

UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

DIPARTIMENTO
DI INGEGNERIA
DELL'INFORMAZIONE

**Dipartimento di Ingegneria dell'Informazione
Corso di Laurea Triennale in Ingegneria dell'Informazione**

TESI DI LAUREA TRIENNALE

**PROGETTO DI UN SISTEMA DI
ADAPTIVE CRUISE CONTROL
IN AMBIENTE MATLAB/SIMULINK**

Relatrice:
Prof.ssa Maria Elena Valcher

Laureando:
Davide Peron

Anno Accademico 2021/2022

Data di Laurea 20/07/2022

Indice

1 Analisi del Sistema	3
1.1 Configurazione fisica	3
1.2 Equazioni del Modello	4
1.3 Funzione di trasferimento e risposta impulsiva	5
1.3.1 Parametri del modello	6
1.4 Analisi in catena aperta	6
1.4.1 Risposta al gradino	6
1.4.2 Stabilità	7
1.4.3 Diagrammi di Bode	8
2 Progettazione del Modello di Cruise Control	10
2.1 Considerazioni preliminari	10
2.1.1 Controllori PID	11
2.2 Modello per l'aumento della velocità	13
2.2.1 Analisi prestazionale: accelerazione	18
2.3 Modello per la riduzione della velocità	29
2.3.1 Analisi prestazionale: frenata graduale	32
2.3.2 Analisi prestazionale: frenata d'emergenza	36

2.4 Modello completo di Cruise Control	41
2.4.1 Stabilità	42
3 Modello per l'inseguimento della distanza di sicurezza	44
3.1 Calcolo della distanza dal veicolo davanti	44
3.2 Calcolo della velocità desiderata	47
3.2.1 Stima dei Parametri	48
3.2.2 Realizzazione in <i>Simulink</i>	51
3.3 Progetto del modello per l'inseguimento della distanza di sicurezza	51
4 Modello complessivo di Adaptive Cruise Control	53
4.1 Schema a blocchi del modello utilizzando <i>Simulink</i>	53
4.2 Risultati delle simulazioni	54
4.2.1 Strada libera	55
4.2.2 Frenata d'emergenza	56
4.2.3 Utilizzo generico	60
5 Conclusione	66

Introduzione

Nei primi del '900, con l'avvento delle prime automobili si è cercato, contestualmente allo sviluppo generale dell'auto, di creare anche sistemi che possano mantenere la velocità costante per un tempo desiderato. Inizialmente vennero utilizzate delle semplici leve che impostavano la velocità a cui il motore sarebbe dovuto andare ottenendo quindi un controllo costante ma non reattivo ai cambi di pendenza.

Nella seconda metà del XX secolo, negli Stati Uniti, vennero brevettati i primi prototipi di regolatori di velocità; la prima vettura ad includere questa tipologia di regolatore fu la Chrysler Imperial nel 1958 che utilizzava una ghiera rotante in cui veniva selezionata la velocità desiderata.

Negli anni ottanta venne poi sviluppata e commercializzata la prima versione elettronica del Cruise Control chiamata MC14460 Automotive Speed Control Processor basata su tecnologia CMOS.

Nel decennio successivo vennero introdotte ulteriori novità nel mondo automotive, e sempre più comune fu l'utilizzo di radar per valutare la distanza dalle auto che precedono e di conseguenza di regolare la propria velocità con lo sviluppo del sistema che tutt'ora chiamiamo Adaptive Cruise Control.

Come detto in precedenza esistono due principali tipologie di regolatori elettronici della velocità:

- Cruise Control (CC)
- Adaptive Cruise Control (ACC)

In entrambe le tipologie il guidatore deve impostare attraverso degli appositi selettori o comandi al volante la velocità desiderata ed essa viene mantenuta, ciò che differenzia l'ACC dal più comune CC è che grazie all'utilizzo di appositi sensori laser o radar montati sul veicolo il sistema riesce autonomamente a ridurre la velocità impostata al fine di mantenere la distanza di sicurezza nel caso siano presenti degli ostacoli davanti alla vettura, oppure in base alle condizioni del traffico. Nei veicoli dotati di ACC il guidatore ha anche la possibilità di impostare

dei parametri che influiscono sul calcolo della distanza da mantenere rispetto agli altri veicoli al fine di adattarsi alla tipologia di traffico e quindi regolare anche i consumi; ad esempio impostando l'utilizzo in centro urbano le distanze verranno ridotte rispetto ad un utilizzo in autostrada. Si può quindi affermare come la vera e propria differenza tra le due tipologie risieda nel fatto che nel CC la velocità desiderata viene impostata solamente al momento dell'attivazione, invece nell'ACC la velocità desiderata varia costantemente e viene calcolata dal veicolo in continuazione, al fine di adattarsi alla situazione corrente.

Come detto in precedenza la velocità di marcia costante è l'obiettivo di entrambi i sistemi, ciò in primo luogo rende i lunghi viaggi meno stanchi per il conducente, inoltre permette di risparmiare carburante in quanto mantenendo stabile la velocità il motore lavorerà in maniera più efficiente.

Lo scopo di questo elaborato è quello di studiare le principali caratteristiche di entrambi i sistemi; nel primo capitolo si deriverà un modello matematico lineare che sia in grado di descrivere in maniera semplice ma esaustiva la dinamica del sistema, su questo modello verrà poi eseguita un'analisi in catena aperta. Nel secondo capitolo verrà analizzato nel dettaglio il sistema di Cruise Control; utilizzando *Simulink* si svilupperà un sistema che data la velocità impostata dall'utente faccia sì che questa venga mantenuta dal veicolo, indipendentemente dalle condizioni del manto stradale o della pendenza. Nel terzo capitolo verranno analizzate le caratteristiche peculiari del sistema di ACC, ovvero si analizzerà come sia possibile regolare la velocità del veicolo al fine di mantenere la distanza di sicurezza necessaria dal veicolo che si sta seguendo. Infine nel quarto ed ultimo capitolo si vedrà una possibile realizzazione del sistema di ACC, e su di esso verranno effettuate delle simulazioni in diverse condizioni di traffico al fine di trovarne pregi e difetti.

CAPITOLO 1

Analisi del Sistema di Cruise Control

1.1 Configurazione fisica

L'obiettivo di un sistema di Cruise Control è di mantenere la velocità del veicolo costante indipendentemente da: condizioni del manto stradale, pendenza, eventi atmosferici quali vento o pioggia; tutti questi elementi possono essere quindi assimilati a dei disturbi. Un'opportuna azione di accelerazione o frenata viene implementata da una legge di controllo che permette di raggiungere questo obiettivo.

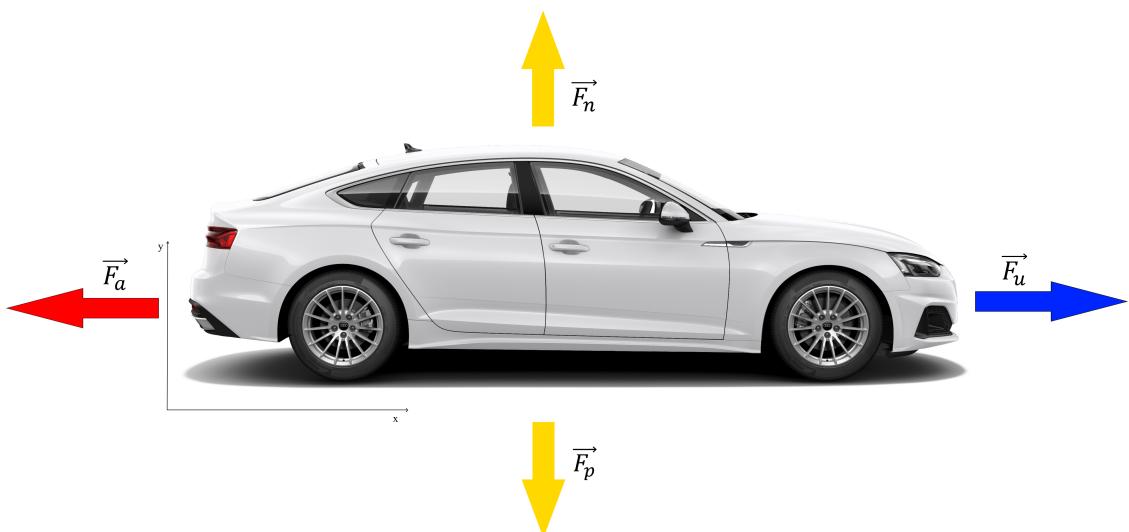


Figura 1.1: Modello grafico del sistema

In Figura 1.1 possiamo osservare il modello semplificato, utilizzato in questo elaborato;

lungo l'asse verticale agisce la forza peso $\vec{F}_p = m \cdot \vec{g}$ (dove m è la massa del veicolo e \vec{g} è l'accelerazione di gravità), con lo stesso modulo ma di segno opposto vi è la reazione vincolare $\vec{F}_n = -\vec{F}_p$, lungo l'asse orizzontale invece sono presenti la forza d'attrito $\vec{F}_a = b \cdot \vec{v}$ (dove b è il coefficiente d'attrito che include sia la componente viscosa dovuta alla resistenza aerodinamica sia quella relativa alla resistenza degli pneumatici con l'asfalto) e la forza di controllo \vec{F}_u assunta per convenzione di verso concorde alla velocità se si tratta di un'accelerazione o di verso opposto in caso di frenata.

La forza di controllo \vec{F}_u è quella prodotta dal motore o dal sistema frenante che viene trasferita poi al manto stradale ed è quindi in grado di permettere il movimento della vettura; nel modello in esame si assume di poter controllare direttamente questa forza.

1.2 Equazioni del Modello

Utilizzando il modello semplificato analizzato in precedenza è possibile ottenere le equazioni che permettono di descrivere matematicamente il modello. Queste sono basate sulla seconda legge di Newton $\vec{F} = m \cdot \vec{a}$. Il parametro d'interesse è la velocità quindi è possibile riscrivere il principio sotto forma di equazione differenziale ottenendo:

$$F = m \cdot \dot{v} \quad (1.1)$$

Come visto in precedenza lungo l'asse verticale ci si trova in condizione di equilibrio:

$$F_y = F_p + F_n = 0 \quad (1.2)$$

Invece lungo l'asse orizzontale sono presenti la forza di controllo e la forza d'attrito che riscritte in forma scalare forniscono:

$$F_x = F_u - b \cdot v \quad (1.3)$$

Ora ricordando che l'uscita richiesta del nostro sistema è la velocità, quindi $y = v$ e utilizzando le equazioni (1.1) e (1.3) troviamo il sistema:

$$\begin{cases} m \cdot \dot{v} + b \cdot v = F_u \\ y = v \end{cases} \quad (1.4)$$

Il modello matematico ottenuto è quindi deterministico e causale ovvero: dato un opportuno valore assunto dalla velocità all'istante iniziale e il valore di \vec{F}_u applicato in ingresso, è possibile calcolare univocamente la sua evoluzione temporale. Il fenomeno descritto è chiaramente a tempo continuo, in quanto, la variabile temporale t è reale e continua.

