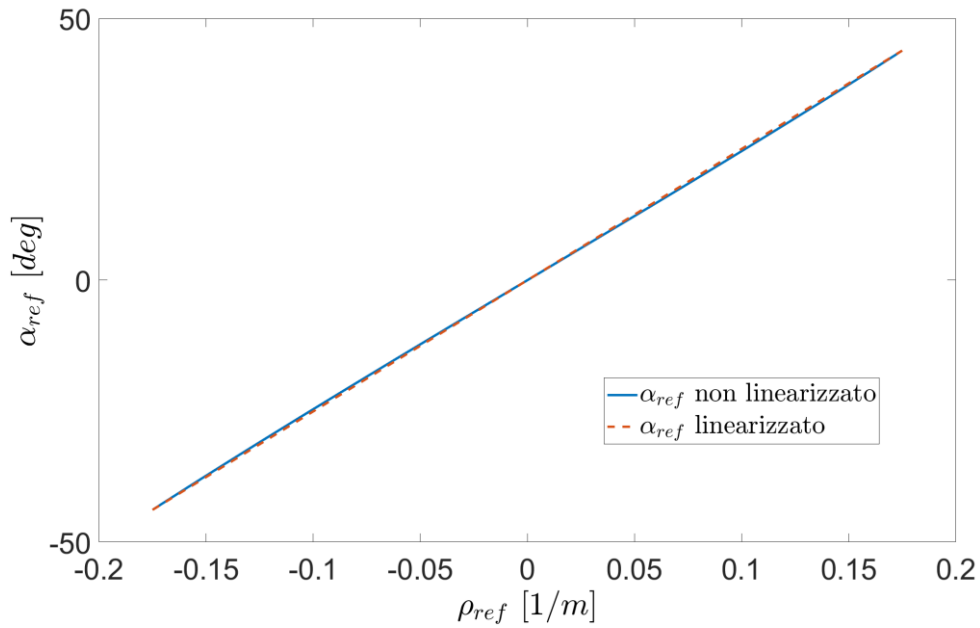


FIG. 4.7 - CORRISPONDENZA TRA I VALORI DI CURVATURA E I VALORI DELL'ANGOLO RELATIVO NEL RANGE DI ANGOLI RELATIVI RAGGIUNGIBILI ($-43^\circ \div 43^\circ$) – CONFRONTO EQUAZIONE LINEARIZZATA E NON LINEARIZZATA

In Fig. 4.7 si nota come l'espressione lineare è circa coincidente con l'espressione reale nel range di alfa quindi è plausibile utilizzarla. In questo modo si ottiene un valore di guadagno costante che moltiplicato per la curvatura è pari all'angolo relativo e quindi si evita di inserire in ambiente *Simulink* una *Lookup Table* che potrebbe rendere più pesante il modello e quindi aumentare i tempi di calcolo.

4.3.LOGICA DI CONTROLLO HL FEEDBACK

Il sistema di controllo *Feedforward* descritto in precedenza può essere affiancato da un sistema di controllo di tipo *Feedback* sulla distanza minima tra il percorso di riferimento e il baricentro del primo modulo e_y . Infatti affinché il veicolo segua il percorso di riferimento bisogna garantire che questa distanza sia circa nulla e quindi essa rappresenta l'errore del sistema di controllo. Questo contributo dell'angolo relativo sarà valutato con una legge di tipo proporzionale derivativo (PD):

$$\alpha_{refFB} = K_P e_y + K_D \dot{e}_y \quad (97)$$

La logica di controllo di alto livello può essere riassunta nel seguente diagramma a blocchi

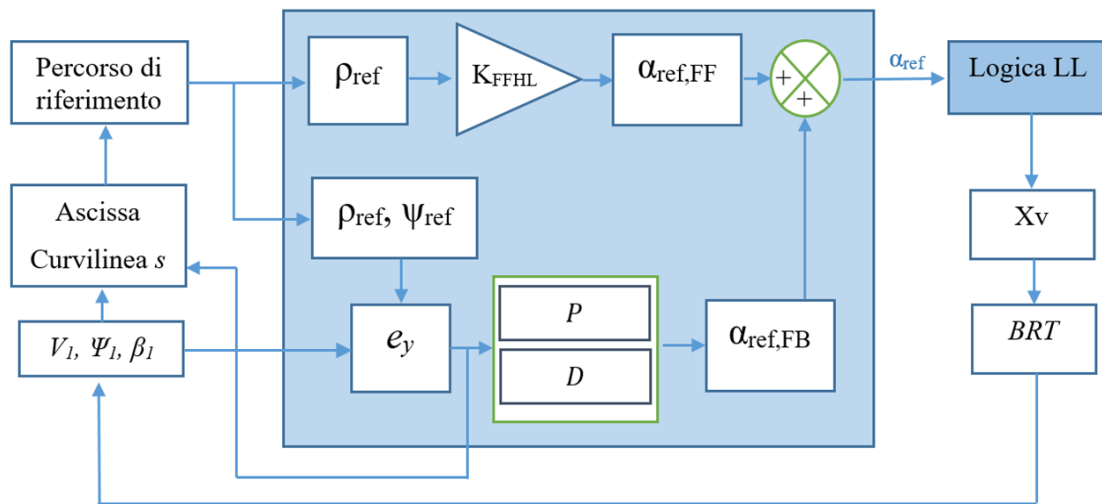


FIG. 4.8 - SCHEMA A BLOCCHI LOGICA DI CONTROLLO ALTO LIVELLO

4.4. RISULTATI E CONSIDERAZIONI

In questo paragrafo verranno analizzati i risultati della logica di alto livello nelle varie configurazioni per varie manovre.

4.4.1. Inversione di Marcia

Per il percorso descritto in precedenza si va a analizzare come si comporta il modello ad una velocità costante di $10 \frac{\text{km}}{\text{h}}$:

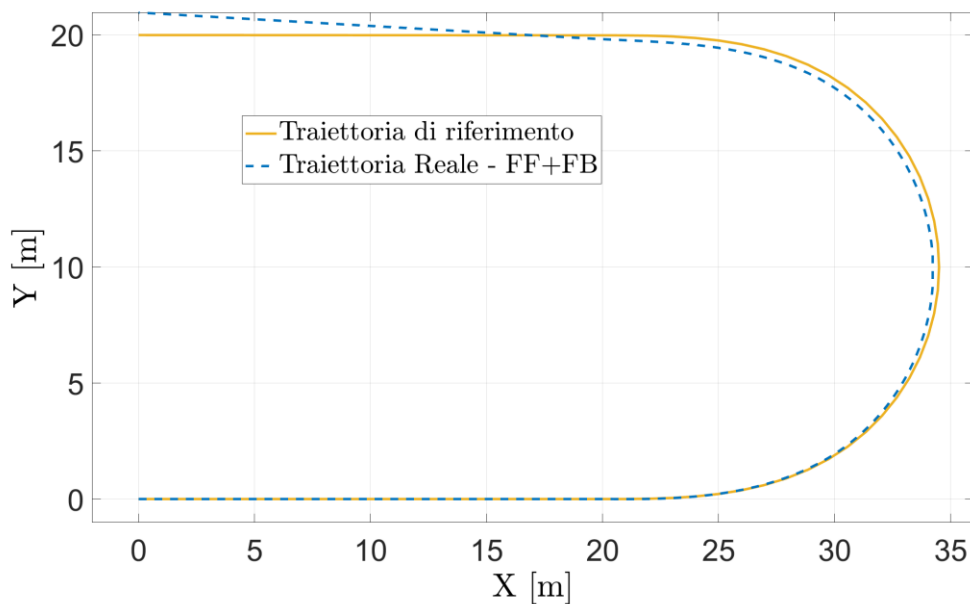


FIG. 4.9 – INVERSIONE DI MARCIA – TRAIETTORIA DI RIFERIMENTO E TRAIETTORIA REALE UTILIZZANDO SOLO IL SISTEMA DI CONTROLLO *FEEDFORWARD*

La logica con un contributo unicamente *Feedforward* reagisce molto bene alle curvature del percorso di riferimento ma si nota come la distanza tra le due traiettorie non è nulla durante l'intera simulazione. Un sistema di controllo di questo tipo non può andar bene perché l'errore di posizione del veicolo può diventare abbastanza rilevante per percorsi lunghi e con un numero rilevante di curvature. Ad esempio, come si vede in Fig. 4.9 il tratto rettilineo a fine inversione di marcia risulta avere una pendenza diversa da quella di riferimento e più lungo è tale tratto più l'errore di posizione cresce. Per questo è necessario un controllo sulla distanza minima per correggere l'errore. Il vantaggio di mantenere comunque in parallelo un sistema di controllo *Feedforward* è quello di ridurre di molto la correzione dell'errore di posizione.

In Fig. 4.10 si è utilizzato un controllo *Feedback* puramente proporzionale con $K_p=-0.35$. Si nota come l'errore di posizione viene decisamente ridotto pur utilizzando un fattore moltiplicativo abbastanza basso. Tuttavia la traiettoria reale presenta delle oscillazioni nel secondo tratto rettilineo. Infatti, mentre nella logica di controllo di basso livello un controllo puramente proporzionale risulta efficiente a causa della saturazione del segnale di apertura della valvola, in questo caso un controllo unicamente proporzionale non può garantire che l'errore converga a zero.

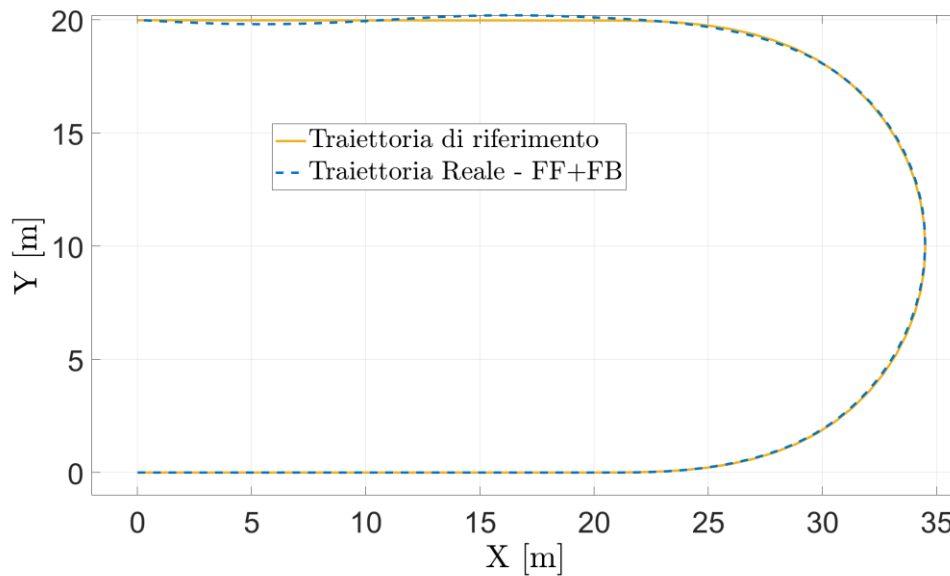


FIG. 4.10 – INVERSIONE DI MARCIA – TRAIETTORIA DI RIFERIMENTO E TRAIETTORIA REALE UTILIZZANDO SISTEMA DI CONTROLLO *FEEDFORWARD* + *FEEDBACK* PURAMENTE PROPORZIONALE ($K_p=-0.35$)

In Fig. 4.11 si è utilizzato un controllo in retroazione proporzionale e derivativo ($K_p=-0.35$ e $K_d=-0.4$) e si nota come il veicolo segue perfettamente la traiettoria di riferimento.

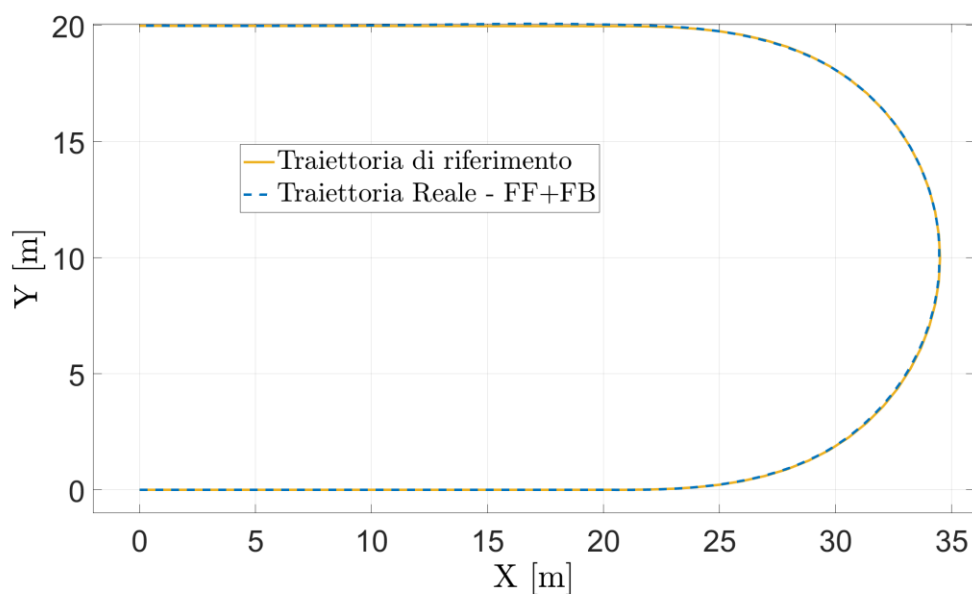


FIG. 4.11 – INVERSIONE DI MARCIA – TRAIETTORIA DI RIFERIMENTO E TRAIETTORIA REALE UTILIZZANDO SISTEMA DI CONTROLLO *FEEDFORWARD* + *FEEDBACK* PROPORZIONALE E DERIVATIVO ($K_P=-0.35$ $K_D=-0.4$)

Tuttavia se si utilizzano questi parametri il sistema potrebbe presentare delle oscillazioni che risultano più o meno importanti a seconda della manovra che si effettua (Fig. 4.12).