Rimaneggiando il sistema (1.4), per riscriverlo sotto forma di modello in spazio di stato, e introducendo le opportune variazioni di notazione per allinearsi alle convenzioni ovvero

indicando lo stato con x e indicando la forza di controllo con u si ottiene

$$\begin{cases} \dot{x} = -\frac{b}{m}x + \frac{1}{m}u \\ y = x \end{cases} \quad (1.5)$$

Oltre alla condizione iniziale $x(0)$ necessaria alla risoluzione, si nota che il sistema è composto da un'equazione differenziale lineare di primo ordine e da un'equazione d'uscita.

1.3 Funzione di trasferimento e risposta impulsiva

Nella risoluzione del sistema (1.5) si potrebbe passare alla forma matriciale del modello, scegliendo quindi un approccio più generalizzato per la sua risoluzione, però avendo un sistema scalare è possibile risolverlo direttamente senza il passaggio per tale forma.

dopo alcuni passaggi algebrici si ottiene che la soluzione dell'equazione differenziale del sistema (1.5) è:

$$x(t) = \underbrace{e^{-\frac{b}{m}t} \cdot x(0)}_{\text{evoluzione libera}} + \underbrace{\int_{0^-}^{t^+} e^{-\frac{b}{m}(t-\tau)} \cdot \frac{1}{m}u(\tau) \cdot d\tau}_{\text{risposta forzata}} \quad (1.6)$$

Nel caso in esame l'equazione (1.6) rappresenta anche la soluzione generale del sistema (1.5) visto che l'uscita è proprio $x(t)$.

Sapendo che la risposta forzata può anche essere riscritta come la convoluzione tra **risposta impulsiva** $w(t)$ e l'ingresso $u(t)$ si trova:

$$w(t) = \frac{1}{m} \cdot e^{-\frac{b}{m}t} \quad (1.7)$$

Applicando la trasformata di Laplace al sistema (1.5) si ottiene:

$$\begin{cases} sX(s) = -\frac{b}{m}X(s) + \frac{1}{m}U(s) \\ Y(s) = X(s) \end{cases} \quad (1.8)$$

Riorganizzando i termini della prima equazione del sistema (1.8) esplicitando quindi $U(s)$ si trova:

$$U(s) = msX(s) + bX(s) \quad (1.9)$$

Ora vi sono tutti gli elementi necessari per poter calcolare la **funzione di trasferimento** del modello:

$$W(s) = \frac{X(s)}{U(s)} = \frac{1}{ms + b} \quad (1.10)$$

È possibile notare come si ottenga lo stesso risultato calcolando la trasformata di Laplace

della risposta impulsiva infatti:

$$W(s) = \mathcal{L}[w(t)] = \mathcal{L} \left[\frac{1}{m} \cdot e^{-\frac{b}{m} t} \right] = \frac{1}{ms + b} \quad (1.11)$$

1.3.1 Parametri del modello

È necessario definire i valori dei parametri di nostro interesse così da determinare l'espressione numerica della funzione di trasferimento e per fare ciò utilizziamo i dati considerati reali da [2]:

<i>Parametri del Sistema</i>		
m	<i>massa del veicolo</i>	1000 kg
b	<i>coefficiente d'attrito</i>	50 N s/m

1.4 Analisi in catena aperta

L'obiettivo di questo paragrafo è visualizzare il comportamento in catena aperta del sistema mediante:

- risposta forzata in corrispondenza ad un gradino di ampiezza 1500 N, con l'obiettivo di verificare se sia possibile raggiungere una velocità di 110 km/h ≈ 30.56 m/s;
- caratterizzare la stabilità del sistema attraverso la rappresentazione dei suoi poli nel piano complesso;
- osservare l'andamento della risposta in frequenza attraverso i diagrammi di Bode.

Nella realizzazione di questi tre obiettivi verrà utilizzato *Matlab* che con l'aggiunta di alcuni comandi specifici al seguente codice, permette di ottenere i grafici necessari.

```
m=1000; % massa del veicolo
b=50; % coefficiente d'attrito
fdt=tf([1], [m b]); % genera una funzione di trasferimento
```

1.4.1 Risposta al gradino

Per rappresentare la risposta al gradino, oltre alle istruzioni precedenti sono necessarie le seguenti istruzioni:

```
u=1500; % forza di controllo applicata [N]
step(u*fdt); % genera la risposta al gradino di ampiezza u
```

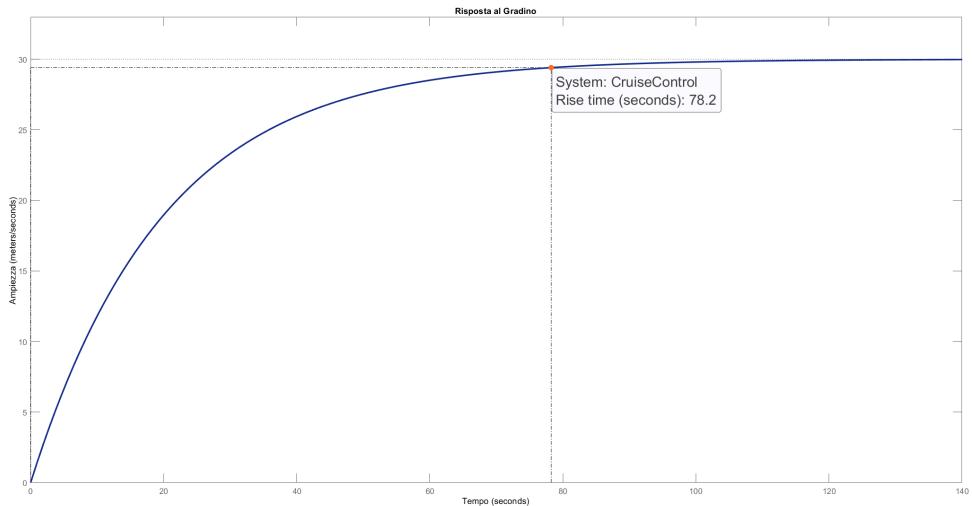


Figura 1.2: Risposta al gradino in catena aperta

Dalla Figura 1.2 si nota che il sistema in catena aperta non ha modo di rilevare se l'output si quello desiderato, infatti in questo caso con una forza di 1500 N si arriva ad una velocità di $30 \text{ m/s} = 108 \text{ km/h}$ inferiore a quella che si voleva raggiungere perciò per arrivare a 110 km/h è necessario un calcolo più preciso della forza d'ingresso necessaria. Si deduce che il risultato dipende fortemente dalla precisione del modello e dall'assenza di disturbi che potrebbero compromettere il tutto.

Ora si considera il tempo di salita t_r , che in questa analisi, sarà al 2% anziché del più comune al 10% garantendo, così, una maggior precisione. Si ottiene t_r approssimato considerando la risposta al gradino $w_{-1}(t) = W(0) \left[1 - e^{-\frac{b}{m} t} \right] \delta_{-1}(t)$ e risolvendo la seguente equazione:

$$w_{-1}(t_r) = 0.98w_{+\infty} = 0.98W(0) \quad (1.12)$$

Che nel caso di specie si traduce in:

$$t_r = \frac{m}{b} \ln \left(\frac{1}{0.02} \right) = \frac{m \ln(50)}{b} \approx \frac{1000 \cdot 3.91}{50} = 78.2 \text{s} \quad (1.13)$$

Ciò conferma anche il valore calcolato da *Matlab* e visibile in Figura 1.2.

Quindi si rende necessario l'impiego di un controllo in retroazione unitaria negativa sia per diminuire il tempo di salita sia per aumentare la precisione del sistema senza la necessità di calcolare in maniera precisa la forza necessaria per ottenere la velocità desiderata.

1.4.2 Stabilità

Per quanto riguarda la stabilità del sistema si può osservare la collocazione dei poli della funzione di trasferimento; in riferimento all'equazione (1.10), si nota immediatamente come ci sia un solo polo collocato in $-\frac{b}{m} = -0.05$.

Il seguente comando *Matlab* è utilizzato per ottenerne la visualizzazione grafica:

```
pzmap(Fdt); % genera la posizione di poli e zeri nel piano ...
    complesso
```

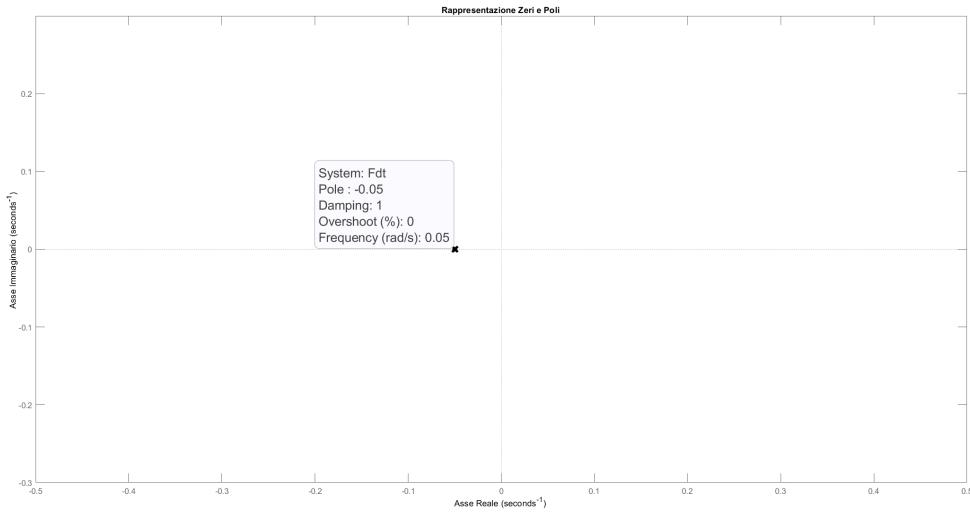


Figura 1.3: Rappresentazione zeri e poli

Osservando la Figura 1.3, e l’analisi fatta in precedenza sulla posizione dei poli si conclude che ci sia *BIBO-stabilità* in quanto l’unico polo si trova nel semipiano $\Re(s) < 0$, però il fatto che esso sia molto vicino all’origine implica l’esistenza di un modo convergente a zero ma lentamente; non volendo modificare la dinamica del sistema è necessario l’utilizzo di appropriati controllori al fine di modificare la posizione dei poli e, di conseguenza, ottenere delle performance migliori.