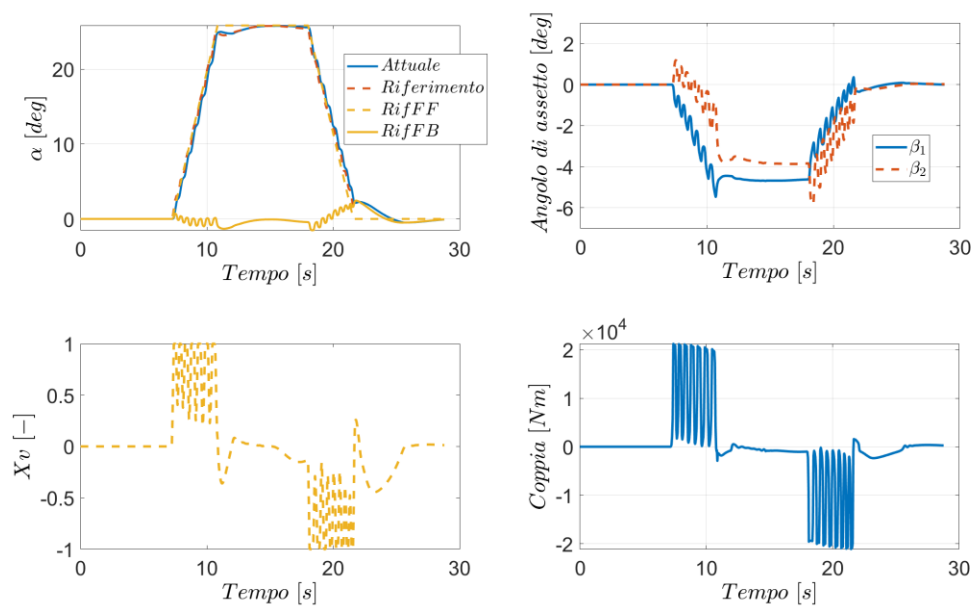


FIG. 4.12 – INVERSIONE DI MARCIA – SISTEMA DI CONTROLLO *FEEDFORWARD* + *FEEDBACK* PROPORZIONALE E DERIVATIVO ($K_P=-0.35$ $K_D=-0.4$)

Anche in questo caso vale la stessa logica usata nella logica di controllo di basso livello, ovvero cercare un compromesso tra affidabilità del controllo e stabilità del sistema.

Utilizzando $K_p=-0.1$ e $K_d=-0.05$ otteniamo minori oscillazioni con un errore di posizione molto basso.

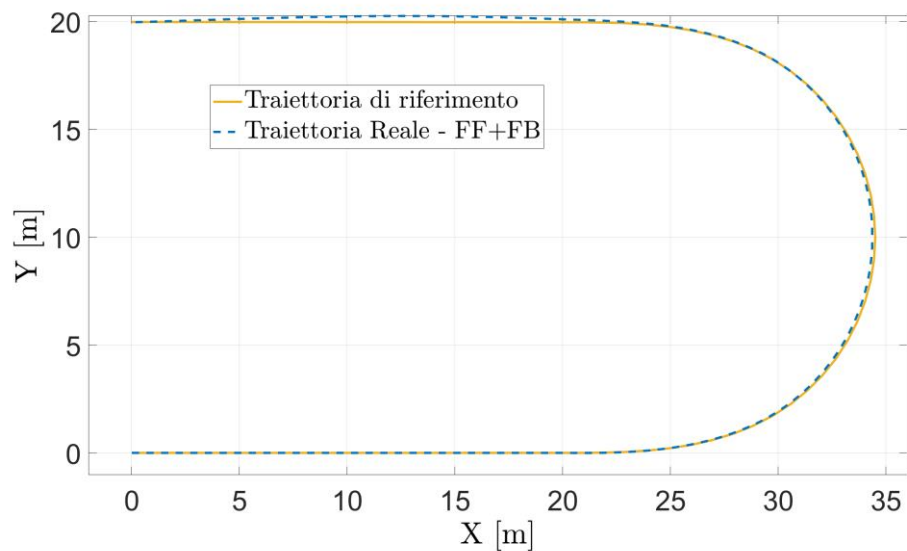
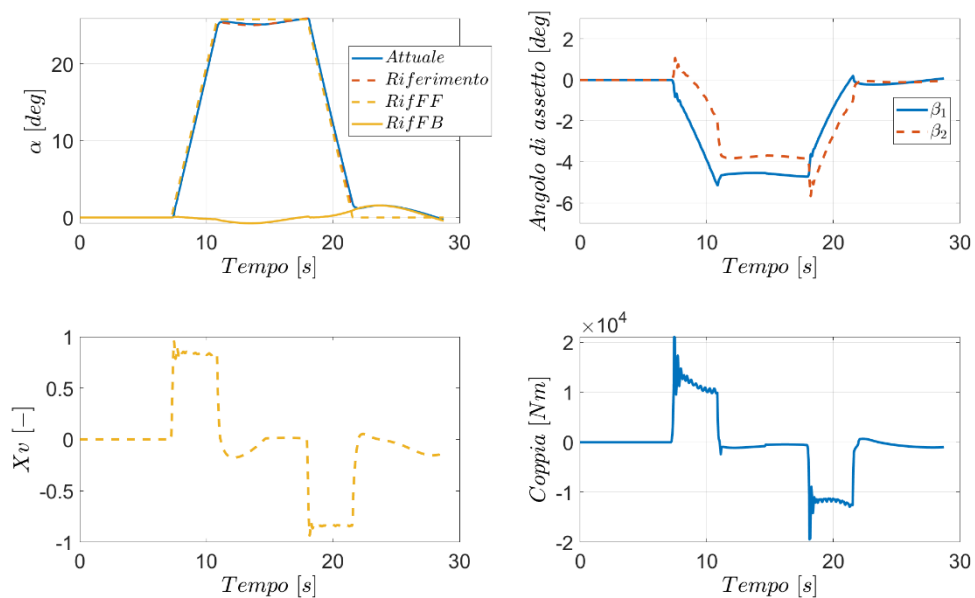


FIG. 4.13 - INVERSIONE DI MARCIA – TRAIETTORIA DI RIFERIMENTO E TRAIETTORIA REALE UTILIZZANDO SISTEMA DI CONTROLLO *FEEDFORWARD* + *FEEDBACK* PROPORZIONALE



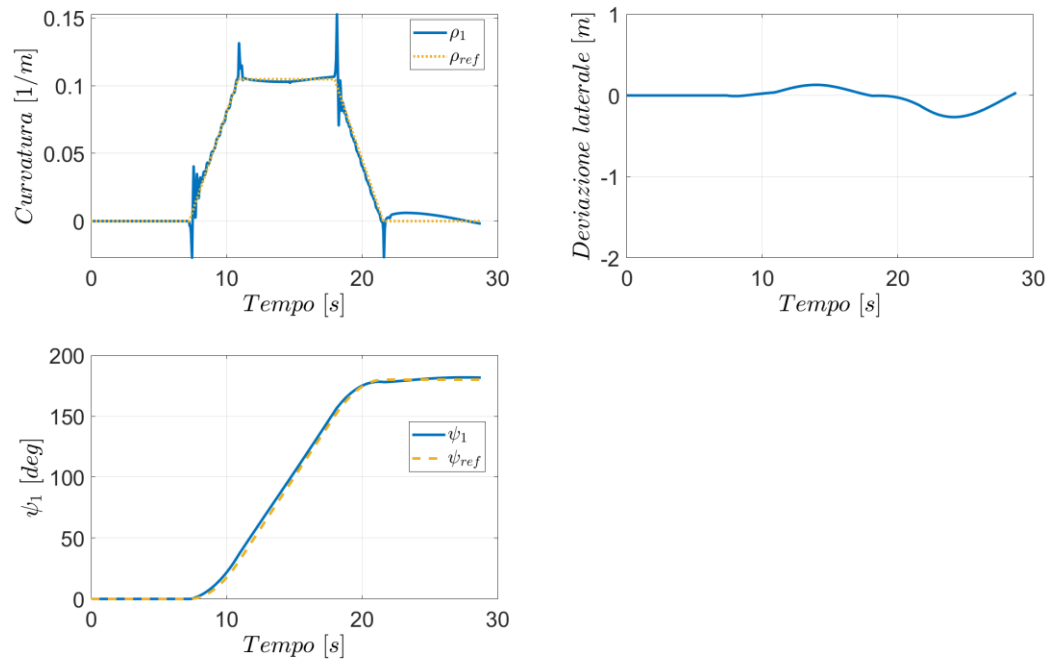


FIG. 4.14 - INVERSIONE DI MARCIA – SISTEMA DI CONTROLLO *FEEDFORWARD* + *FEEDBACK* PROPORZIONALE E DERIVATIVO ($K_P=-0.1$ $K_D=-0.05$)

In Fig. 4.14 si nota come il contributo del *Feedback* per l' α_{ref} risulta molto inferiore a quello del *Feedforward*.

4.4.2. Double Lane Change

Tale manovra si riferisce a un sorpasso o in generale permette di evitare un ostacolo. Le simulazioni sono effettuate ad una velocità costante di $10 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ e un raggio di curvatura di riferimento pari a $0,3 \frac{1}{\text{m}}$

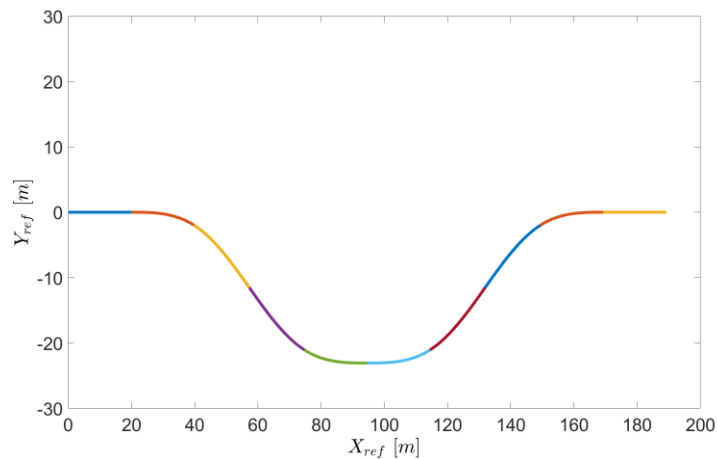


FIG. 4.15 – DOUBLE LANE CHANGE – PERCORSO DI RIFERIMENTO

I risultati sono molto simili al caso di inversione di marcia:

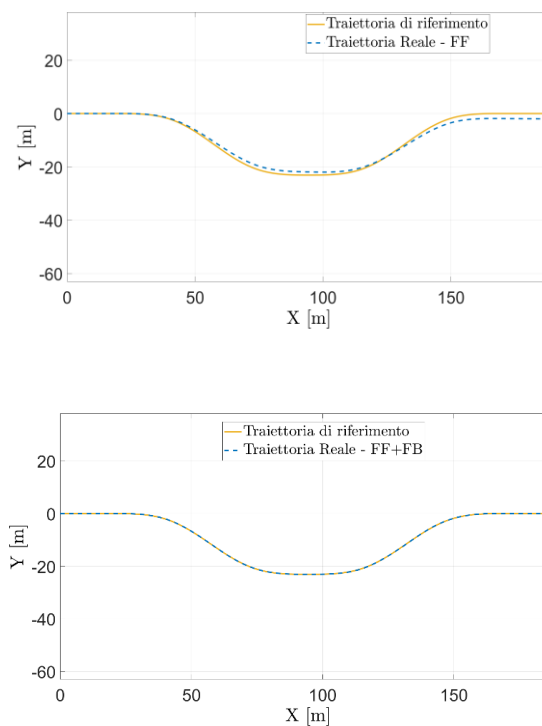


FIG. 4.16– DOUBLE LANE CHANGE - TRAIETTORIA DI RIFERIMENTO E TRAIETTORIA REALE CON SISTEMA DI CONTROLLO *FEEDFORWARD* E *FEEDFORWARD + FEEDBACK* ($K_P=-0.1$ $K_D=-0.05$)

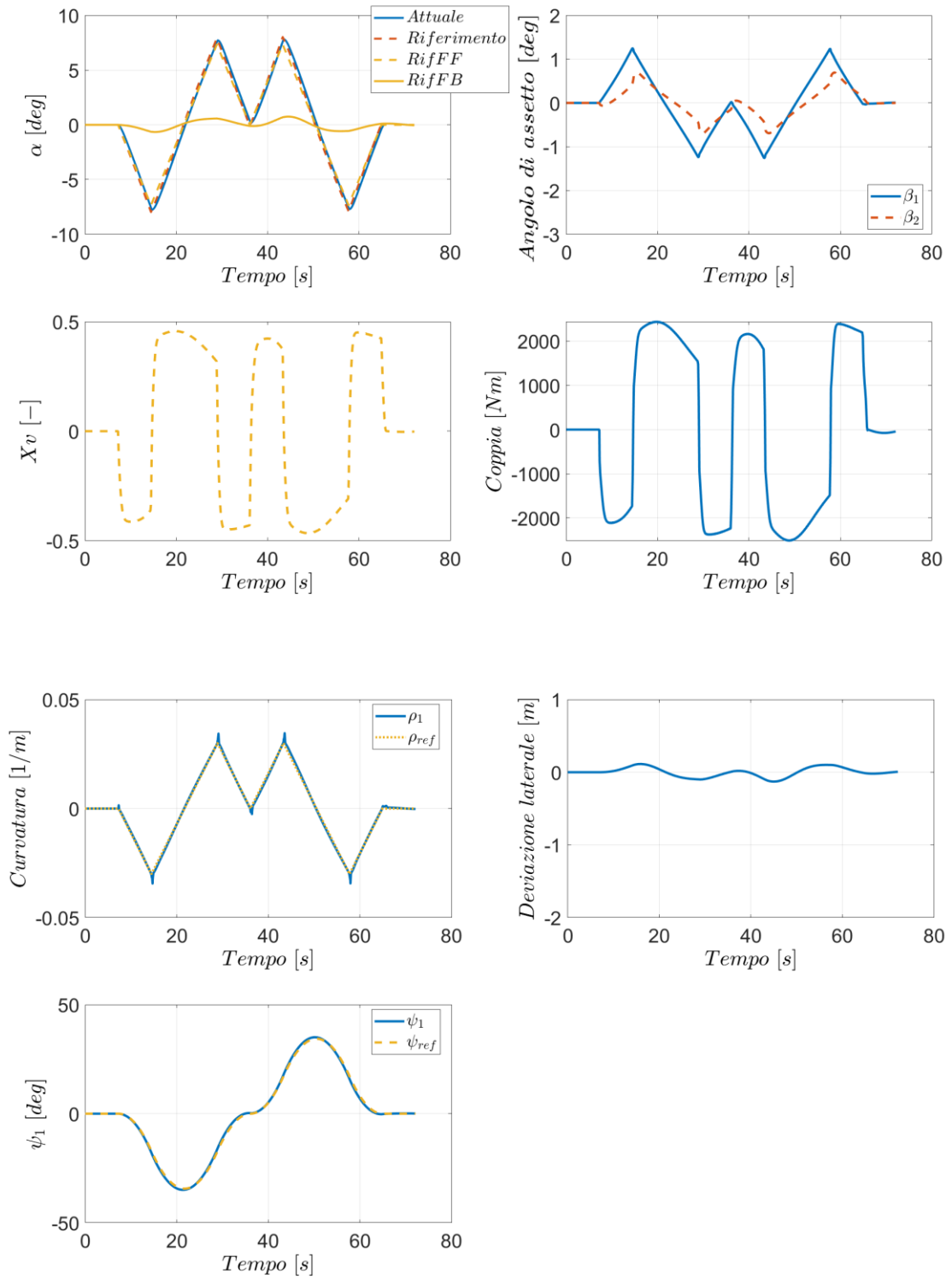


FIG. 4.17 - DOUBLE LANE CHANGE – SISTEMA DI CONTROLLO *FEEDFORWARD* + *FEEDBACK* PROPORZIONALE E DERIVATIVO ($K_P=-0.1$ $K_D=-0.05$)

4.4.3. Cambio di carreggiata

Il percorso di riferimento di questa manovra è il seguente:

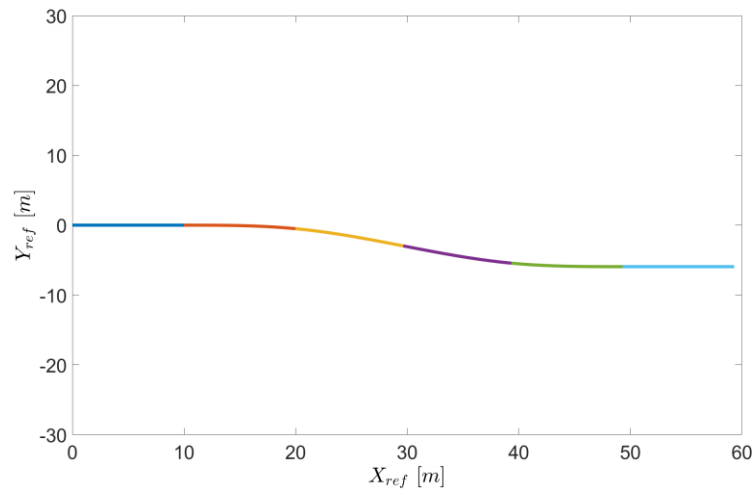


FIG. 4.18 – CAMBIO DI CARREGGIATA – PERCORSO DI RIFERIMENTO

Come si nota dalle immagini successive, anche in questo caso il percorso di riferimento viene seguito precisamente.

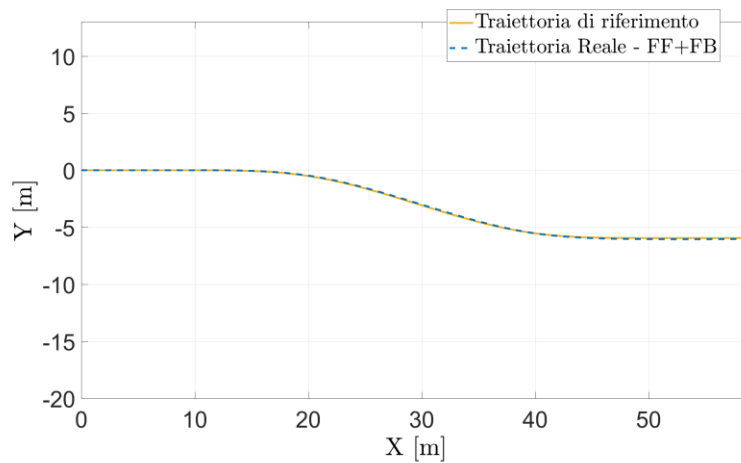


FIG. 4.19 – CAMBIO DI CARREGGIATA – TRAIETTORIA DI RIFERIMENTO E TRAIETTORIA REALE CON SISTEMA DI CONTROLLO *FEEDFORWARD* + *FEEDBACK* PROPORZIONALE E DERIVATIVO ($K_P=-0.1$ $K_D=-0.05$)

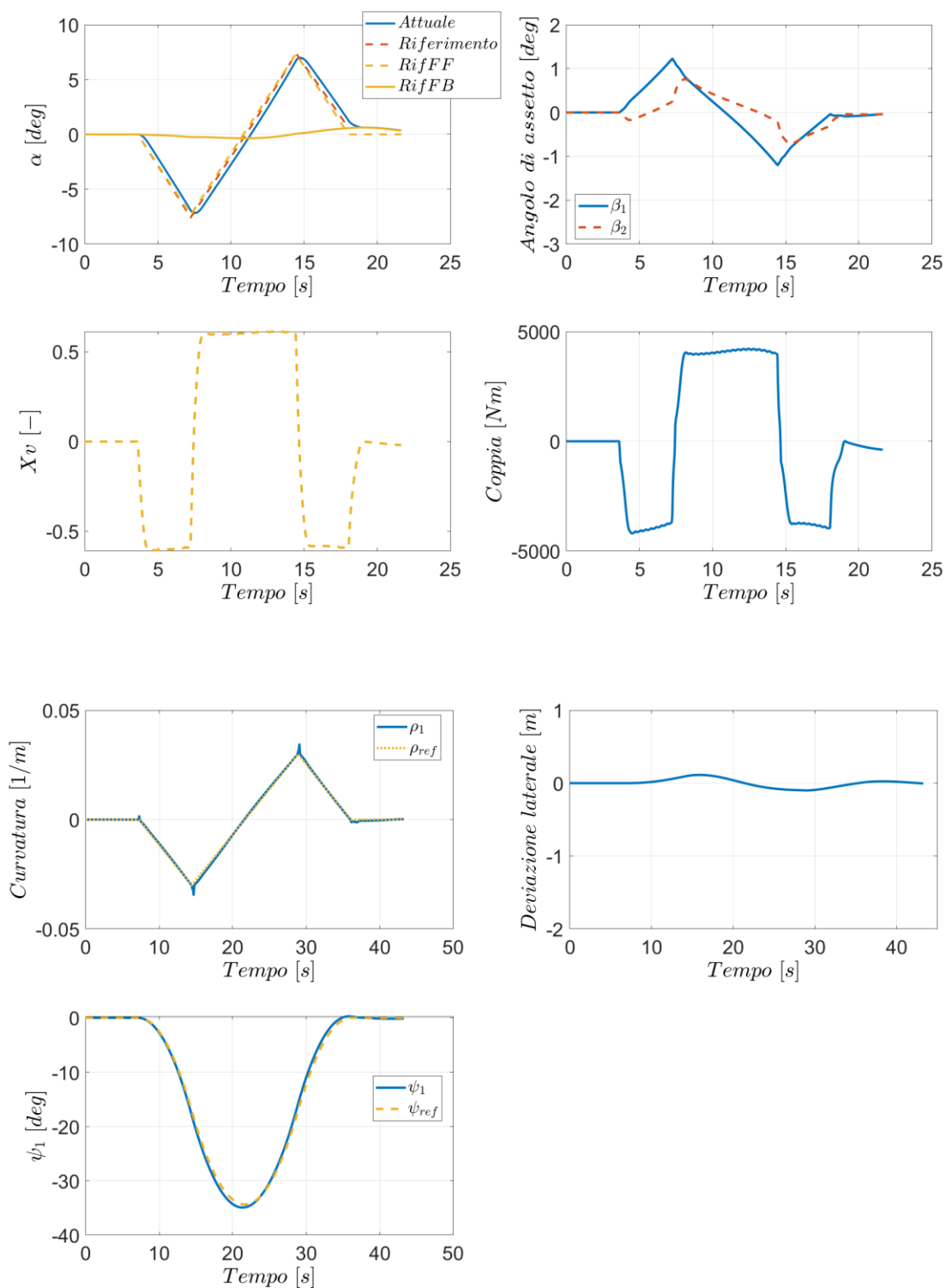


FIG. 4.20 – CAMBIO DI CARREGGIATA - SISTEMA DI CONTROLLO *FEEDFORWARD* + *FEEDBACK* PROPORZIONALE E DERIVATIVO ($K_P=-0.1$ $K_D=-0.05$)

3.5. RIEPILOGO LOGICHE DI CONTROLLO

In entrambe le logiche di controllo progettate si è pensato di utilizzare un sistema *Feedback+Feedforward*, in modo da avere un compromesso tra precisione del controllore e stabilità del sistema. Il sistema di controllo della traiettoria complessivo può essere schematizzato in questo modo:

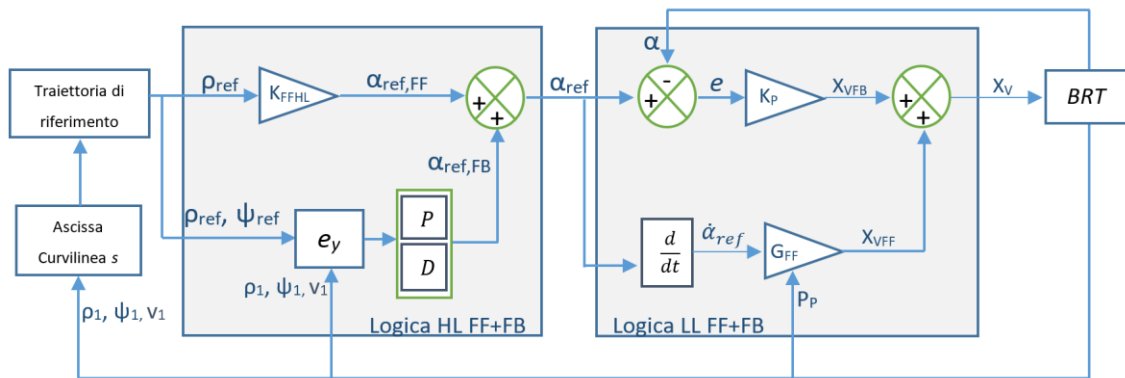


FIG. 4.21 – SCHEMA A BLOCCHI – SISTEMA DI CONTROLLO DELLA TRAIETTORIA

Nella seguente tabella vengono riassunti i valori utilizzati per i parametri del sistema di controllo:

Logica Alto Livello	
K_{FFHL}	4.3753
K_{PHL}	-0.1
K_{DHL}	-0.05
Logica Basso Livello	
K_{PLL}	5
K_c	1.682×10^7

TABELLA 4.1 – VALORI DEI GUADAGNI COSTANTI DELLE LOGICHE DI CONTROLLO

5. Sviluppo sperimentale

In questo capitolo si descriveranno gli hardware, i software e i sensori utilizzati per implementare la tecnologia di sterzata *Steer by Wire* e effettuare il controllo della traiettoria sul veicolo, e come essi si interfacciano tra loro e con il *BRT*.

5.1.CONTROLLLORE

Al fine di poter interfacciare gli input e gli output nel sistema viene utilizzato un controllore a prestazioni elevate per sistemi di automazione e misura. Questi controllori hanno dei sistemi operativi *real-time*, in grado di assicurare che i processi avvengano in un tempo determinato, a differenza di sistemi operativi come Windows, i quali tempi di processo dipendono dal livello di priorità delle operazioni richieste. In un'applicazione come quella della guida autonoma è necessario che i dati e le operazioni vengano effettuate istantaneamente.

Il processore utilizzato è il PXI della casa produttrice *National Instrument*. Esso è composto generalmente da:

- 1) Lo *Chassis* che rappresenta il corpo principale dentro il quale vengono inseriti i moduli. Esso fornisce l'alimentazione e contiene i bus che permettono il collegamento e la comunicazione tra i moduli. Il modello utilizzato è il *NI PXI 1031*.



FIG. 5.1 – CHASSIS PXI 1031

- 2) Il controller che rappresenta il sistema di interfaccia con Windows attraverso il software dedicato *NI VeriStand* o con sistemi operativi *real time* (*NI LabView*) ed è paragonabile ad un vero e proprio calcolatore, con CPU, RAM e Hard Disk. Il modello utilizzato è il *NI PXI 8110*. Esso contiene una porta Ethernet attraverso la quale comunica con il PC Host, porte USB e DVI alle quali si possono collegare hardware quali tastiera, stampante, monitor, ecc.



FIG. 5.2 – CONTROLLORE PXI 8110

- 3) I Moduli, che consentono al controllore di poter comunicare con l'esterno. Ne esistono di varie tipologie con varie funzioni. Allo scopo di questo progetto di tesi sono utilizzati il *NI PXI 6123*, *NI PXI 6704* e il *NI PXI 8513*.

Le prime due sono schede DAQ (*Data Acquisition*) Multifunction, ma mentre la 6123 è dotata di 8 input analogici, e quindi rappresenta l'interfaccia a cui bisogna collegare i sensori necessari i quali segnali verranno letti dal PXI, la 6704 è dotata di 16 output analogici attraverso i quali il controllore è in grado di inviare segnali all'esterno. I segnali possono essere trasmessi sia sotto forma di corrente che di tensione.

La *NI PXI 8513* è una scheda CAN alla quale si può collegare la centralina del veicolo, ottenendo informazioni in *real time* riguardo velocità, coppia motore, numero di giri del motore e altro. Queste informazioni risultano fondamentali al fine di integrare il sistema di controllo di dinamica laterale progettato in questo lavoro con il sistema di controllo di dinamica longitudinale.