1.4.3 Diagrammi di Bode

L’ultimo elemento necessario per analizzare il comportamento in catena aperta del sistema è la risposta in frequenza, per fare ciò si utilizzano i diagrammi di Bode delle fasi e delle ampiezze. È utile preliminarmente fare un’analisi asintotica dei due diagrammi:

- Diagramma asintotico delle fasi:
 - Il segno della funzione di trasferimento è positivo e non sono presenti poli o zeri nell’origine quindi per $\omega \rightarrow 0^+$ si ha $\arg(W(j\omega)) = 0^\circ$
 - La presenza di un polo in $\omega = 0.05$ rad/s comporta una transizione da 0° a -90° di $\arg(W(j\omega))$ partendo da circa due decadi prima del polo e terminando circa due decadi dopo con il passaggio per -45° proprio in $\omega = 0.05$ rad/s
 - L’assenza di ulteriori poli o zeri implica che per $\omega \rightarrow +\infty$ si ha $\arg(W(j\omega)) = -90^\circ$

- Diagramma asintotico delle ampiezze:

- Per $\omega \rightarrow 0^+$ si ottiene $|W(j\omega)|_{\text{dB}} = 20 \log |W(j\omega)| = 20 \log \frac{1}{b} \approx -34 \text{ dB}$
- a partire dall'unico polo in $\omega = 0.05 \text{ rad/s}$ il diagramma asintotico comincerà a scendere con una pendenza di -20 dB/dec ; nel diagramma reale ci si aspetta che per tale pulsazione $|W(j\omega)|$ cali di circa 3 dB

Ora per visualizzare i diagrammi reali con *Matlab* si utilizza il comando:

```
bode(fdt); % genera i diagrammi reali di Bode di fasi e ampiezze
```

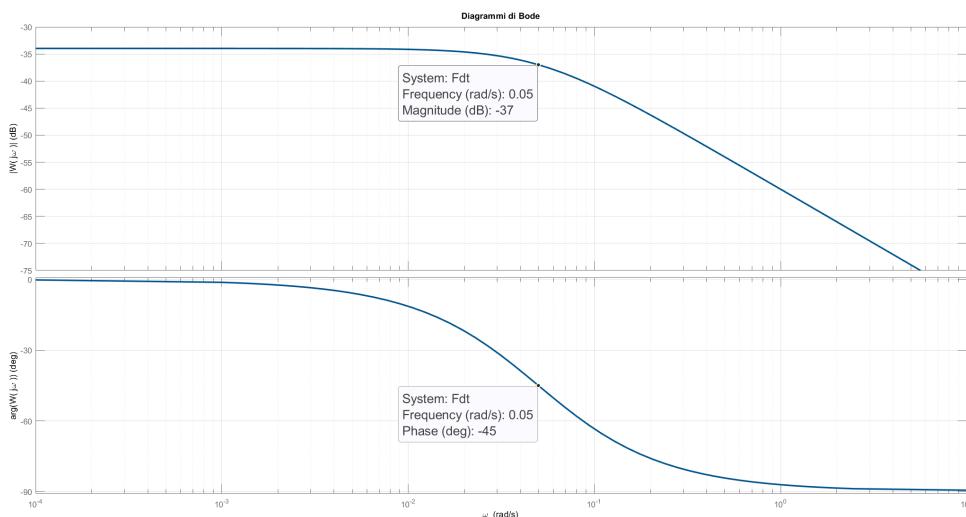


Figura 1.4: Diagrammi di Bode reali

Analizzando la Figura 1.4 si nota come le assunzioni fatte nell'analisi asintotica vengano rispettate:

- Per $\omega \rightarrow 0^+$ si ottiene $\arg(W(j\omega)) = 0^\circ$ e $|W(j\omega)|_{\text{dB}} \approx -34 \text{ dB}$
- Per $\omega = 0.05 \text{ rad/s}$ si ottiene $\arg(W(j\omega)) = -45^\circ$ e $|W(j\omega)|$ è calato di circa 3 dB
- Per ω più grandi $\arg(W(j\omega)) \rightarrow -90^\circ$ e $|W(j\omega)|$ decresce con una pendenza di -20 dB/dec
- È infine visibile come la transizione della fase avvenga in circa 4 decad di come preventivato nell'analisi asintotica

CAPITOLO 2

Progettazione del Modello di Cruise Control

Nel capitolo precedente si è modellata la dinamica di un veicolo e successivamente sono state eseguite delle analisi prestazionali su tale modello in catena aperta. In questo capitolo verrà affrontata la realizzazione di un modello di CC che, dato un ingresso a gradino impostato dall'utente attraverso degli appositi comandi, permette al veicolo di raggiungere la velocità imposta e di mantenerla costante indipendentemente dalle condizioni del manto stradale o dalla pendenza del terreno. Di conseguenza in questo capitolo si vedrà solamente la realizzazione di tale modello lasciando ai capitoli successivi la trattazione delle caratteristiche peculiari che differenziano il sistema di ACC da quello di CC.

2.1 Considerazioni preliminari

Come preannunciato nel capitolo precedente, al fine di raggiungere delle migliori prestazioni per il sistema, è necessario utilizzare uno schema di controllo in retroazione unitaria negativa, che permetterà di garantire il raggiungimento della velocità desiderata, la possibilità di reiettare i disturbi e la diminuzione del tempo di salita.

Lo schema base di controllo a cui si farà riferimento è il seguente:

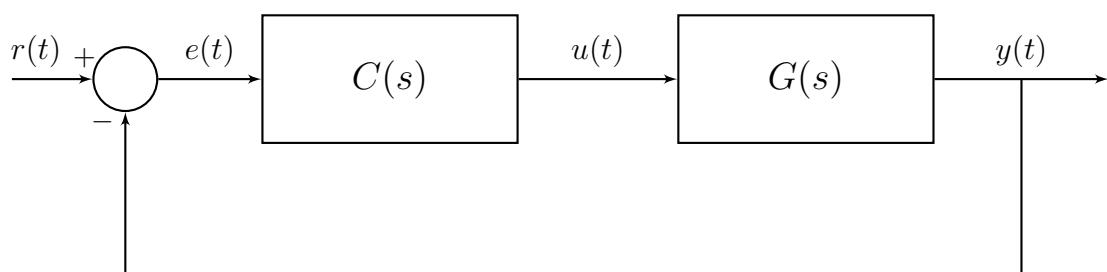


Figura 2.1: Schema di controllo in retroazione unitaria negativa

Nello schema in Figura 2.1 il blocco $G(s)$ rappresenta il processo fisico analizzato nel precedente capitolo, tale processo è rappresentato dalla funzione di trasferimento data nell'equazione (1.10); a monte di $G(s)$ viene posto il blocco $C(s)$ che descrive un controllore che può essere progettato in maniera tale da garantire che il sistema complessivo rispetti le specifiche richieste, ma che nel contempo deve anche essere il più semplice possibile in modo da limitare i costi di realizzazione.

Con l'introduzione di questo controllore, la funzione di trasferimento in catena aperta del sistema varia, infatti si otterrà $\tilde{G}(s) = C(s)G(s)$, diventa semplice ora calcolare la nuova funzione di trasferimento in catena chiusa.

Ritornando allo schema in Figura 2.1 si possono definire i diversi segnali presenti:

- l'ingresso di riferimento del sistema $r(t)$ che nel caso in esame è rappresentato dalla velocità che si desidera raggiungere espressa in m/s;
- l'evoluzione dell'uscita del sistema $y(t)$ ovvero la velocità del veicolo al tempo t espressa in m/s;
- l'errore $e(t) = r(t) - y(t)$ rappresenta in un dato istante di quanto differisca il segnale d'uscita dal riferimento che si desidera seguire.

Al fine di calcolare la funzione di trasferimento in catena chiusa ricorriamo alle trasformate di Laplace:

$$\begin{cases} E(s) = R(s) - Y(s) \\ U(s) = C(s)E(s) \\ Y(s) = G(s)U(s) \end{cases} \quad (2.1)$$

Esplicitando ora il sistema (2.1) nelle variabili $Y(s)$ e $R(s)$ si trova:

$$Y(s) = \frac{G(s)C(s)}{1 + G(s)C(s)}R(s) \quad (2.2)$$

Da cui si deduce immediatamente l'espressione della funzione di trasferimento in catena chiusa:

$$W(s) = \frac{G(s)C(s)}{1 + G(s)C(s)} = \frac{\tilde{G}(s)}{1 + \tilde{G}(s)} \quad (2.3)$$

2.1.1 Controllori PID

Come si può notare dall'equazione (2.3) l'effetto del controllore è quello di modificare il guadagno di Bode e di introdurre ulteriori zeri e poli al sistema.

In questo elaborato verranno utilizzati dei controllori PID ovvero dei dispositivi che eseguono la combinazione lineare di tre azioni: Proporzionale (P) al segnale d'ingresso secondo la costante K_p ; Integrativa (I) e quindi proporzionale alla velocità con cui varia il segnale d'ingresso secondo la costante K_i ; Derivativa (D) (ovvero proporzionale alla derivata dell'errore), con costante di proporzionalità K_d , necessaria per ovviare ad un errore d'ingresso con media non nulla.

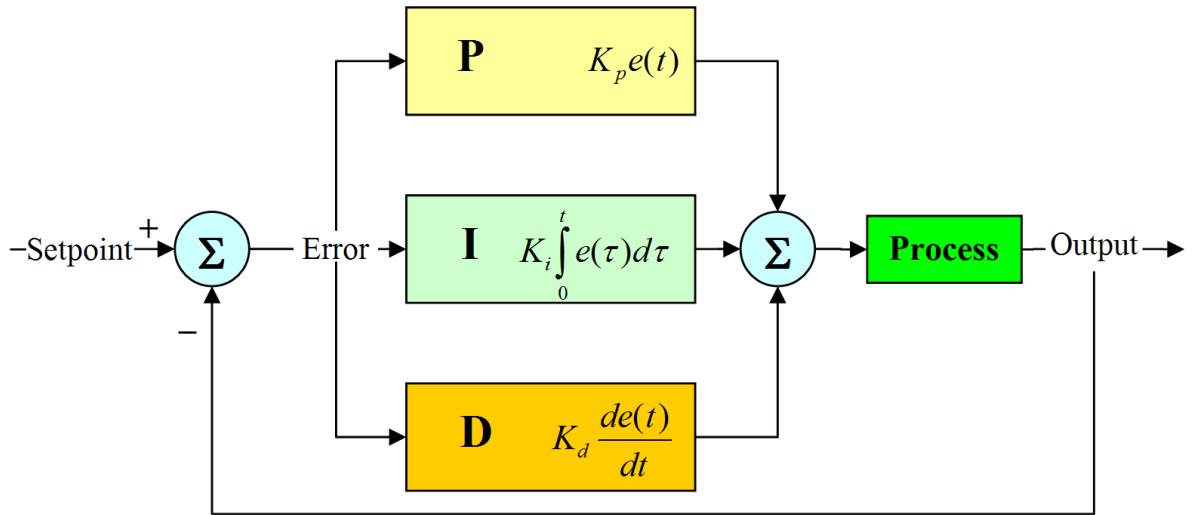


Figura 2.2: Controllore PID

Utilizzando la definizione e la Figura 2.2 è possibile dedurre il comportamento del controllore, infatti avremo:

$$u(t) = K_p e(t) + K_d \dot{e}(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau \quad (2.4)$$

Riportando, ora, questo risultato nel dominio delle trasformate è possibile ottenere la funzione di trasferimento generale di un controllore PID:

$$C_{PID} = K_p + K_d s + \frac{K_i}{s} = \frac{K_i + K_p s + K_d s^2}{s} \quad (2.5)$$

È necessario osservare come tutte e tre le costanti di proporzionalità siano dei valori reali, ciascuna con funzioni ben precise: K_i serve per sistemare il tipo e il relativo errore a regime permanente, invece K_p e K_d hanno il compito di introdurre fino a due zeri nel sistema, al fine di sistemare la pulsazione di attraversamento e il margine di fase. Il fatto che le costanti assumano valori reali, implica anche la possibilità che alcune di esse siano nulle, infatti in base a ciò ci distinguono alcuni casi particolari:

- controllore P: puramente proporzionale con $K_d = K_i = 0$ e $C_P = K_p$;
- controllore I: puramente integrativo con $K_p = K_d = 0$ e $C_I = \frac{K_i}{s}$;
- controllore PI: combina l'azione proporzionale con quella integrativa con $K_d = 0$ e $C_{PI} = \frac{K_i + K_p s}{s}$;
- controllore PD: combina l'azione proporzionale con quella derivativa con $K_i = 0$ e $C_{PD} = K_p + K_d s$.