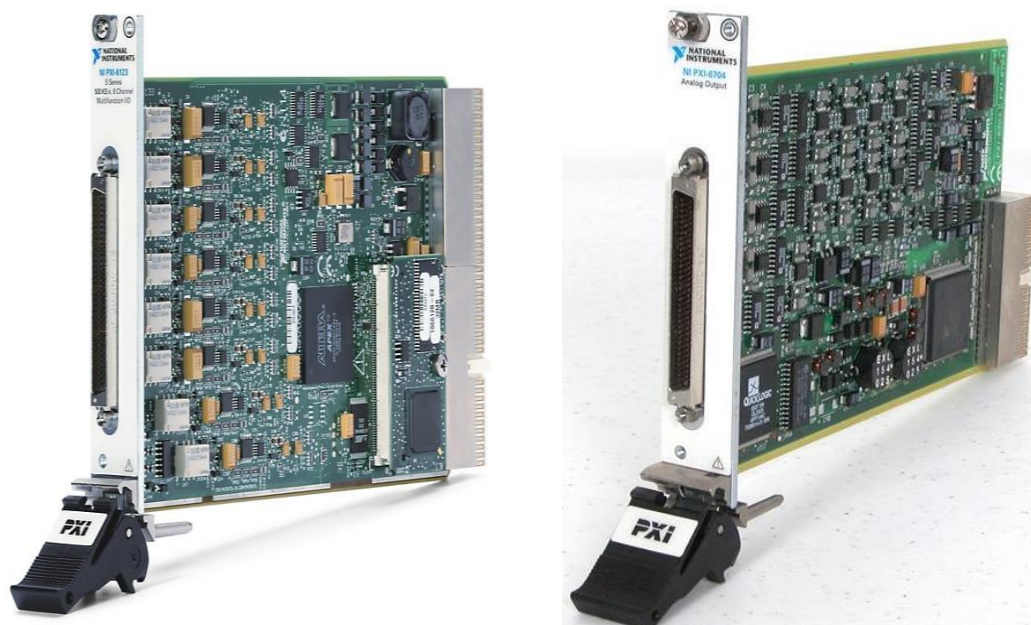


FIG. 5.3 –SCHEDE DAQ MULTIFUNCTION NI PXI 6123 E NI PXI 6704



FIG. 5.4 – SCHEDA CAN NI PXI 8513

Inoltre a questa porta si possono collegare unità di misura inerziale (IMU) e altri sensori, come ad esempio il *profilometro* che permette di avvertire la presenza di oggetti in prossimità di esso.

5.2.SENSORI

I sensori utilizzati nella parte sperimentale del lavoro di tesi sono stati potenziometri, trasduttori di pressione e IMU+GPS. I primi servono a valutare l'angolo relativo

desiderato dal guidatore e l'angolo relativo attuale del veicolo, i secondi a valutare le pressioni nei cilindri e di conseguenza la pressione alla pompa, mentre le IMU sono sistemi che contengono sensori inerziali, quali ad esempio accelerometri, giroscopi e magnetometri, e permettono un monitoraggio della dinamica di un mezzo in movimento. A quest'ultima potranno essere collegate delle antenne GPS.

5.2.1. Potenzimetri

Sono dispositivi elettrici con due resistori collegati in serie, la quale somma è costante ma il valore relativo è variabile. Nella pratica trasformano uno spostamento in un segnale elettrico facendo variare la resistenza al suo interno.

Nell'applicazione della sterzata sul *BRT* sono necessari almeno due potenziometri:

Il primo è un potenziometro angolare multigiro (Fig. 5.5). Esso può essere montato solidale allo sterzo in modo da poter controllare la sterzata del veicolo direttamente dal volante, quando il veicolo non è in guida autonoma.



FIG. 5.5 – POTENZIOMETRO ANGOLARE MULTIGIRO

Per poter correlare l'input del potenziometro con la sterzata del veicolo bisogna convertire l'angolo volante (δ_{sw}) nell'angolo relativo desiderato (α_{des}) per poi utilizzare questo valore come input della logica di controllo di basso livello (Paragrafo 3). Tale correlazione può essere fatta considerando il massimo valore di angolo relativo (α_{max}) raggiungibile dal veicolo corrispondente all'angolo volante massimo (δ_{swmax}) nel caso di sterzata meccanica (sistema sterzante in Fig. 1.3):

$$\alpha_{des} = \frac{\alpha_{max}}{\delta_{SWmax}} \delta_{SW} \text{ [deg]} \quad (98)$$

La problematica di utilizzare un sistema del genere può essere quella che il guidatore non avrebbe lo stesso *feedback* da parte del volante come nel caso di sterzata meccanica. Questa problematica potrebbe essere risolta in un eventuale sviluppo futuro.

Il secondo potenziometro è un potenziometro lineare. In particolare esso dovrà essere solidale al movimento di uno dei cilindri in modo da poter valutare lo spostamento dei cilindri.



FIG. 5.6 – POTENZIOMETRO LINEARE

Il potenziometro scelto è stato sviluppato allo scopo di garantire un alto grado di protezione nelle operazioni in ambienti gravosi e all'aperto. Infatti esso è posto all'esterno del veicolo e deve resistere a tutte le condizioni ambientali e di terreno possibili. Il valore dell'allungamento del potenziometro x sarà dato da:

$$x = V \cdot \frac{C}{V_{max}} \text{ [m]} \quad (99)$$

dove V è il segnale in Volt del potenziometro, V_{max} è il segnale massimo, pari al segnale di alimentazione, e C è la corsa del potenziometro.

Lo scopo di questo potenziometro è quello di valutare l'angolo relativo tra i due moduli α . Infatti, riprendendo l'Eq. (2), avremo:

$$\overline{BD'} = \sqrt{d_I^2 + d_{II}^2 - 2d_I d_{II} \cos(\gamma - \alpha)} \quad (100)$$

Quindi α è correlato con lo spostamento del sistema cilindro-pistone (in questo caso BD' rappresenta lo spostamento del cilindro sinistro) e in questo modo si può fornire al

contributo *Feedback* nella logica di controllo di basso livello il valore istantaneo dell'angolo relativo (Paragrafo 3.1).

5.2.2. Trasduttori di pressione

Sono sensori che valutano la pressione in circuiti oleodinamici. Anch'essi forniscono un segnale di tensione.



FIG. 5.7 – TRASDUTTORE DI PRESSIONE

All'interno dell'impianto sterzante sono posti alle uscite della valvola VP2 (Fig. 5.8), in modo da poter valutare le pressioni all'interno delle camere dei cilindri.

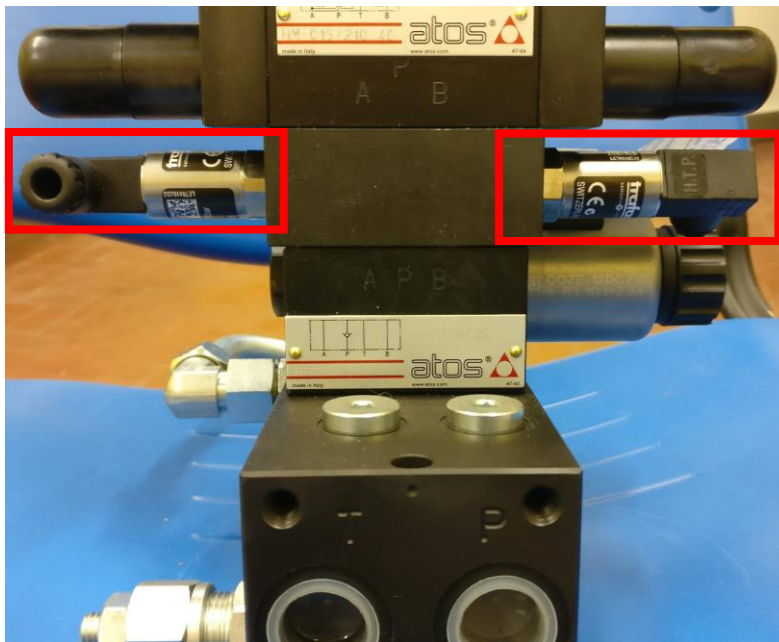


FIG. 5.8 – MONOBLOCCO VALVOLE PROPORZIONALI PER STERZATURA *STEER BY WIRE* –
TRASDUTTORI DI PRESSIONE

In questo modo possiamo ottenere anche una stima della pressione della pompa, che verrà utilizzata nel contributo *feedforward* della logica di controllo di basso livello, supponendo che le differenze di pressione tra monte e valle della valvola siano circa uguali:

$$P_P - P_{in} \approx P_{out} - P_{atm} \quad (101)$$

$$P_P \approx P_{out} - P_{atm} + P_{in} \quad (102)$$

E quindi avremo:

$$P_P \approx P_A + P_B - P_{atm} \quad (103)$$

5.2.3. IMU+GPS

Per poter monitorare accelerazioni e velocità angolari dei due moduli è possibile utilizzare un'unità di misura inerziale per modulo, posta in corrispondenza del baricentro. Il sensore che si è utilizzato nella parte sperimentale di questo progetto di tesi è la *SBG Ekinox D*, che include al suo interno una IMU e algoritmo del Filtro di *Kalman*, che valuta lo stato di un sistema dinamico e migliora le prestazioni del sensore.



FIG. 5.9 – IMU SBG EKINOX D

La *Ekinox* viene collegata ad una *Split Box* che facilita l'interfaccia con il controllore PXI poiché possiede una porta CAN che può essere collegata alla scheda presente nel controllore.



FIG. 5.10 – SBG SPLIT BOX

Alla IMU possono essere collegate due antenne GPS (Global Positioning System) grazie alle quali si può conoscere la posizione del veicolo e gli angoli di imbardata dei due moduli. Questi valori sono necessari per il sistema di controllo della traiettoria del *BRT* (Capitolo 4).

5.3.AMBIENTE SOFTWARE NATIONAL INSTRUMENT

I software dedicati alla comunicazione con il PXI sono sviluppati dalla stessa casa produttrice del controllore, ovvero *National Instrument*. I software NI utilizzati per questo lavoro di tesi sono stati principalmente 3: *NI-XNET Database Editor*, *NI MAX* (*Measurement and Automation eXplorer*) e *NI VeriStand*.

5.3.1. NI-XNET Database Editor

È il software dedicato alla creazione di un database CAN o alla lettura di uno già esistente e al suo caricamento su *VeriStand*. In questo modo è possibile far comunicare il PXI con il dispositivo collegato alla rete CAN che nel caso in questione potrebbe essere o la IMU o la centralina del veicolo.

Infatti la comunicazione all'interno del protocollo CAN (*Controller Area Network*) si basa su messaggi che sono contenuti all'interno del database, il quale contiene anche la descrizione del protocollo stesso. Infatti, a seconda del dispositivo (o dei dispositivi) che si vuole collegare alla scheda CAN, bisogna inserire o creare un database diverso, in modo che ci possa essere comunicazione tra controllore e dispositivo.

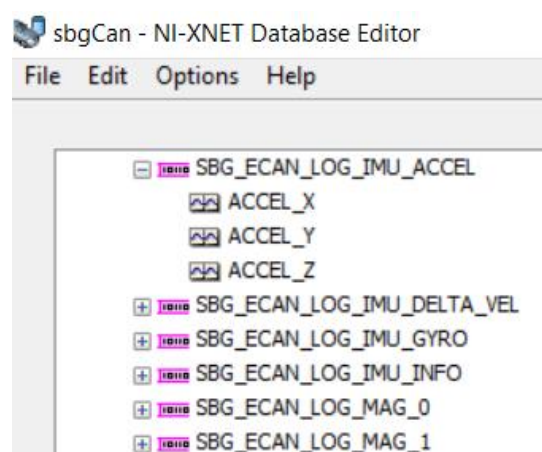


FIG. 5.11 – ESEMPIO DI PARTE DI DATABASE CAN – IMU EKINOX D

In Fig. 5.11 è rappresentata una parte di schermata di *NI X-NET* dove è presente parte del database dell'unità di misura inerziale *Ekinok D*. Si possono notare al suo interno i *frames*

(contrassegnati in rosa) che contengono al loro interno i veri e propri segnali (contrassegnati in bianco) che nel caso di esempio rappresentano le accelerazioni lungo i tre assi dell'unità inerziale.

5.3.2. NI MAX (Measurement and Automation Explorer)

È il programma che consente di configurare i dispositivi National Instrument, di installare driver o sistemi operativi sui dispositivi PXI e di verificare la connessione tra PC Host e PXI tramite Ethernet.

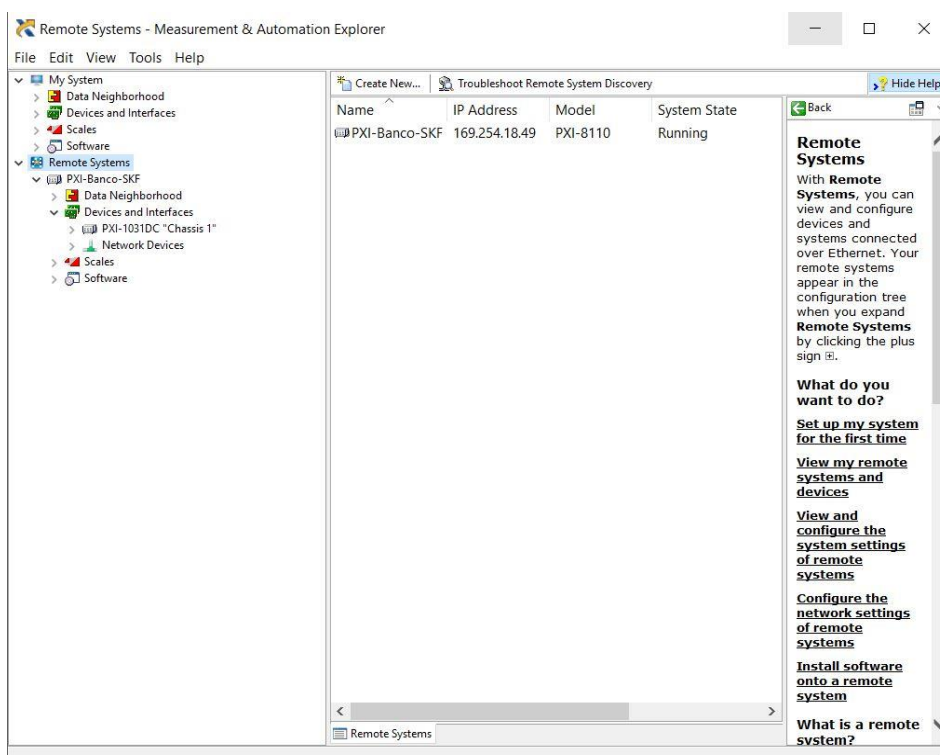


FIG. 5.12 – NI MAX – DISPOSITIVO PXI-BANCO-SKF RILEVATO

In Fig. 5.12 è rappresentata l'interfaccia grafica di *NI MAX* dove si può vedere la corretta connessione tra PC e PXI. Nel momento in cui il PXI è collegato al computer è possibile visualizzare tutte le schede e i moduli connessi al controllore.

Il controllo dell'avvenuta connessione è uno *step* consigliabile ogni volta che si collega il PXI al PC, in particolare prima di avviare l'acquisizione dei dati all'interno di *VeriStand*.

5.3.3. NI VeriStand - Creazione e configurazione progetto

Esso serve alla programmazione del controllore PXI. In particolare si possono creare progetti da caricare all'interno del PXI e si possono gestire le sessioni di acquisizione dati.

Il computer su cui è installato *VeriStand* è definito *host*, mentre il controllore su cui viene caricato il progetto viene definito *target*.

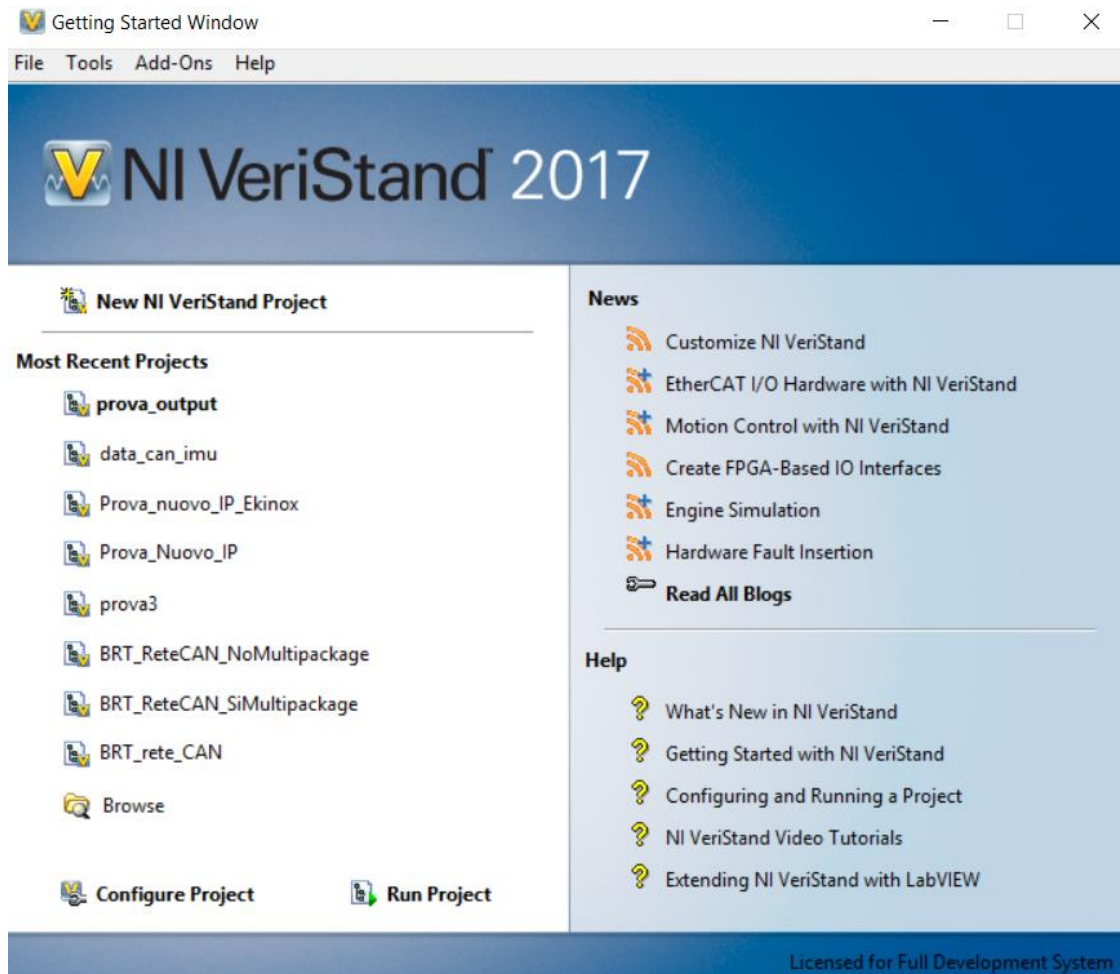


FIG. 5.13 – SCHERMATA DI AVVIO *VERIStand*

Dalla schermata di avvio (Fig. 5.13) si può creare, configurare o avviare un progetto direttamente sul PXI. Una volta creato un progetto si può passare alla configurazione dello stesso attraverso il *Project Explorer*, cliccando col tasto destro su *ProgettoAris* e selezionando *Launch System Explorer* (Fig. 5.14).

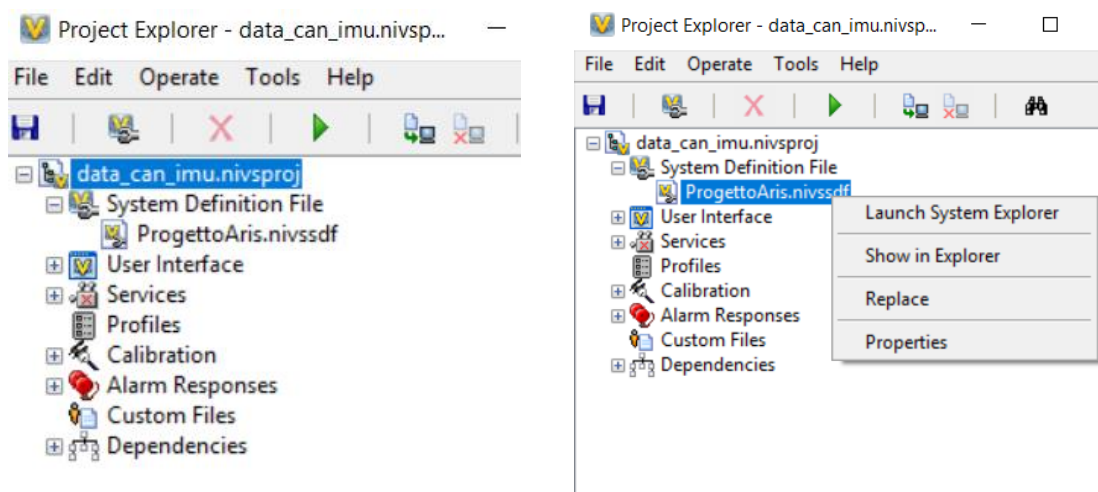


FIG. 5.14 – PROJECT EXPLORER *VERISTAND*

A questo punto sarà possibile configurare il progetto a partire dalla schermata in Fig. 5.15, navigando all'interno dell'albero del progetto (a sinistra).

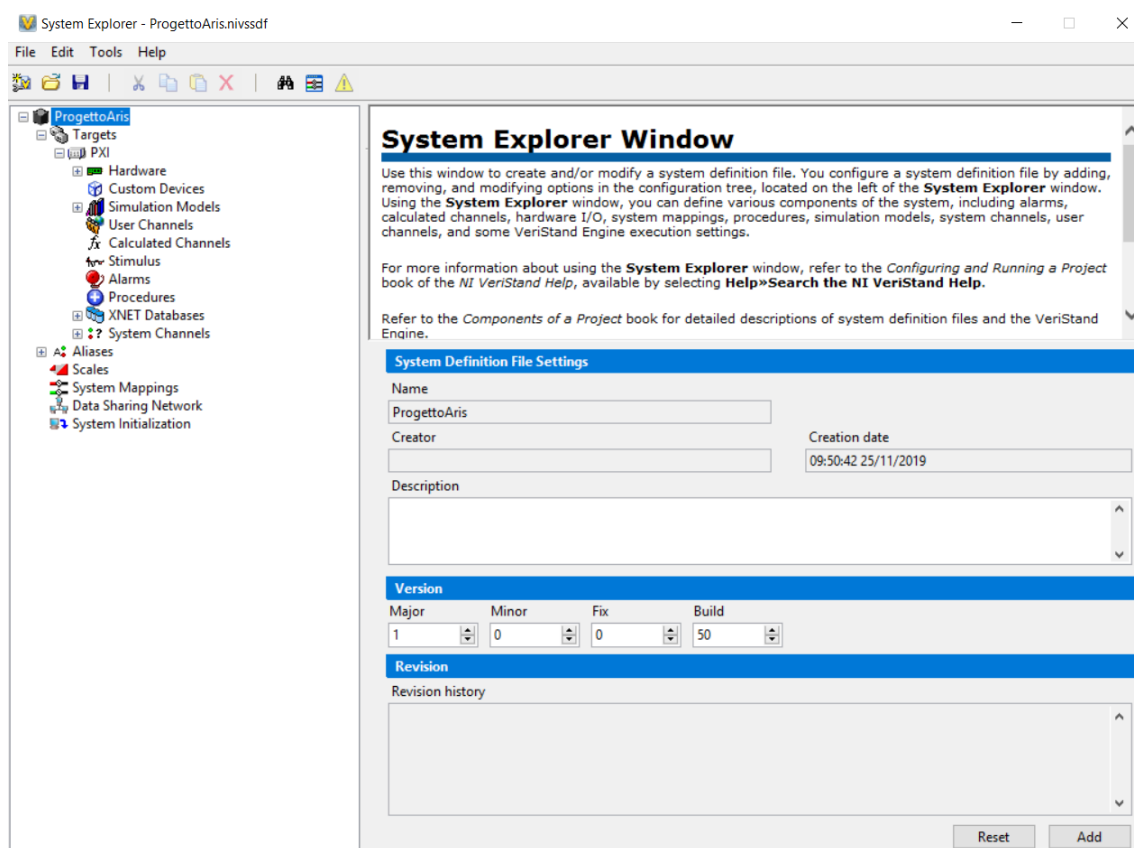


FIG. 5.15 – SYSTEM EXPLORER *VERISTAND* – CONFIGURAZIONE PROGETTO

La prima operazione da effettuare è aggiungere il controllore che si vuole utilizzare. Poiché il collegamento avviene tramite Ethernet bisognerà configurare il controllore con il suo indirizzo IP, visualizzabile in *NI MAX* quando il PXI è collegato al computer (Fig. 5.12). Inoltre si dovrà impostare il sistema operativo utilizzato su *PharLap* e lasciare di default le altre impostazioni:

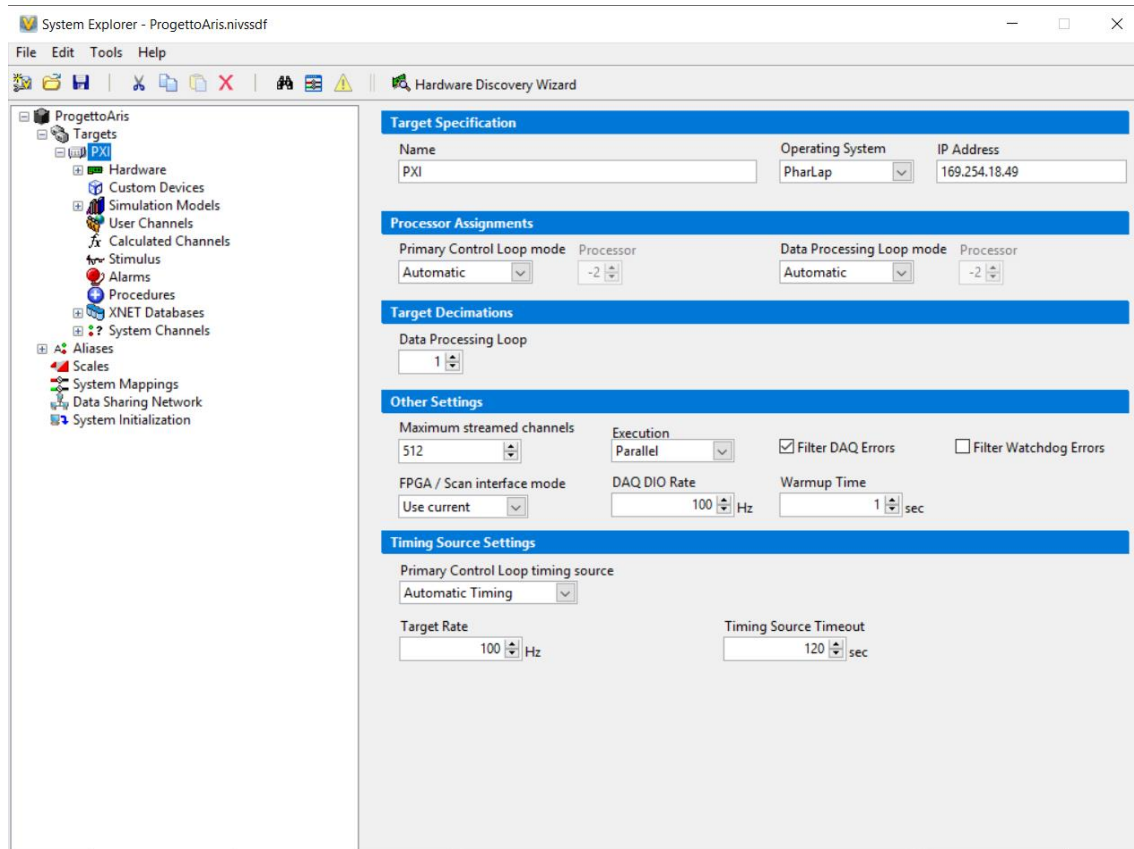


FIG. 5.16 – *VERISTAND* – SYSTEM EXPLORER - CONFIGURAZIONE CONTROLLER

In seguito, bisognerà configurare anche le schede e i moduli interni al PXI. Per quanto riguarda le schede DAQ bisogna procedere all'interno dell'albero del progetto selezionando *Add DAQ Device* (Fig. 5.17A). La configurazione della scheda parte dall'inserire il suo nome, che deve essere lo stesso di quello inserito in *NI MAX* altrimenti *VeriStand* non la riconosce, e il modello del dispositivo (Fig. 5.17 B).