La fisica realizzabilità è l'ultimo aspetto da considerare quando si parla di controllori PID, data l'impossibilità di realizzare dei controllori con funzioni di trasferimento improprie. Quindi

nella pratica inizialmente si trascura tale limitazione, per poi in un secondo momento aggiungere dei poli ad alta frequenza, in modo da ottenere un controllore proprio senza, però, intaccare le prestazioni ottenute.

2.2 Modello per l'aumento della velocità

In questo paragrafo si vedranno i vari passi svolti nella progettazione del modello per l'aumento della velocità del veicolo, e quindi il controllo atto ad accelerare l'auto e a mantenere la velocità costante ad un riferimento desiderato.

Il primo passaggio nella progettazione del modello è definire le caratteristiche degli input e degli output. Nel fare ciò, si tiene conto del fatto che in tutte le vetture dotate del sistema di Cruise Control la velocità desiderata, ovvero il segnale di riferimento $r(t)$ del sistema, viene impostata dal guidatore attraverso un'apposita serie di comandi, in km/h; invece la velocità effettiva del veicolo, ovvero l'output del sistema, viene visualizzata sul tachimetro anch'essa in km/h. Questo comporta la necessità di una conversione di unità di misura in quanto sia l'input che l'output del sistema prevedono dei valori in m/s.

Sempre per quanto riguarda le caratteristiche del segnale di riferimento, è essenziale definire un range di funzionamento del sistema per far sì che i controllori utilizzati reagiscano nella maniera prevista e non portino ad avere accelerazioni impossibili da raggiungere per un comune veicolo stradale; infatti si considererà come velocità massima raggiungibile dal veicolo 150km/h.

Dopo aver definito le caratteristiche di riferimento e output, è necessario definire i parametri prestazionali che il sistema dovrà rispettare. Per fare ciò verranno considerati sia l'accelerazione massima sia l'accelerazione media. Al fine di definire questi valori è necessario decidere la tipologia di veicolo sul quale verrà installato il sistema di Cruise Control. Si è deciso, quindi di prendere in considerazione un'auto a benzina con trasmissione automatica, il che rende possibile il mantenimento di un'accelerazione costante utilizzando sempre la marcia corretta per la data velocità a cui si sta viaggiando, senza la necessità di un intervento esterno da parte del guidatore; ciò comporta, utilizzando i valori forniti da [3]:

- accelerazione media $0.70 \text{ m/s}^2 \leq a_m \leq 0.82 \text{ m/s}^2$
- accelerazione massima $a_{MAX} \leq 2.87 \text{ m/s}^2$.

Aver definito l'accelerazione media permette, quindi, di definire anche i tempi di salita che il sistema dovrà raggiungere utilizzando la formula:

$$t_r = \frac{v}{a_m} \quad (2.6)$$

Dove v è la velocità raggiunta dal veicolo. Assumendo $a_m = 0.70 \text{ m/s}^2$, ovvero il valore minimo richiesto nelle specifiche, e velocità $v = 29.4 \text{ m/s}$, valore corrispondente al 98% di 30 m/s (velocità a regime considerata in Figura 1.2), è possibile eseguire un confronto con il

tempo di salita al 2%, calcolato nell'equazione (1.13) che è $t_r = 78.2$ s. Invece utilizzando la formula (2.6) si ottiene $t_r = 42$ s quasi la metà di quello ottenuto inizialmente; ciò a comprova che nella simulazione in catena aperta, senza la presenza di appositi controllori, l'accelerazione media non avrebbe rispettato le specifiche richieste. Questo conferma che è necessario l'utilizzo di un controllore al fine di diminuire il tempo di salita.

Non resta che definire, quindi, gli ultimi parametri prestazionali del sistema controllato:

- sovraelongazione massima (overshoot) nulla;
- errore a regime permanete al gradino nullo, ovvero $e_{rp}^1 = 0$.

Al fine di ottenere errore a regime nullo, si rende necessario l'utilizzo di un integratore, di conseguenza la scelta del controllore dovrà necessariamente ricadere su uno tra I, PI, PID; inoltre bisogna anche escludere i controllori di tipo I che, a meno di K_i molto piccoli e quindi tempi di salita molto alti, porterebbero il margine di fase ad essere inferiore a 90° e di conseguenza potrebbero portare all'overshoot.

Dopo aver definito i parametri prestazionali da rispettare e aver definito il tipo di controllori che sarà possibile utilizzare si è passati allo sviluppo attraverso *Simulink* del primo modello:

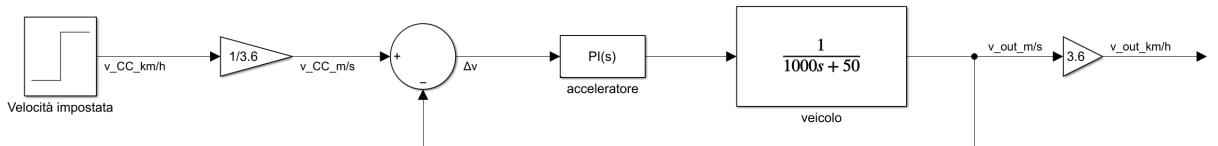


Figura 2.3: Prima versione del modello dell'acceleratore

Dal diagramma in Figura 2.3 si può notare che la velocità di riferimento, è descritta da un gradino unitario espresso in km/h, seguito da un controllore proporzionale che effettua la conversione km/h → m/s. In catena diretta sono poi presenti un controllore PI e la funzione di trasferimento del processo (equazione (1.10)). In cascata al sistema retorazionato è presente un ulteriore controllore proporzionale che esegue la conversione m/s → km/h per poi fornire il segnale d'uscita alle componenti che si occuperanno della visualizzazione sul tachimetro.

Il controllore PI utilizzato ha guadagni $K_i = 5$ e $K_p = 100$ e di conseguenza ha come funzione di trasferimento $C_{PI} = \frac{5 + 100s}{s}$ ovvero presenta uno zero collocato in -0.05 , che va ad effettuare una cancellazione con il polo della funzione di trasferimento del processo, portando a $\tilde{G}(s) = \frac{0.1}{s}$. La collocazione dello zero risulta una scelta obbligata, infatti se si fosse utilizzato un valore maggiore il margine di fase sarebbe stato maggiore di 90° , e come detto in precedenza avrebbe portato all'overshoot; al contrario l'utilizzo di un polo a frequenza inferiore a quella utilizzata comporterebbe che la risposta al gradino va a regime molto lentamente, come si osserva in Figura 2.4. Ciò può essere limitato utilizzando dei valori molto alti del guadagno di Bode, il che sicuramente andrebbe a beneficiare il tempo di salita ma allo stesso tempo porterebbe a delle accelerazioni superiori alle massime possibili.

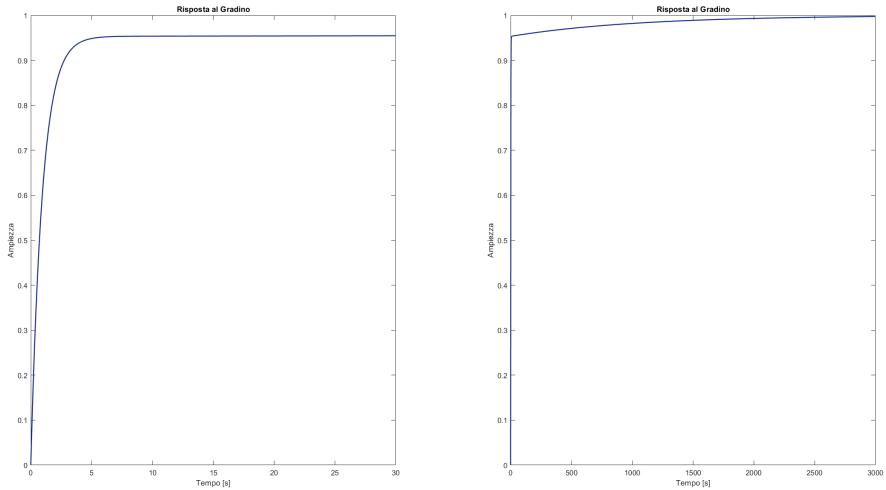


Figura 2.4: Risposta al gradino utilizzando uno zero con pulsazione di spezzamento $\omega = 10^{-3}$ rad/s

Si passa ora ad analizzare le altre prestazioni richieste attraverso l'esame dei grafici di velocità ed accelerazione a due velocità obiettivo diverse: 110 km/h e 150 km/h:

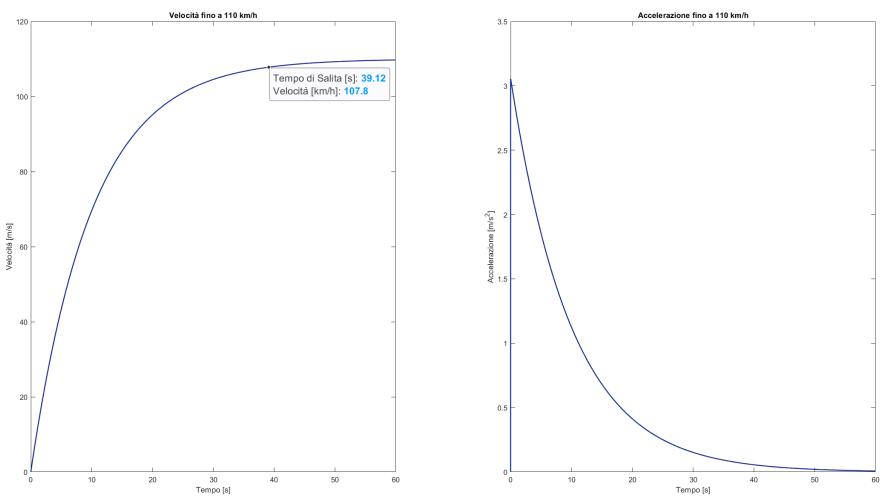


Figura 2.5: 110 km/h: a sinistra evoluzione della velocità, a destra accelerazione

Come è possibile notare da Figura 2.5 per una velocità obiettivo di 110 km/h il tempo di salita al 2% è di 39.12s che corrisponde ad un'accelerazione media $a_m \approx 0.765 \text{ m/s}^2$, che quindi rispetta a pieno le specifiche richieste, per quanto riguarda invece l'accelerazione massima, siamo già oltre la soglia massima imposta. Sebbene, questa condizione potrebbe essere soddisfatta cambiando i valori di K_i e K_p , non si può dire lo stesso per quanto riguarda il caso in cui la velocità obiettivo è 150 km/h, si veda la Figura 2.6, infatti a parità di controllore troviamo in entrambi i casi lo stesso tempo di salita, il che comporta $a_m \approx 1.04 \text{ m/s}^2$ e $a_{MAX} > 4 \text{ m/s}^2$. Si può, quindi concludere che, un singolo controllore non sia sufficiente per ottenere il risultato desiderato per tutto il range di funzionamento del modello in esame. Si rende quindi necessaria una modifica del progetto.