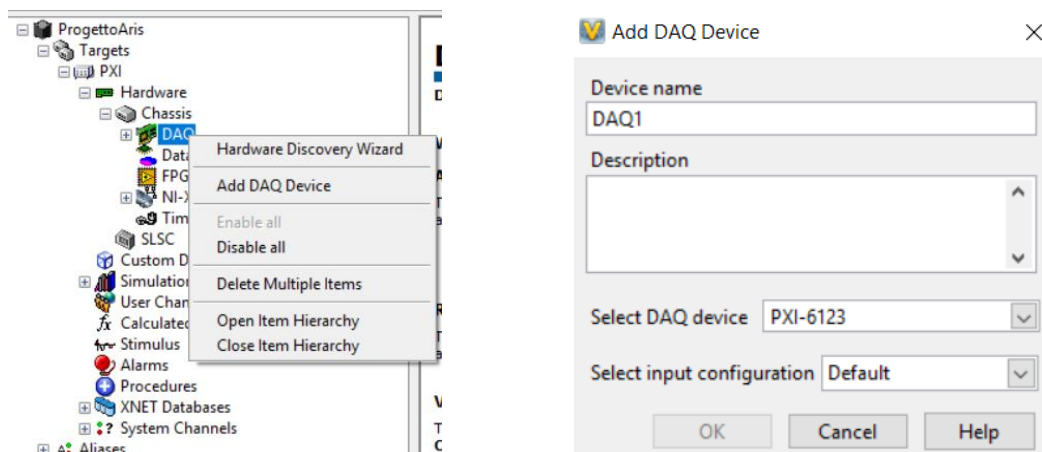


FIG. 5.17 – *VERISTAND* - SYSTEM EXPLORER –(A) AGGIUNGERE E (B) CONFIGURARE SCHEDA DAQ

Verrà poi richiesto di aggiungere i canali della scheda DAQ e impostare la tipologia di canali (i.e. Input Analogici), il tipo di misura del segnale, che nel nostro caso sarà una tensione (Voltaggio), e il *range* di valori misurabili (nel caso di input) o trasmissibili (nel caso di output).

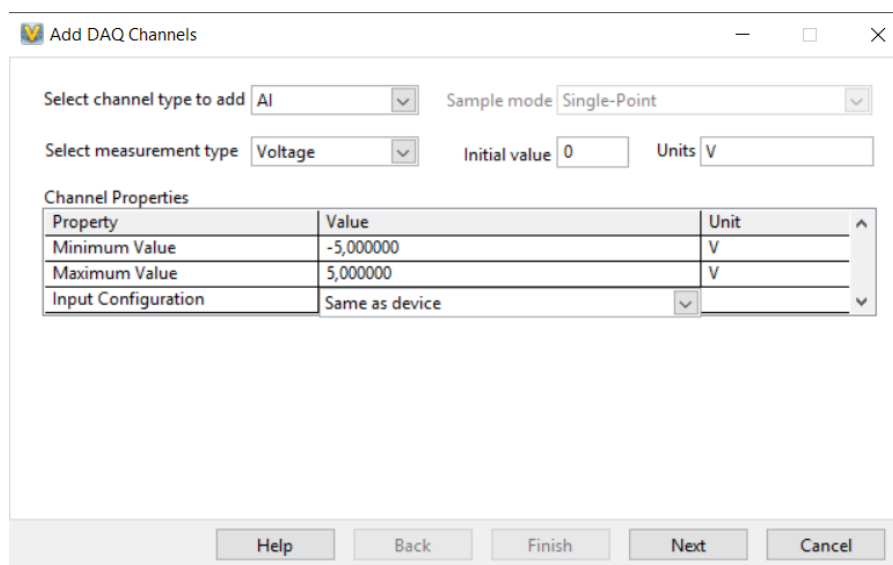


FIG. 5.18 - *VERISTAND* - CONFIGURAZIONE SCHEDA DAQ

Successivamente si possono scegliere quanti e quali porte delle schede attivare (Fig. 5.19). È consigliabile selezionare unicamente i canali che si utilizzano, ovvero le porte alle quali sono connessi i componenti.

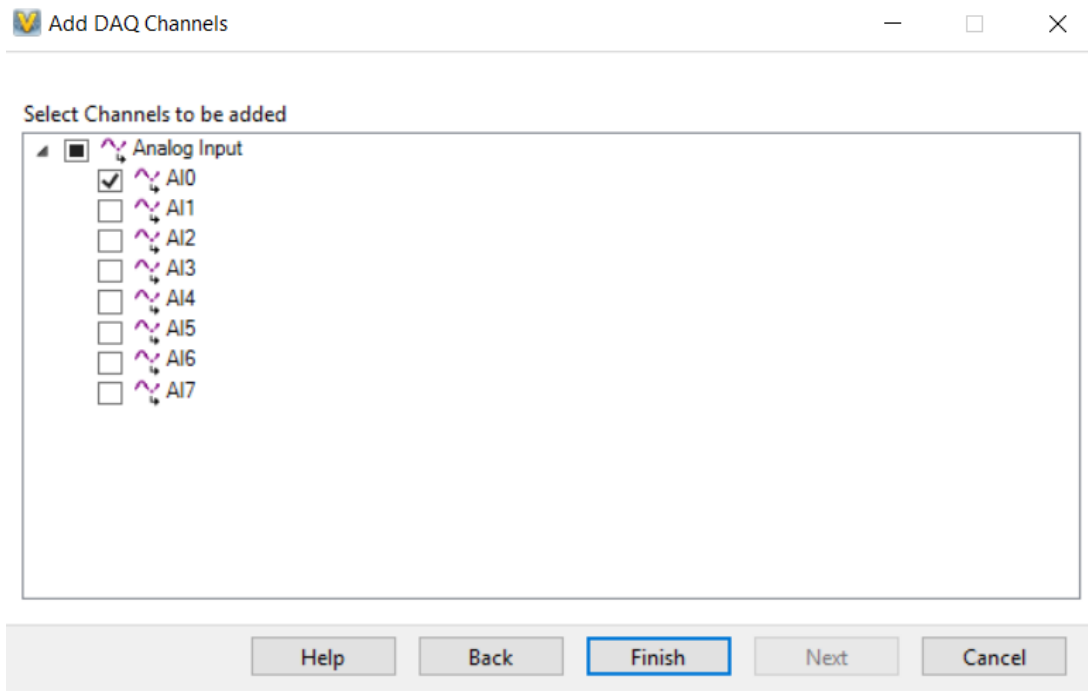


FIG. 5.19 – VERISTAND - CONFIGURAZIONE SCHEDA DAQ - SELEZIONE PORTE DELLA SCHEDA

Per poter aggiungere una porta CAN bisogna procedere come in Fig. 5.20, selezionando *Add CAN Port*.

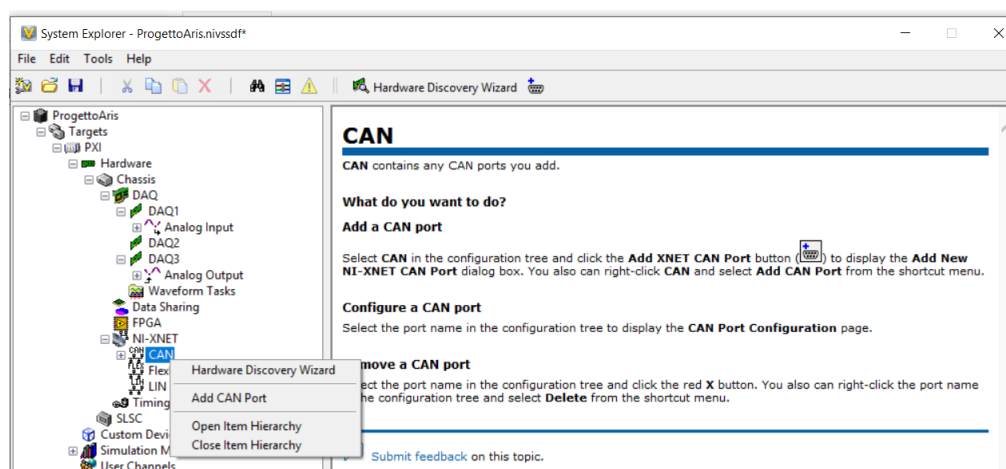


FIG. 5.20 - VERISTAND - SYSTEM EXPLORER – AGGIUNGERE PORTA CAN

A questo punto si dovrà configurare la CAN (Fig. 5.21) impostando il nome, l'indirizzo della porta (a seconda del tipo di scheda) e inserire il database creato o importato su NI X-NET. Inoltre bisognerà impostare il *Baud rate*, ovvero la velocità di trasmissione, che in questo caso, essendo la CAN una trasmissione binaria, coincide con il bit. Dopo aver aggiunto la porta CAN bisognerà fare attenzione a impostare su *On* la voce *Termination* (Fig. 5.22). In caso contrario la comunicazione tra CAN e PXI non avverrà in modo corretto.

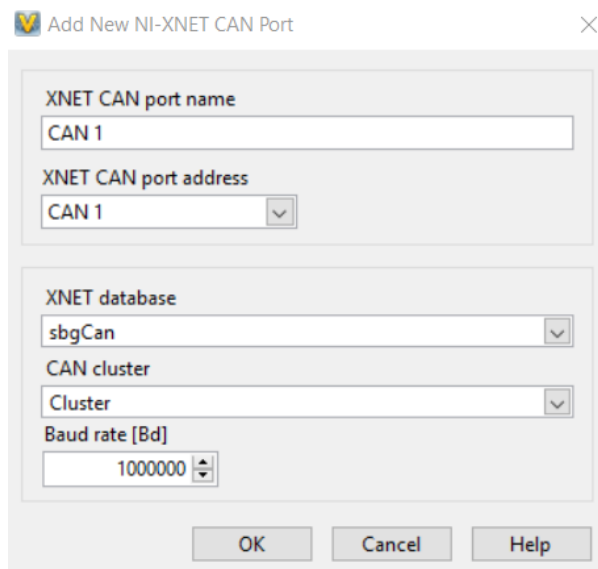


FIG. 5.21 - *VERISTAND* - CONFIGURAZIONE PORTA CAN

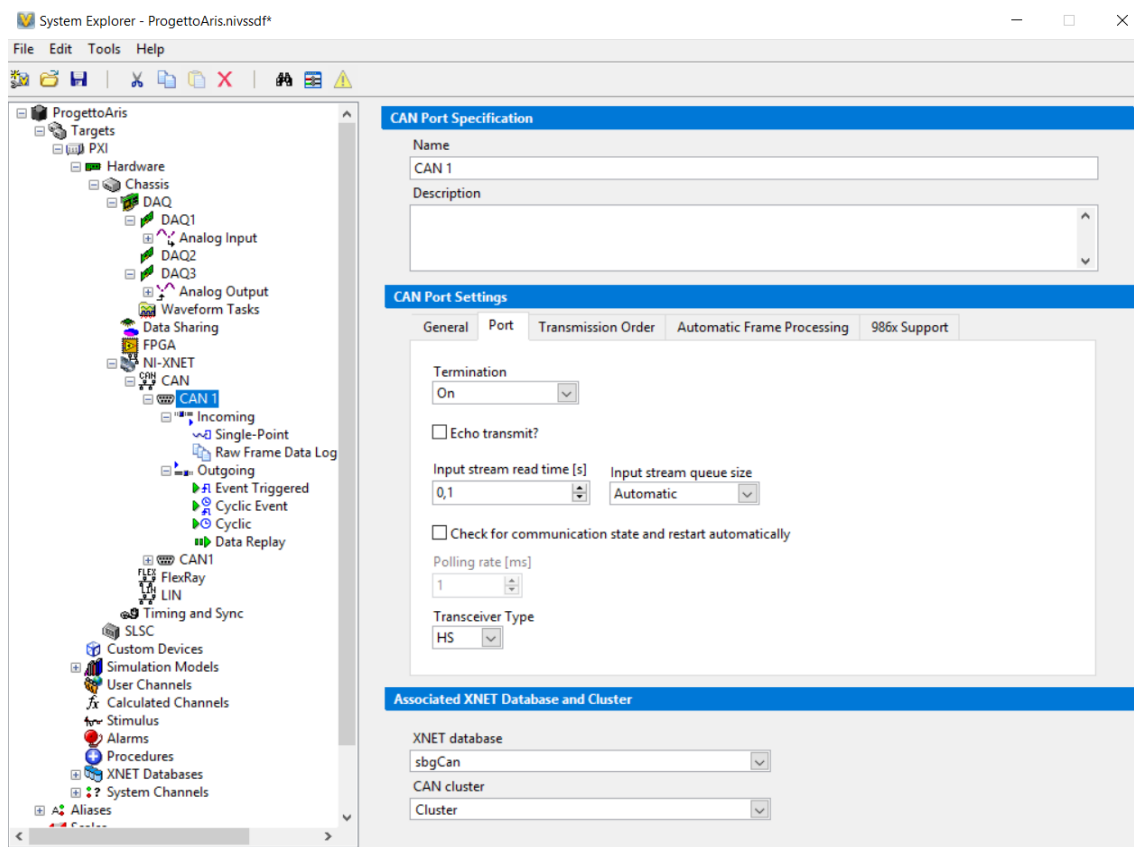


FIG. 5.22 - *VERISTAND* - SYSTEM EXPLORER – PORTA CAN

Per poter aggiungere le informazioni che si vogliono estrarre dalla rete CAN bisogna espandere la voce *Incoming*, selezionare col tasto destro su *Single-Point* e cliccare su *Import Frames*. A questo punto appare una finestra in cui sono contenute tutte le

informazioni derivanti dal database caricato su NI-XNET. Per far sì che si possano vedere tutti i segnali derivanti da NI-XNET bisognerà spuntare la casella *Reverse Incoming/Outgoing frames for ECU* e in seguito si potranno selezionare i *frame* con i messaggi al loro interno. In Fig. 5.23, ad esempio, si sono scelti i segnali provenienti dal Magnetometro dell'*Ekinox* (*MAG_X*, *MAG_Y* e *MAG_Z*), dal Giroscopio (*GYRO_X*, *GYRO_Y* e *GYRO_Z*) e delle accelerazioni della IMU (*ACCEL_X*, *ACCEL_Y* e *ACCEL_Z*).

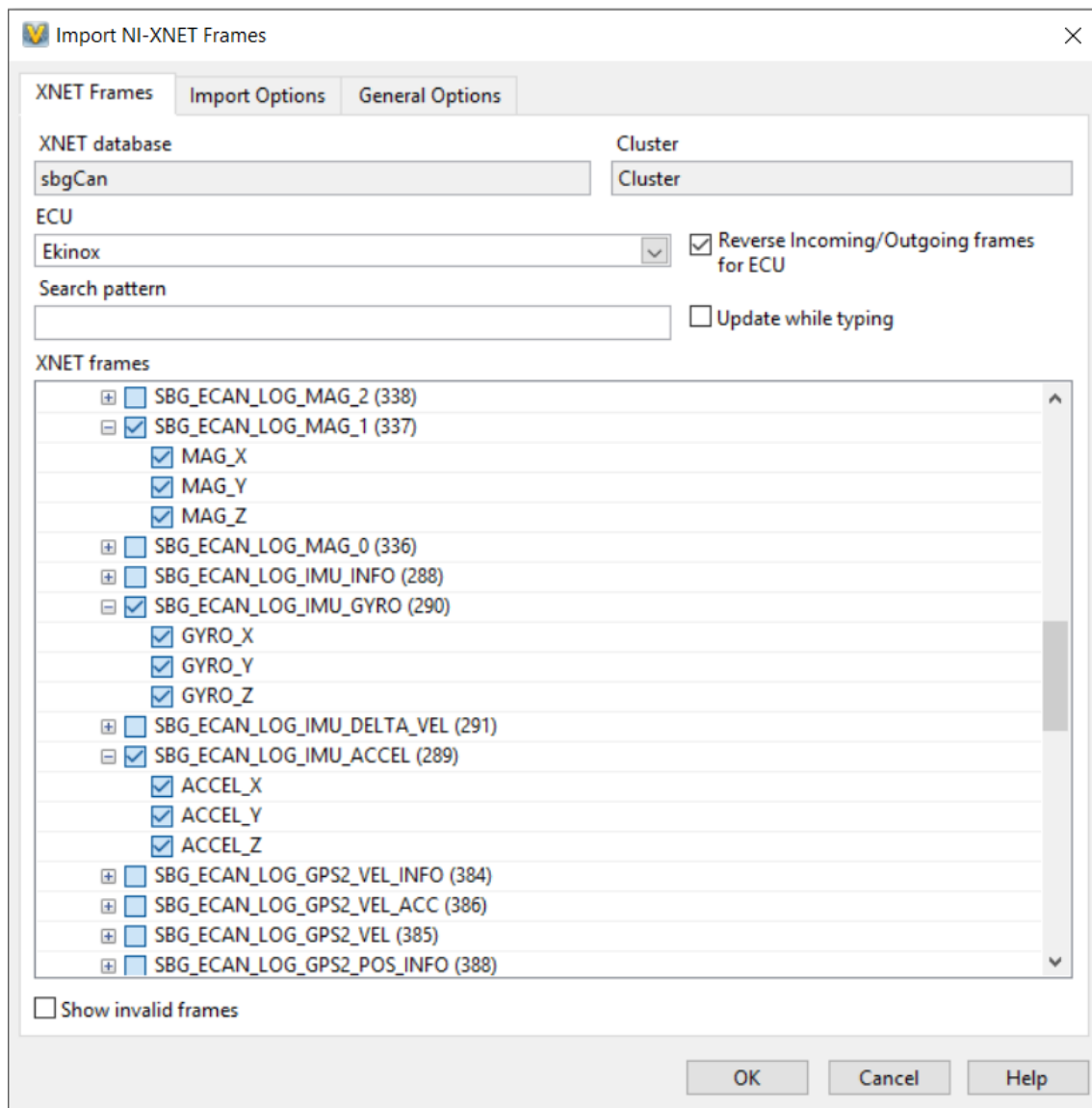


FIG. 5.23 – *VERISTAND* – RETE CAN – SCELTA SEGNALI PROVENIENTI DA IMU EKINOX

Tutti i segnali provenienti dalle schede potranno essere personalizzati, in particolare attraverso i *Calculated Channels* e i *Simulation Models*.

I primi consentono di effettuare delle operazioni di calcolo con i segnali, come operazioni algebriche o anche applicazioni di filtri passa banda. Nel nostro caso potrà essere molto utile quando ad esempio si vorrà convertire l'input del potenziometro angolare multigiro in angolo relativo desiderato, come spiegato nel paragrafo 5.2.1.

I secondi consentono di importare in *VeriStand* un modello proveniente da ambiente *Simulink* dentro il quale c'è la possibilità di inserire e correlare tra loro segnali di input e di output. Questo risulta molto importante al fine di questo lavoro di tesi soprattutto per ciò che riguarda la creazione di sistemi di controllo con retroazione.

Una volta configurato il progetto lo si può caricare sul controllore partendo dal *Project Explorer* e selezionando l'icona *Deploy* o premendo il tasto F6 (Fig. 5.24)

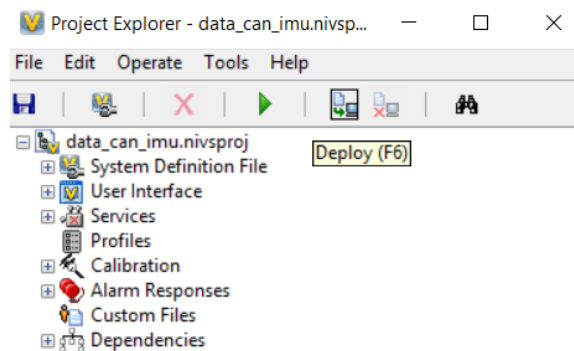


FIG. 5.24 – *VERISTAND* – PROJECT EXPLORER – CARICAMENTO PROGETTO SU PXI

A questo punto il PC inizierà a comunicare con il PXI trasferendo il progetto sul suo sistema operativo. Durante il caricamento apparirà una finestra dove verranno monitorate le operazioni di avanzamento.

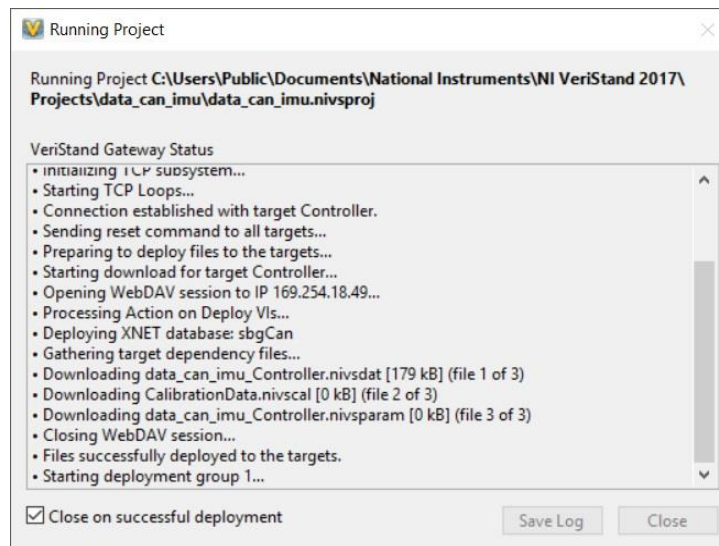


FIG. 5.25 - *VERISTAND* – DEPLOY – CARICAMENTO PROGETTO SU PXI

Non appena il progetto verrà caricato si potrà partire con l’acquisizione dei dati.

5.3.4. NI *VeriStand* – Workspace

Il *Workspace* di *VeriStand* è un ambiente in cui si possono monitorare i segnali provenienti dalle schede del PXI definiti durante la configurazione del progetto (paragrafo 5.3.3). È possibile entrare nel *Workspace* dal *Project Explorer* cliccando col tasto destro su *User Interface* e selezionando *Launch Workspace Window*.

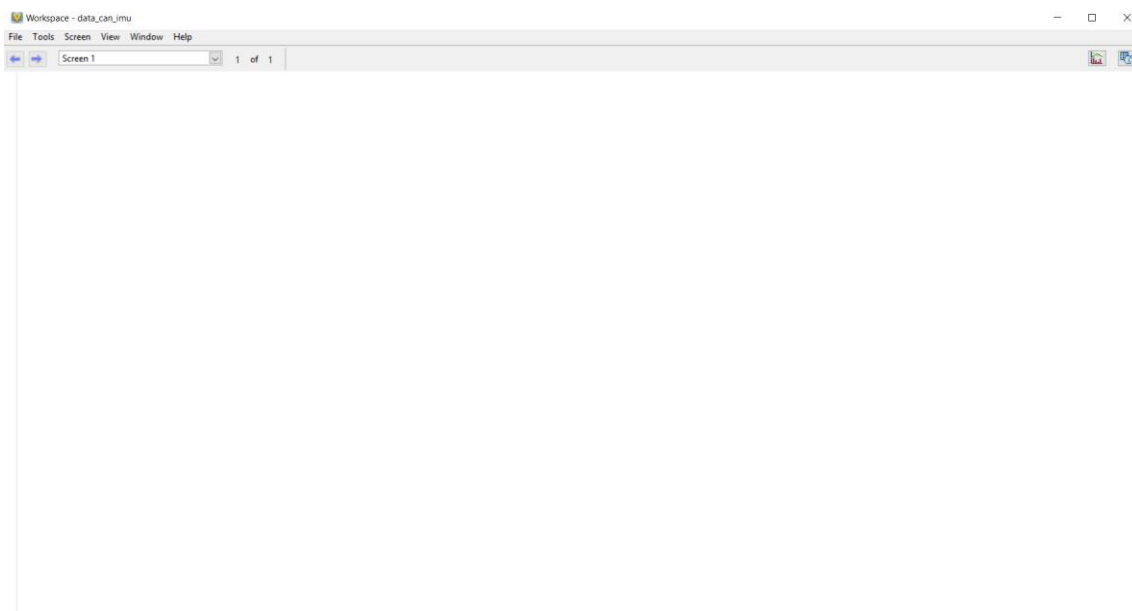


FIG. 5.26 – *VERISTAND* - WORKSPACE

La schermata apparirà inizialmente vuota (Fig. 5.26) e si potranno aggiungere finestre entrando in *Edit Mode* (dal menu a tendina *Screen*). Dal *Workspace Control* sulla sinistra si possono aggiungere grafici nei quali si possono rappresentare gli andamenti in *Real Time* dei segnali provenienti dalle schede del PXI.

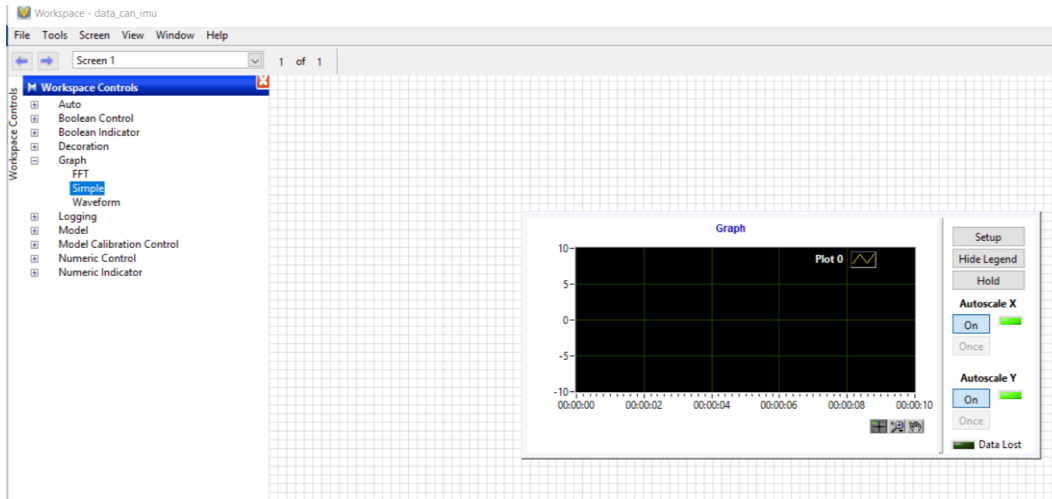


FIG. 5.27 - VERISTAND – WORKSPACE – INSERIMENTO GRAFICO

Selezionando *Setup* all'interno del grafico si possono aggiungere i segnali che si vuole rappresentare. Nel caso di esempio della Fig. 5.28 si rappresentano nel grafico gli *Analog Input* AI0 e AI1 dalla scheda *Multifunction DAQ1*. Lo stesso varrà se si vogliono rappresentare segnali provenienti dalla rete CAN.