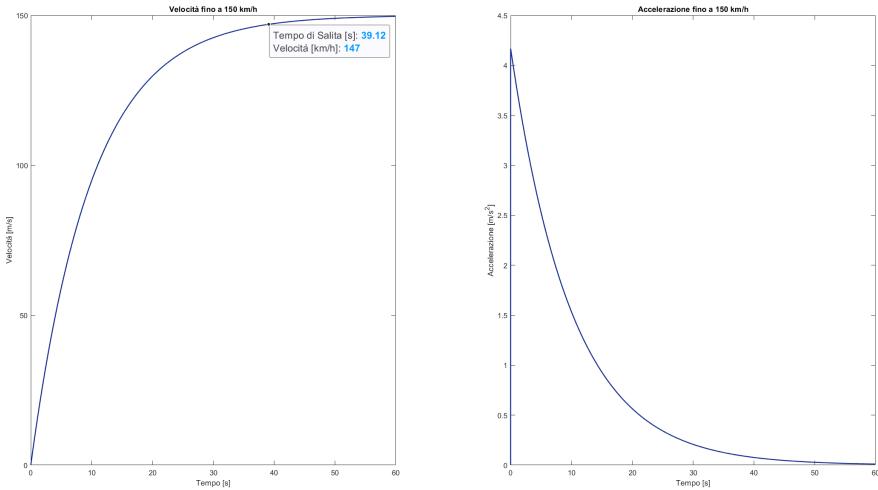


Figura 2.6: 150 km/h: a sinistra evoluzione della velocità, a destra accelerazione

Nella realizzazione di questo secondo modello, si è deciso di mantenere alcuni aspetti in comune con il modello precedente, visto che avevano portato a dei risultati soddisfacenti, nello specifico si mantengono:

- il riferimento a gradino che definisce la velocità obiettivo espressa in km/h;
- i due controllori proporzionali che realizzano le conversioni di unità di misura;
- l'utilizzo di un controllore PI e la posizione degli zeri e poli in modo da conservare le caratteristiche relative al margine di fase e all'errore a regime.

Verrà quindi modificato solo il guadagno di Bode del controllore PI attraverso l'utilizzo di controllori di tipo P che si attiveranno o meno in base al valore del segnale $e(t) = r(t) - y(t)$, il quale successivamente sarà indicato con Δv . Viene utilizzata questa tecnica per garantire che l'accelerazione media dipenda unicamente da Δv , e quindi sia nel range previsto, indipendentemente dalla velocità effettiva e dalla velocità obiettivo. Si ottiene quindi il seguente modello:

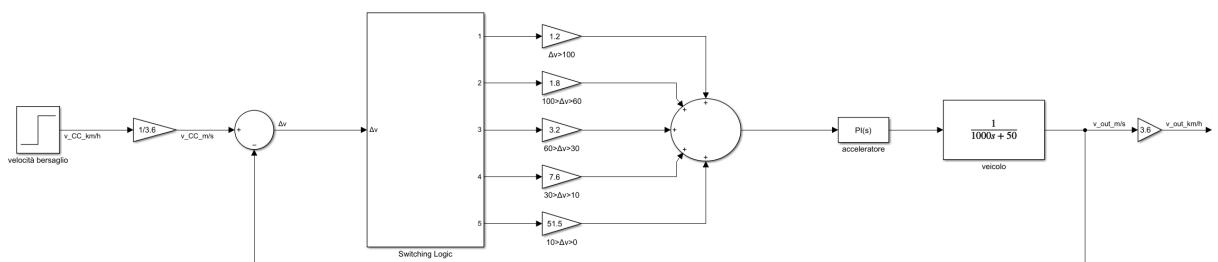


Figura 2.7: Modello finale dell'acceleratore

Come è possibile osservare dalla Figura 2.7 il modello è composto dai blocchi del modello precedente a cui vengono aggiunti:

- una switching logic, che ha il compito di indirizzare il segnale Δv allo specifico controllore P responsabile per quel determinato range;
- un controllore P specifico per ogni range;
- un nodo sommatore che somma tutte le uscite dei controllori;

È d'obbligo notare come in un qualsiasi istante di tempo t , solo uno dei controllori sia attivo e tutti gli altri hanno un segnale nullo in entrata, e quindi l'uscita al sommatore al tempo t corrisponderà all'uscita di uno ed uno solo dei controllori P.

Un'ulteriore osservazione necessaria, è che l'utilizzo in questo modo di un controllore P seguito da un controllore PI ha l'effetto di produrre un altro controllore PI con diversi valori di K_i e K_p , ma con zero nella stessa posizione, infatti:

$$C_{PI} = \frac{K_i + K_p s}{s} = K_i \frac{1 + \frac{K_p}{K_i} s}{s} \quad (2.7)$$

Definendo ora il guadagno del controllore P $K_{p1} = K_i$ e ponendo i $K'_i = 1$ e $K'_p = \frac{K_p}{K_i}$ come parametri del nuovo controllore PI si ottiene:

$$C' = K_{p1} \frac{K'_i + K'_p s}{s} = K_i \frac{1 + \frac{K_p}{K_i} s}{s} \quad (2.8)$$

L'utilizzo di questa tecnica permette, quindi, di variare unicamente il guadagno di Bode del controllore senza modificare il resto, ottenendo quindi, una variazione del tempo di salita senza però compromettere le caratteristiche di errore a regime e overshoot.

D'ora in poi verranno considerati i seguenti valori per le costanti del controllore PI

- $K_i = 1$
- $K_p = \frac{m}{b} = 20$ in modo da ottenere uno zero in -0.05 , ovvero la stessa posizione del polo nella funzione di trasferimento, ed eseguire quindi la cancellazione tra i due termini ed ottenere un margine di fase uguale a 90° per ogni pulsazione di attraversamento ottenuta variando il guadagno di Bode.

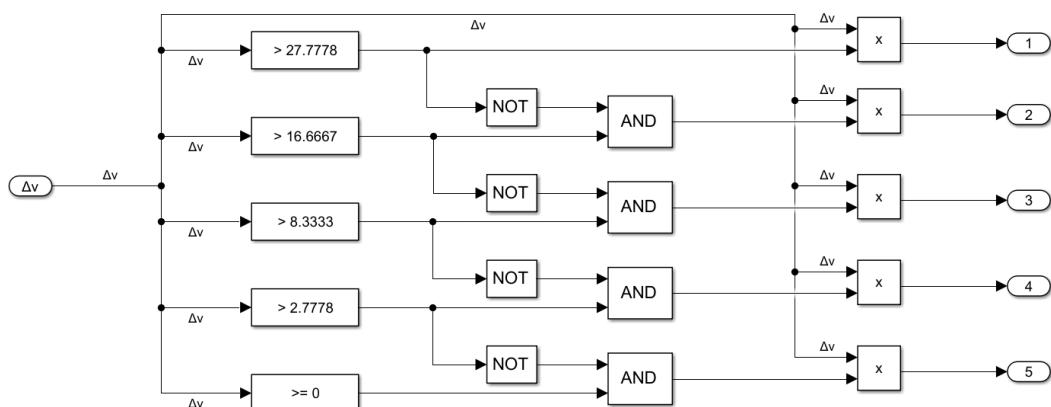


Figura 2.8: Switching logic del modello finale dell'acceleratore

Passando ora all’analisi della switching logic rappresentata in Figura 2.8, si nota come il segnale Δv , una volta entrato nel sottosistema venga confrontato con dei valori di soglia inferiore S_{inf} , espressi in m/s, che restituiscono 1 se $\Delta v > S_{inf}$ e 0 altrimenti. Questo valore logico viene portato in ingresso ad una porta logica AND in cui l’altra entrata è collegata alla negazione della soglia superiore S_{sup} , se presente. Ovvero questa seconda entrata ha valore logico 1 se $\Delta v \leq S_{sup}$ 0 altrimenti; il risultato dell’AND tra questi due ingressi è 1 se Δv è compresa tra le due soglie, in caso contrario è 0. Infine quest’ultimo segnale entra in un blocco che lo moltiplica per Δv , ottenendo quindi come uscita Δv nell’unica delle porte che soddisfa il criterio specificato in precedenza e 0 in tutte le altre.

Nel seguente sotto-paragrafo verranno analizzati nel dettaglio i valori utilizzati per i controllori P e le rispettive prestazioni. Per alleggerire e semplificare la trattazione seguente, verrà considerata la partenza da velocità iniziale nulla, anche se i risultati valgono anche se questa è diversa da zero, ma ci saranno delle piccole variazioni sul valore del tempo di salita al 98%, in quanto questo dipende anche dalla velocità di partenza.

2.2.1 Analisi prestazionale: accelerazione

Si è deciso di prendere in considerazione cinque range per l’aumento di velocità, in modo da ottenere prestazioni il più possibile vicine a quelle desiderate; gli intervalli di funzionamento considerati sono:

- Aumento inferiore a 10 km/h
- Aumento tra i 10 km/h e i 30 km/h
- Aumento tra i 30 km/h e i 60 km/h
- Aumento tra i 60 km/h e i 100 km/h
- Aumento superiore a 100 km/h

Ad ognuno di questi range è associato un controllore P a cui viene fornito il valore di Δv dalla switching logic nel caso questo sia compreso tra le soglie che definiscono l’intervallo.

Aumento inferiore a 10 km/h

Il primo controllore analizzato è quello utilizzato quando l’aumento di velocità è inferiore a 10 km/h; in questo caso non sarà possibile rispettare le specifiche per tutti i valori dell’intervallo, se non attraverso l’introduzione di un partizionamento dello stesso, e la conseguente aggiunta di altri controllori, il che complicherebbe ulteriormente il modello. Questo controllore sarà utilizzato in due scenari. In primo luogo, nella fase finale di una transizione più ampia tra velocità iniziale e velocità finale, generalmente nell’utilizzo come Cruise Control e quindi intervenendo successivamente ai controllori che verranno analizzati in seguito al fine di arrivare alla velocità obiettivo richiesta, eseguendo la massima escursione possibile che è di 10 km/h.

Oppure in caso sia necessaria una modesta transizione di velocità del veicolo (generalmente di qualche km/h) in fase di utilizzo di Adaptive Cruise Control, come verrà descritto nei capitoli successivi. In questa analisi ci si focalizza principalmente sul primo scenario, di conseguenza per visualizzare la risposta al gradino si utilizzerà un segnale con ampiezza 10 km/h. Per questo controllore si è deciso di utilizzare:

- $K_{p1} = 51.5$

Il che comporta che il controllore PI corrispondente ha funzione di trasferimento (in forma di Bode):

$$C_{PI} = 51.5 \cdot \frac{1 + 20s}{s} \quad (2.9)$$

Come si può osservare in Figura 2.9, il fattore limitante è l'accelerazione massima infatti aumentando ulteriormente il valore di K_{p1} si andrebbe a superare il limite imposto.

L'impossibilità di aumentare ulteriormente il valore di K_{p1} e di conseguenza di aumentare sia a_{MAX} , che andrebbe a superare la soglia imposta, sia a_m comporta una perdita di performance infatti l'accelerazione media nel caso in esame sarà molto vicina alla soglia inferiore.

Si definiscono:

- $r(0)$ il valore dell'ingresso di riferimento nel momento in cui viene attivato il sistema di Cruise Control;
- $v_{out}(0)$ la velocità del veicolo nell'istante di attivazione;
- $\Delta v_{init} := r(0) - v_{out}(0);$

tutti e tre questi valori sono espressi in km/h.

È molto importante notare che l'esser limitati dal valore di K_{p1} e di conseguenza dall'accelerazione massima comporta che se si utilizza il controllore con $\Delta v_{init} < 9.7$ km/h l'accelerazione media sarà inferiore a quella richiesta, come si può notare nella prima riga della Tabella 2.1.

Considerando il tempo di salita al 2% ed una velocità obiettivo di 10 km/h si ottiene:

- Tempo di salita $t_r \approx 3.80$ s
- Accelerazione media¹ $a_m \approx 0.72$ m/s²
- Accelerazione massima $a_{MAX} \approx 2.86$ m/s²

Per altre velocità obiettivo nell'intervallo ci si riferisce alla Tabella 2.1 a pag. 28.

¹Calcolata invertendo l'equazione (2.6)

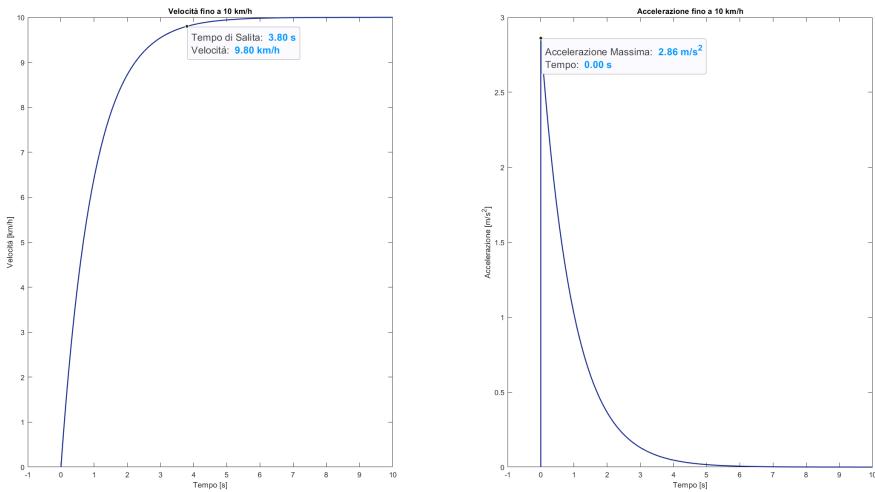


Figura 2.9: Evoluzione di velocità e accelerazione con velocità obiettivo 10 km/h

Aumento tra i 10 km/h e i 30 km/h

In questo sotto-paragrafo verrà analizzato il controllore utilizzato per aumenti di velocità compresi tra i 10 km/h e i 30 km/h, si ritiene utile sottolineare che, in ogni caso, l'ultima fase della transizione che porta alla velocità di crociera desiderata viene governata dal precedente controllore in quanto, partendo da un valore interno al range considerato si arriverà sempre ad una situazione in cui $\Delta v = 10 \text{ km/h}$ che porterà a disattivare questo controllore e ad attivare il controllore (2.9) per arrivare alla velocità obiettivo. Ovvero facendo un esempio, se la velocità obiettivo è 30 km/h, l'accelerazione da 0 km/h a 20 km/h verrà gestita dal controllore in esame, invece l'intervallo da 20 km/h a 30 km/h verrà gestito dal controllore (2.9). È fondamentale osservare, che in questo tipo di utilizzo, se non fosse presente la switching logic ma si utilizzasse solo questo controllore, si arriverebbe comunque al valore a regime desiderato; l'utilizzo della switching logic quindi permette di bloccare l'evoluzione di questo controllore ad un punto predeterminato e di attivare quello relativo al range 0 – 10 km/h, che comincerà la sua evoluzione senza essere influenzato da quella del controllore in esame.

Per questo controllore si è deciso di utilizzare:

- $K_{p1} = 7.6$

Il che comporta che il controllore PI corrispondente ha funzione di trasferimento (in forma di Bode):

$$C_{PI} = 7.6 \cdot \frac{1 + 20s}{s} \quad (2.10)$$

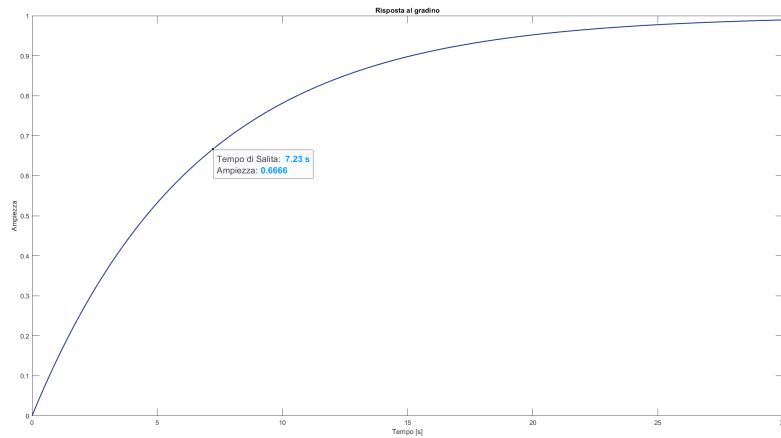


Figura 2.10: Risposta al gradino del sistema utilizzando il controllore (2.10)

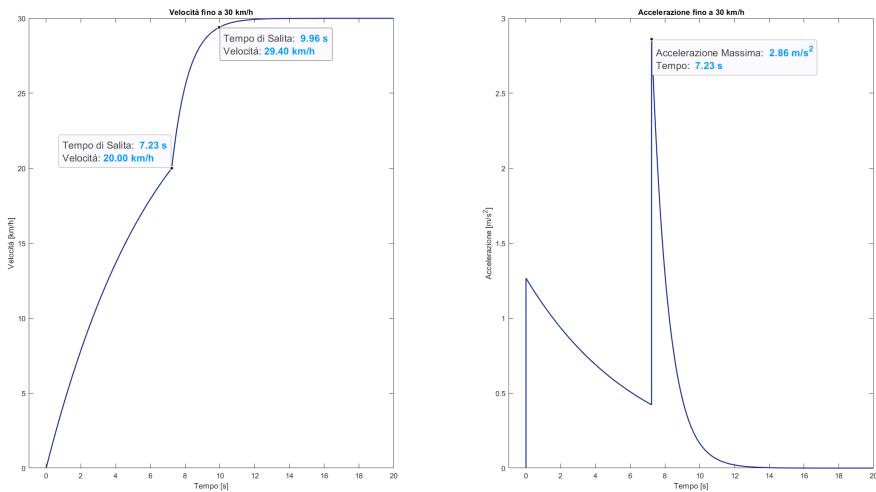


Figura 2.11: Evoluzione di velocità e accelerazione con velocità obiettivo 30 km/h

Dalla Figura 2.11 è possibile identificare il tempo di commutazione massimo, $t_{C_{MAX}}$, del controllore, definito come il tempo che esso impiega a compiere la sua massima escursione per poi lasciare spazio al controllore che si occuperà dell'aumento di velocità successivo. Confrontando le Figure 2.11 e 2.10 si può notare come $t_{C_{MAX}}$ corrisponda al tempo necessario perché la velocità dell'automobile vada da 0 km/h a 20 km/h. Poiché l'intera escursione pianificata della velocità del sistema è di 30 km/h, ne consegue che $t_{C_{MAX}}$ coincide con il tempo di salita al 33.3% della risposta al gradino del processo ottenuto applicando il controllore PI corrispondente.

Considerando il tempo di salita al 2% ed una velocità obiettivo di 30km/h (Figura 2.11) si ottiene:

- Tempo di salita $t_r \approx 9.96 \text{ s}$
- Accelerazione media¹ $a_m \approx 0.82 \text{ m/s}^2$

- Accelerazione massima $a_{MAX} \approx 2.86 \text{ m/s}^2$

Per altre velocità obiettivo nell'intervallo ci si riferisca alla Tabella 2.1 a pag. 28.

In Figura 2.11 si può notare come l'accelerazione massima corrisponda all'istante in cui avviene la commutazione al controllore (2.9), questo aspetto è contro intuitivo rispetto al comune utilizzo di un veicolo, dove l'accelerazione massima si all'inizio e non verso la fine dell'aumento di velocità, ciò è dovuto alla scelta della struttura di commutazione per i controllori. È possibile sistemare questo problema aggiungendo altri controllori e rendendo tutte le fasce di velocità della medesima ampiezza; infatti riducendo l'ampiezza fino ad arrivare ad un infinitesimo attraverso l'introduzione di un altissimo numero di controllori si arriva ad ottenere un'accelerazione quasi costante e quindi dei risultati più realistici. Questo però complicherebbe di molto la struttura del progetto, di conseguenza si è deciso di segnalare solamente il problema e proporre una possibile soluzione ad esso senza realmente risolverlo.

Si può, inoltre, osservare come l'accelerazione media nel caso limite presentato (di 30 km/h) sia uguale alla soglia superiore, infatti non essendo limitati dall'accelerazione massima che si ottiene nel passaggio al controllore (2.9) è possibile aumentare il valore di K_{p1} e di conseguenza anche ridurre il tempo di salita, ottenendo quindi dei valori di accelerazione media più alti, e quindi anche più stabili all'abbassarsi della velocità obiettivo e conseguentemente di Δv_{init} . Per $19 \text{ km/h} \geq \Delta v_{init} > 10.5 \text{ km/h}$ l'accelerazione media è minore della soglia richiesta, in quanto il tempo di salita complessivo ha una componente dovuta ad una parte del tempo di salita di (2.9), detta t'_r , e un'altra dovuta al tempo di commutazione atteso, t_{CA} , ovvero il tempo che il controllore impiega dal momento della sua attivazione, per un dato Δv_{init} , ad eseguire la commutazione a quello successivo. Per i valori sopra considerati di Δv_{init} , i t_{CA} corrispondenti non sono sufficientemente bassi da permettere di ottenere valori di a_m che rispettino le specifiche imposte. Considerando, ad esempio, velocità obiettivo 15 km/h e quindi $\Delta v_{init} = 15 \text{ km/h}$ si ottiene $t_{CA} = 2.67 \text{ s}$ per un'escursione di 5 km/h che porta ad $a_{m,(2.10)} = 0.52 \text{ m/s}^2$ per la prima parte dell'aumento. Successivamente il controllore (2.9) esegue l'aumento di velocità da 5 km/h a 14.7 km/h (valore corrispondente al 98% di 15 km/h) in $t'_r = 3.40 \text{ s}$ e quindi $a_{m,(2.9)} = 0.79 \text{ m/s}^2$. Come si può notare t_{CA} porta ad avere $a_{m,(2.10)}$ di molto inferiore alla soglia prefissata, invece t'_r porta ad avere $a_{m,(2.9)}$ superiore alla soglia minima, ma non sufficientemente alta da compensare la lentezza del controllore (2.10) nel primo tratto, rendendo così impossibile rispettare le specifiche imposte sull'accelerazione media. Quindi si ottiene $t_r = t_{CA} + t'_r = 6.07 \text{ s}$ che porta ad $a_m = 0.67 \text{ m/s}^2$.