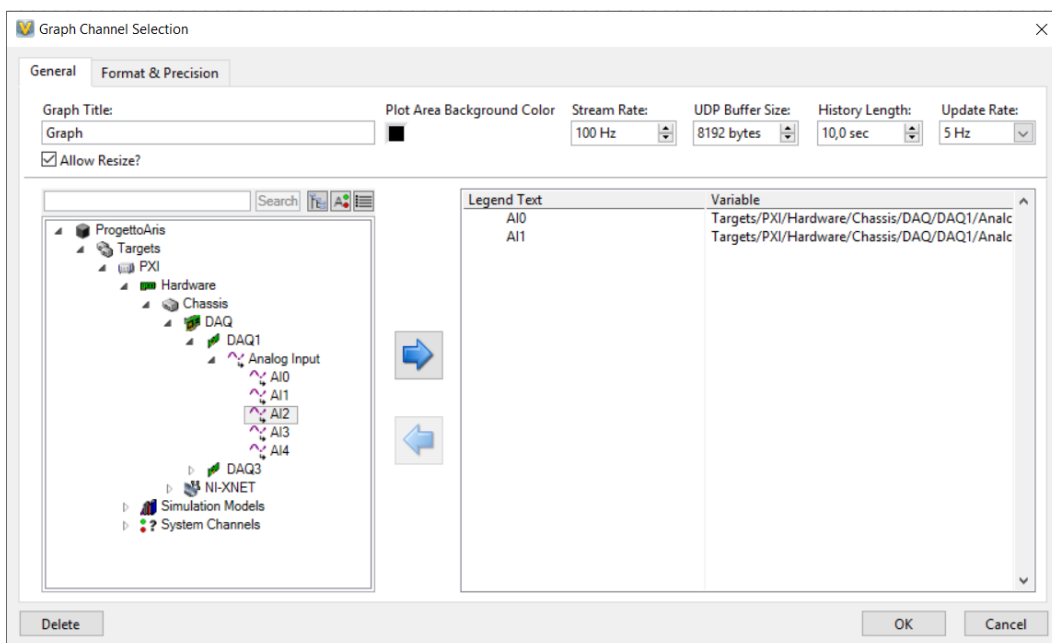


FIG. 5.28 - VERISTAND – WORKSPACE – CONFIGURAZIONE GRAFICO

Oltre alla raffigurazione di grafici si potranno aggiungere controllori numerici in modo da poter trasmettere una determinata tensione ad un determinato Output o anche la finestra *Logging Control* che permette di iniziare una sessione di acquisizione cliccando sul tasto *REC* (Fig. 5.29) e di salvare i dati in un file *.csv*, visualizzabile in ambiente Excel e importabile in *Matlab*.

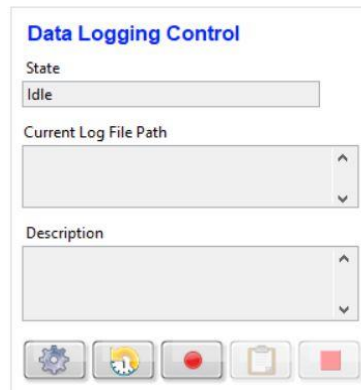


FIG. 5.29 - VERISTAND – WORKSPACE – INIZIO SESSIONE DI ACQUISIZIONE DATI

Per iniziare ad acquisire dati dovrà essere già stato fatto il *Deploy* del progetto. Nel caso si volessero monitorare più segnali si potrà gestire il *Workspace* dividendolo in varie finestre.

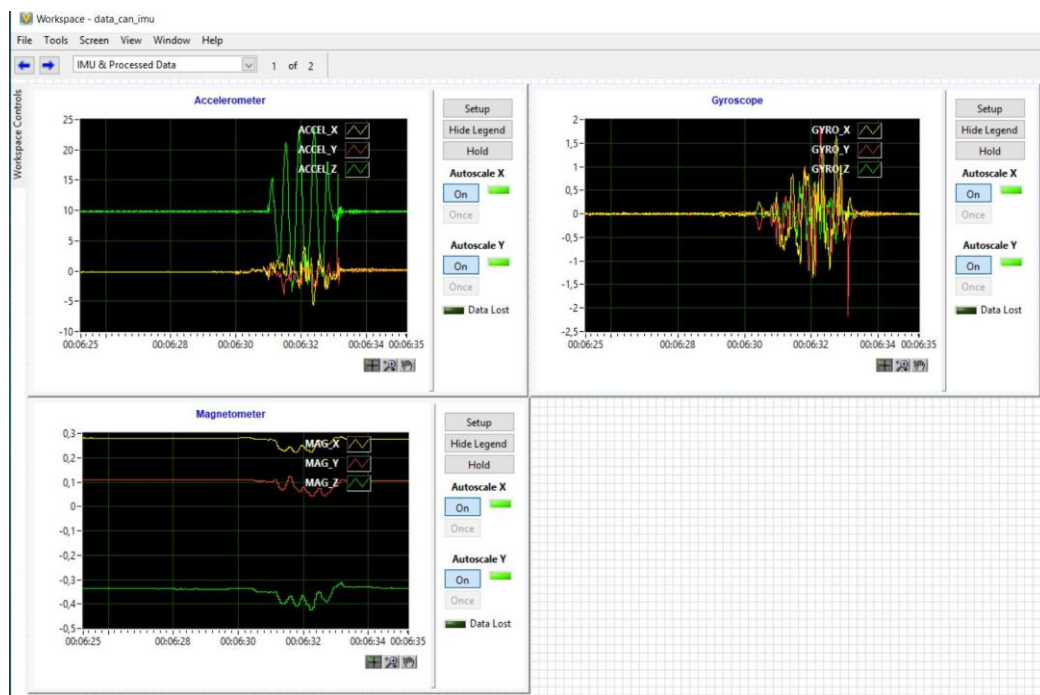


FIG. 5.30 - VERISTAND – WORKSPACE – SEGNALI PROVENIENTI DALLA IMU EKINOX D – GIROSCOPIO, MAGNETOMETRO E ACCELEROMETRO

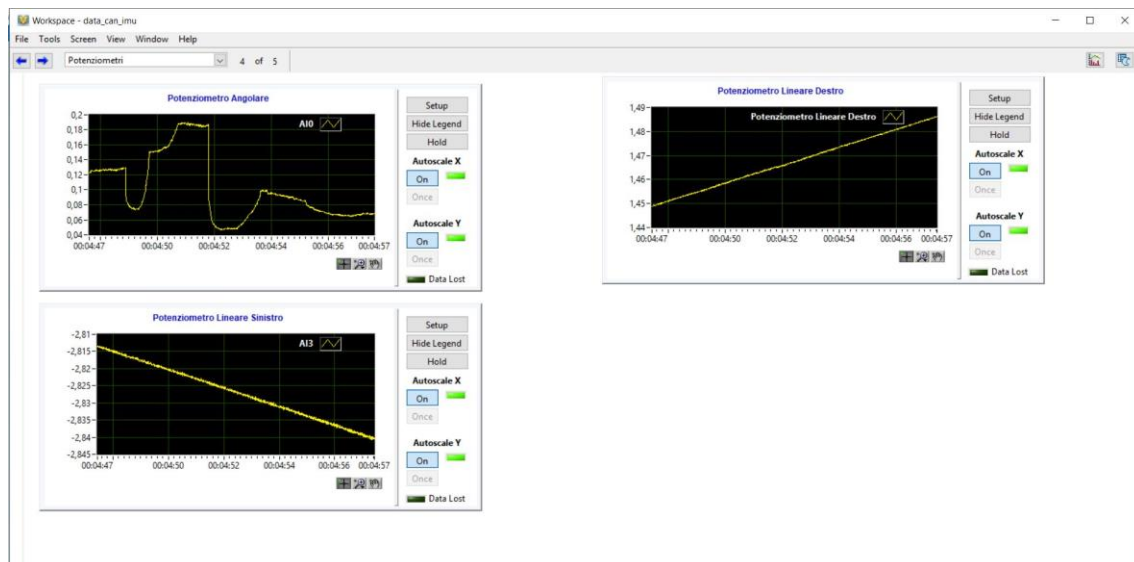


FIG. 5.31 - *VERIStand* – *WORKSPACE* – SEGNALI PROVENIENTI DAL POTENZIOMETRO ANGOLARE E DAI POTENZIOMETRI LINEARI

Nelle Fig. 5.30 e Fig. 5.31 è raffigurata una prova di acquisizione di segnali provenienti dall'Ekinox D e dai potenziometri da installare sul veicolo.

Per ulteriori informazioni sulla IMU Ekinox D, sulla rete CAN, sul controllore PXI e sui Software National Instrument si può consultare [8] e [9].

6. Conclusioni e sviluppi futuri

Il presente lavoro di tesi ha evidenziato quali siano le conseguenze dell'implementazione della tecnologia *Steer by Wire* sulla sterzata del veicolo *BRT-AATV* e di un sistema di controllo della traiettoria del veicolo.

Sebbene il sistema studiato sia estremamente non lineare dal punto di vista simulativo esso risponde bene alle manovre in *Open Loop* con il controllo su X_v , senza presentare elevate oscillazioni e discontinuità. Tuttavia, a causa della non linearità della relazione tra X_v e α , il comportamento del veicolo non risulta simmetrico e questo comporta la necessità di progettare un sistema di controllo sull'angolo relativo tra i due moduli.

Nelle analisi effettuate, la logica di controllo sull'angolo relativo più efficiente è risultata un sistema *Feedforward+Feedback*, in cui il contributo del *Feedforward* deriva dalla risposta *quasi-stazionaria* del sistema, considerando le pressioni nei cilindri pari a quelle in configurazione rettilinea e con l'ipotesi di piccoli angoli relativi, e il contributo del *Feedback* deriva dall'errore sull'angolo relativo moltiplicato di un guadagno semplicemente proporzionale.

L'input di questa logica di controllo potrà provenire da due sorgenti: Nel caso di guida manuale, l'angolo relativo di riferimento proverrà dal volante, mentre nel caso di guida autonoma proverrà da un'altra logica di controllo che correla la traiettoria di riferimento all'angolo relativo. In quest'ultima impostazione si avranno due logiche di controllo che lavoreranno in serie che quindi si distingueranno in *Logica di Alto Livello* e *Logica di Basso Livello*.

La peculiarità di queste logiche di controllo è che controllano sistemi dinamicamente diversi tra loro. Mentre il veicolo ha una risposta dinamica molto lenta, a causa delle sue inerzie molto elevate, il sistema idraulico ha una risposta dinamica rapida e quindi i *range* di frequenze di lavoro dei due sistemi sono diversi tra loro. Questo ha permesso la progettazione delle due logiche di controllo in maniera indipendente l'una dall'altra.

Anche nel caso della logica di controllo di alto livello il sistema utilizzato è il tipo *Feedback+Feedforward*, con un contributo *Feedforward* che deriva dallo studio di una configurazione sterzante stazionaria del veicolo e con il contributo *Feedback* che deriva

dall'errore di posizione del veicolo rispetto alla traiettoria di riferimento moltiplicato per un guadagno proporzionale e derivativo.

Il sistema di controllo complessivo risulta efficiente e il veicolo riesce a seguire le traiettorie di varie manovre.

Questo lavoro di tesi fa parte di un vasto progetto sull'implementazione della guida autonoma del veicolo *BRT-AATV* di ARIS SPA in collaborazione con il Politecnico di Torino. Per quanto riguarda la sterzata del veicolo gli eventuali sviluppi futuri in questo progetto sono vari e potrebbero riguardare i seguenti aspetti:

- Integrazione della dinamica laterale con la dinamica longitudinale più nel dettaglio (sterzata a velocità non costante, progettazione sistema di controllo per la valvola VP1, ecc.);
- Analisi sulla dinamica elettronica delle valvole elettroidrauliche e dei sensori interfacciati con il controllore;
- Montaggio dei sensori e dell'impianto idraulico sterzante sul veicolo e prove sperimentali per il controllo della traiettoria.

Bibliografia

- [1] Sito Web ARIS SPA - <https://www.aris-spa.it/>
- [2] Azad, N., Khajepour, A., and McPhee, J., "*Stability Control of Articulated Steer Vehicles by Passive and Active Steering Systems*," SAE Technical Paper 2005-01-3573, 2005.
- [3] Y. Gao, Y. Shen, T. Xu, W. Zhang and L. Güvenç, "*Oscillatory Yaw Motion Control for Hydraulic Power Steering Articulated Vehicles Considering the Influence of Varying Bulk Modulus*" in IEEE Transactions on Control Systems Technology, vol. 27, no. 3, pp. 1284-1292, May 2019.
- [4] *Passenger Car Active Braking System: Model and experimental validation (Part I)* / Tota Antonio; Galvagno Enrico; Velardocchia Mauro; Vigliani Alessandro. - In: PROCEEDINGS OF THE INSTITUTION OF MECHANICAL ENGINEERS. PART C, JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERING SCIENCE. - ISSN 0954-4062. - STAMPA. -232:4(2018), pp. 585-594.
- [5] Suhyeon Gim, Lounis Adouane, Sukhan Lee, Jean-Pierre Derutin. *Parametric Continuous Curvature Path for Smooth Steering with the Car-like Vehicles*. 13th International Conference on Intelligent Autonomous System (IAS-13), Jul 2014, Padova, Italy.
- [6] Tota, A., Velardocchia, M., Rota, E., and Novara, A., "*Steering Behavior of an Articulated Amphibious All-Terrain Tracked Vehicle*" SAE Technical Paper 2020-01-0996, 2020, <https://doi.org/10.4271/2020-01-0996>.
- [7] Tesi di Laurea Magistrale Federica Di Legge *Modellazione e controllo direzionale di un veicolo cingolato bimodulare*.
- [8] Tesi di Laurea Magistrale Salvatore Campolo *Sensorizzazione di un veicolo per guida autonoma*.
- [9] Manuale NI VeriStand

Ringrazio in primis il Professore Mauro Velardocchia che con la sua umanità e professionalità mi ha fatto appassionare molto alla dinamica del veicolo per avermi dato l'opportunità di effettuare questo lavoro di tesi molto interessante.

Un ringraziamento grande va al Dottore Antonio Tota che mi ha aiutato, seguito e si è sempre interessato al mio lavoro con grandi competenze ma al tempo stesso con molta umiltà.

Ringrazio inoltre Andrea e Emanuele di ARIS che mi hanno dato l'opportunità di interfacciarmi in una bell'ambiente lavorativo.

Ai miei amici che, a distanza e non, mi hanno aiutato a vivere determinate cose con la giusta leggerezza.

A Claudia che ha avuto la capacità di starmi vicino anche da lontano, anche nei momenti più bui, e che ha sempre creduto in me.

Ai miei nonni sempre con me in modo tanto silenzioso quanto forte e ai miei zii.

Alla mia famiglia che mi ha sostenuto in ogni passo e senza la quale non sarei arrivato fin qui.