Aumento tra i 30 km/h e i 60 km/h

In questo sotto-paragrafo verrà analizzato il controllore utilizzato per aumenti di velocità compresi tra i 30 km/h e i 60 km/h. Come osservato per il controllore precedente, anche in questo caso è possibile analizzare il tempo di commutazione massimo basandosi sul tempo di salita sistema in retroazione ottenuto in corrispondenza al controllore PI corrispondente. Nello specifico il tempo di commutazione massimo corrisponderà al tempo di salita al 50% in quanto il controllore in esame si attiverà se e solo se $30 \text{ km/h} \leq \Delta v \leq 60 \text{ km/h}$ lavorando fino a

quando $\Delta v = 30 \text{ km/h}$, ovvero fino all'attivazione del controllore (2.10). Di conseguenza la massima escursione per la velocità sarà di 30 km/h quando inizialmente si ha $\Delta v = 60 \text{ km/h}$. Per questo controllore si è deciso di utilizzare:

- $K_{p1} = 3.2$

Il che comporta che il controllore PI corrispondente ha funzione di trasferimento (in forma di Bode):

$$C_{PI} = 3.2 \cdot \frac{1 + 20s}{s} \quad (2.11)$$

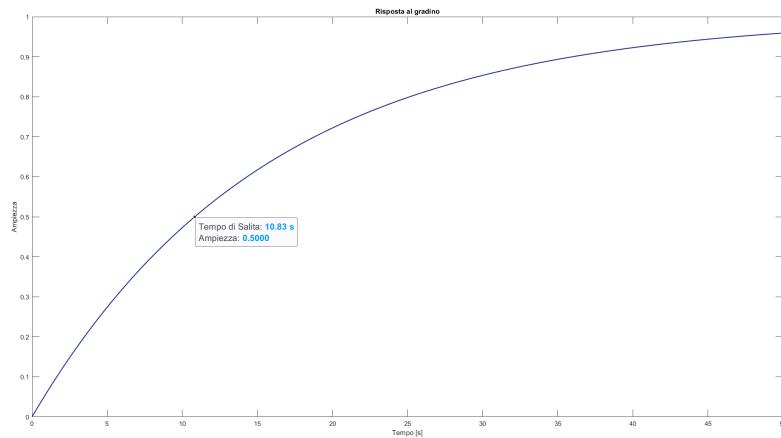


Figura 2.12: Risposta al gradino del sistema utilizzando il controllore (2.11)

In Figura 2.12 si vede che il tempo di salita al 50% di questo controllore è $t_r = 10.83 \text{ s}$, confermato anche dalla Figura 2.13 dove si può osservare che corrisponde al tempo di commutazione massimo

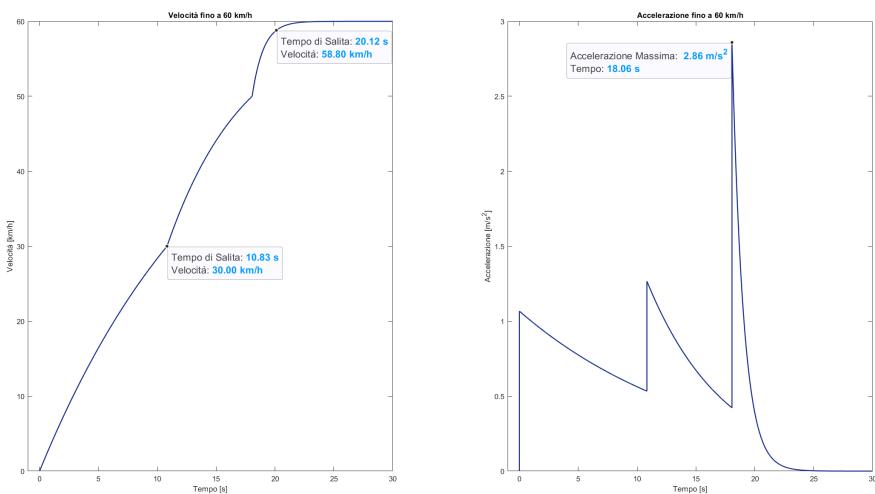


Figura 2.13: Evoluzione di velocità e accelerazione con velocità obiettivo 60 km/h

A differenza dei casi precedenti, questa volta tutte le metriche di prestazione vengono ampiamente rispettate per tutti i valori di Δv_{init} nell'intervallo considerato, grazie al fatto che

l'accelerazione media per $\Delta v_{init} = 30 \text{ km/h}$ fornita dal controllore (2.10) è vicina al limite superiore e quindi il corrispettivo t'_r sarà sufficientemente alto da compensare il valore basso di t_{CA} che si ottiene per i valori vicini alla soglia inferiore dell'intervallo di funzionamento che si sta considerando. Usando lo stesso approccio utilizzato per il controllore (2.10) il valore scelto di K_{p1} permette di ottenere valori di accelerazione media vicini alla soglia superiore, ciò è possibile in quanto aumentando K_{p1} per questo specifico controllore non si arriva a superare la soglia imposta per l'accelerazione massima, che come si può notare in Figura 2.13, si ottiene in corrispondenza all'attivazione del controllore (2.9), quindi si può arrivare ad ottenere un valore più alto di a_m senza, però, superare il limite imposto per quanto riguarda l'accelerazione massima, difatti per la parte iniziale dell'aumento di velocità, ovvero quella gestita da questo specifico controllore si ha $a_{MAX} = 1.07 \text{ m/s}^2$ che si ottiene nel momento di attivazione del controllore ($Tempo = 0 \text{ s}$ in Figura 2.13 immagine a destra).

Considerando il tempo di salita al 2% ed una velocità obiettivo di 60km/h (Figura 2.13) si ottiene:

- Tempo di salita $t_r \approx 20.12 \text{ s}$
- Accelerazione media¹ $a_m \approx 0.81 \text{ m/s}^2$
- Accelerazione massima $a_{MAX} \approx 2.86 \text{ m/s}^2$

Per altre velocità obiettivo nell'intervallo ci si riferisca alla Tabella 2.1 a pag. 28.

Aumento tra i 60 km/h e i 100 km/h

In questo sotto-paragrafo verrà analizzato il controllore utilizzato per aumenti di velocità compresi tra i 60 km/h e i 100 km/h. Come osservato in precedenza, anche in questo caso è possibile analizzare il tempo di commutazione massimo basandosi sul tempo di salita sistema in retroazione ottenuto in corrispondenza al controllore PI corrispondente. Nello specifico il tempo di commutazione massimo corrisponderà al tempo di salita al 60% in quanto il controllore in esame si attiverà se e solo se $60 \text{ km/h} \leq \Delta v \leq 100 \text{ km/h}$ lavorando fino a quando $\Delta v = 60 \text{ km/h}$, ovvero fino all'attivazione del controllore (2.11). Di conseguenza la massima escursione per la velocità sarà di 40 km/h quando inizialmente si ha $\Delta v = 100 \text{ km/h}$. Per questo controllore si è deciso di utilizzare:

- $K_{p1} = 1.8$

Il che comporta che il controllore PI corrispondente ha funzione di trasferimento (in forma di Bode):

$$C_{PI} = 1.8 \cdot \frac{1 + 20s}{s} \quad (2.12)$$

In Figura 2.14 si vede che tempo di salita al 50% di questo controllore è $t_r = 14.19 \text{ s}$, confermato dalla Figura 2.15 dove si può osservare che corrisponde al tempo di commutazione massimo.

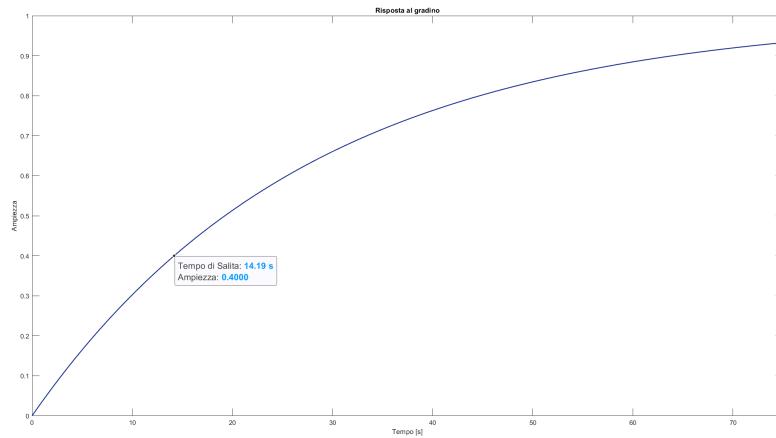


Figura 2.14: Risposta al gradino del sistema utilizzando il controllore (2.12)

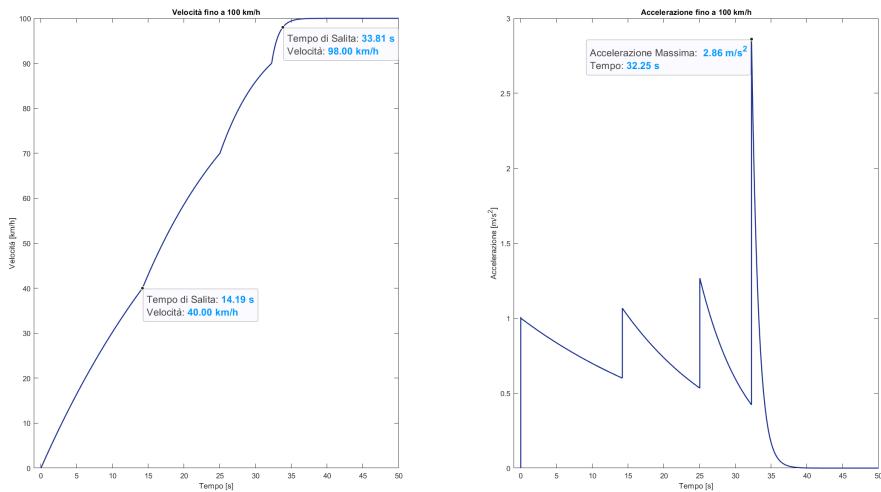


Figura 2.15: Evoluzione di velocità e accelerazione con velocità obiettivo 100 km/h

Le osservazioni fatte riguardanti il controllore (2.11) restano valide anche in questo caso, infatti le metriche di prestazione vengono ampiamente soddisfatte per tutti i valori dell'intervallo considerato, e per la scelta di K_{p1} si è utilizzata la stessa procedura; inoltre anche in questo caso, che come si può notare in Figura 2.15, si ha che l'accelerazione massima avviene nel momento in cui si attiva il controllore (2.9).

Considerando il tempo di salita al 2% ed una velocità obiettivo di 100km/h (Figura 2.15) si ottiene:

- Tempo di salita $t_r \approx 33.81$ s
- Accelerazione media¹ $a_m \approx 0.81$ m/s²
- Accelerazione massima $a_{MAX} \approx 2.86$ m/s²

Per altre velocità obiettivo nell'intervallo ci si riferisca alla Tabella 2.1 a pag. 28.

Aumento superiore a 100 km/h

Rimane solo da analizzare il controllore che viene utilizzato per aumenti di velocità maggiori di 100 km/h, è essenziale ricordare che c'è una limitazione sul range di funzionamento, la velocità massima raggiungibile dall'automobile e che quindi è possibile impostare come velocità obiettivo è di 150 km/h. Come osservato in precedenza, anche in questo caso è possibile analizzare il tempo di commutazione massimo basandosi sul tempo di salita sistema in retroazione ottenuto in corrispondenza al controllore PI corrispondente. Nello specifico il tempo di commutazione massimo corrisponderà al tempo di salita al 66.7% in quanto il controllore in esame si attiverà se e solo se $100 \text{ km/h} \leq \Delta v \leq 150 \text{ km/h}$ lavorando fino a quando $\Delta v = 100 \text{ km/h}$, ovvero fino all'attivazione del controllore (2.12). Di conseguenza la massima escursione per la velocità sarà di 50 km/h quando inizialmente si ha $\Delta v = 150 \text{ km/h}$. Per questo controllore si è deciso di utilizzare:

- $K_{p1} = 1.2$

Il che comporta che il controllore PI corrispondente ha funzione di trasferimento (in forma di Bode):

$$C_{PI} = 1.2 \cdot \frac{1 + 20s}{s} \quad (2.13)$$

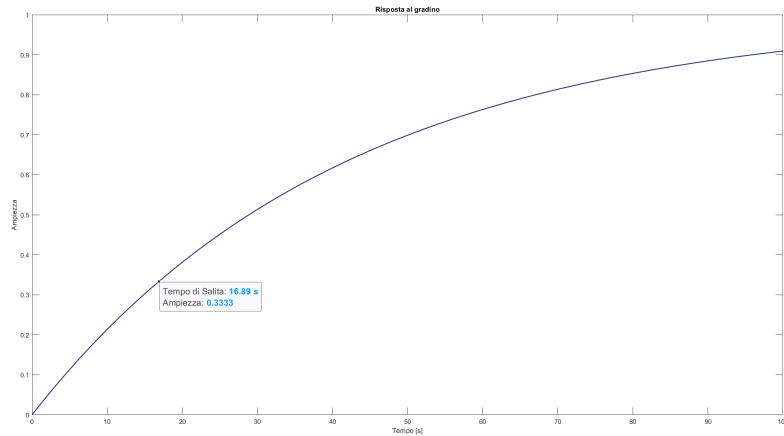


Figura 2.16: Risposta al gradino del sistema utilizzando il controllore (2.13)

In Figura 2.16 si vede che il tempo di salita al 66.6% di questo controllore è $t_r = 16.89 \text{ s}$, confermato anche dalla Figura 2.17 dove si può osservare che corrisponde al tempo di commutazione massimo.

Le osservazioni fatte riguardanti il controllore (2.11) restano valide anche in questo caso, infatti le metriche di prestazione vengono ampiamente soddisfatte per tutti i valori dell'intervallo considerato, e per la scelta di K_{p1} si è utilizzata la stessa procedura; inoltre anche in questo caso, che come si può notare in Figura 2.17, si ha che l'accelerazione massima avviene nel momento in cui si attiva il controllore (2.9).

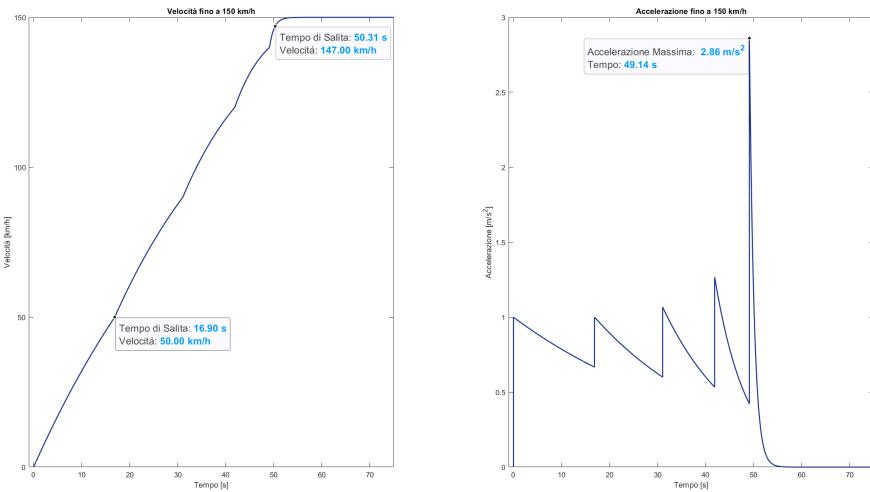


Figura 2.17: Evoluzione di velocità e accelerazione con velocità obiettivo 150 km/h

Considerando il tempo di salita al 2% ed una velocità obiettivo di 150km/h (Figura 2.17) si ottiene:

- Tempo di salita $t_r \approx 50.31$ s
- Accelerazione media¹ $a_m \approx 0.81$ m/s²
- Accelerazione massima $a_{MAX} \approx 2.86$ m/s²

Per altre velocità obiettivo nell’intervallo ci si riferisca alla Tabella 2.1 a pag. 28.

Velocità obiettivo [km/h]	t_r [s]	a_m [m/s ²]	a_{MAX} [m/s ²]
5	3.80	0.36	1.43
10	3.80	0.72	2.86
15	6.07	0.67	2.86
20	7.69	0.71	2.86
25	8.94	0.76	2.86
30	9.96	0.82	2.86
35	12.22	0.78	2.86
40	14.18	0.77	2.86
50	17.45	0.78	2.86
60	20.12	0.81	2.86
70	24.25	0.79	2.86
80	27.83	0.78	2.86
90	30.99	0.79	2.86
100	33.81	0.81	2.86
110	37.69	0.79	2.86
120	41.23	0.79	2.86
130	44.49	0.80	2.86
140	47.51	0.80	2.86
150	50.31	0.81	2.86

Tabella 2.1: Metriche prestazionali a diverse velocità obiettivo considerando partenza da fermo

2.3 Modello per la riduzione della velocità

Nel paragrafo precedente si è esaminato il modello dedicato ad aumentare la velocità del veicolo su cui viene montato il sistema di Cruise Control; in questo paragrafo invece si vedrà come sia possibile realizzare la parte del sistema che si occupa di diminuire la velocità del veicolo. Il veicolo utilizzerà l'impianto frenante che, opportunamente controllato, produce un effetto molto preciso e con delle decelerazioni molto veloci. È essenziale notare come esistano diversi scenari di utilizzo dello stesso. Qui se ne individuano due in particolare:

- **frenata graduale** dove viene data priorità al comfort dei passeggeri rispetto al tempo di frenata;
- **frenata di emergenza** dove viene richiesta una riduzione repentina della velocità a causa di un'emergenza esterna, qui si darà priorità al tempo di frenata rispetto al comfort dei passeggeri;

Ottenerne entrambi questi elementi nello stesso modello è sicuramente possibile però volendo mantenere una struttura il più simile possibile a quella utilizzata per l'aumento della velocità, si considererà il sistema di frenata d'emergenza come un aiuto alla guida e non come una vera e propria funzione di sicurezza.

In caso di emergenza questo effettuerà una grande decelerazione che sarà completata in scenario di frenata graduale, ne consegue che in caso di una reale emergenza, è necessario che il guidatore completi la frenata in modo "manuale".

Come fatto in precedenza per quanto riguarda il modello per l'aumento della velocità è necessario definire le caratteristiche del segnale di riferimento e dell'output del sistema, che ovviamente rimarranno gli stessi considerati in precedenza ovvero: $r(t)$ e output espressi in km/h e range di funzionamento 0 – 150 km/h. Ciò implica che la massima diminuzione di velocità che potremmo avere è di 150 km/h. A differenza di quanto fatto per il modello analizzato in precedenza sarà necessario definire delle metriche prestazionali specifiche per ognuno degli scenari che sono stati considerati.

Verrà considerato quindi un impianto frenante molto preciso, il che corrisponde a richiedere per entrambi gli scenari:

- sovraelongazione massima (overshoot) nulla
- errore a regime permanente al gradino $e_{rp}^1 = 0$

Con **frenata di emergenza** si intenderà una frenata in cui è richiesta una riduzione di velocità superiore a 30 km/h, in questo caso è richiesta la massima decelerazione possibile; per capire quale valore considerare è necessario analizzare come l'accelerazione dipenda dal coefficiente di attrito tra gli pneumatici e il manto stradale, φ_x , in particolare nel caso in esame possiamo assumere che l'accelerazione longitudinale rispetti l'equazione:

$$a_x = \varphi_x \cdot g \quad (2.14)$$

Dove g è l'accelerazione di gravità. È evidente che è necessario definire il valore di φ_x per poter trovare l'accelerazione massima possibile in caso di frenata d'emergenza; considerando come valori attendibili quelli utilizzati da [4] si ottiene $\varphi_x = 1.0 - 1.2$, come sottolineato nell'articolo citato questi sono valori teorici che considerano asfalto asciutto e pneumatici nuovi. Ulteriore elemento da tenere in considerazione è la presenza o meno nel veicolo del sistema di ABS (Anti-lock Brake System), che permette di evitare il bloccaggio delle ruote in fase di frenata e quindi di assicurare la distribuzione delle forze frenanti tra le ruote in base alle condizioni specifiche dell'attrito con la superficie stradale; grazie all'utilizzo dell'ABS è possibile arrivare a dei valori del coefficiente d'attrito vicini a quelli teorici. In questa simulazione verrà quindi preso in considerazione un veicolo dotato di tale sistema e manto stradale asciutto. Rifacendosi ai risultati ottenuti da [4], pubblicazione che risale al 2007, e tenendo in considerazione l'evoluzione tecnologica sia dei materiali utilizzati nella produzione degli pneumatici che dell'ABS alla data odierna, ha senso assumere $\varphi_x = 1.00$ il che implica:

- decelerazione massima $d_{MAX} \leq g = 9.81 \text{ m/s}^2$
- non vengono posti vincoli sulla decelerazione media d_m ma ci si pone come obiettivo di aumentarla il più possibile

Anche qui come visto nel paragrafo precedente sarà possibile calcolare il valore di d_m utilizzando il tempo di salita del controllore specifico.

Considerando ora la **frenata graduale**, e ricordando che in fase di progettazione del modello per l'aumento di velocità si era deciso per un'auto a benzina, ciò comporta, utilizzando i valori decelerazione media dati da [5] e di decelerazione massima forniti da [3]:

- decelerazione media $1.12 \text{ m/s}^2 \leq d_m \leq 1.34 \text{ m/s}^2$
- decelerazione massima $d_{MAX} \leq 4.33 \text{ m/s}^2$.

Nello sviluppo del modello incaricato di aumentare la velocità utilizzando un singolo controllore si è evidenziato che non è possibile ottenere tutti gli obiettivi prefissati, di conseguenza anche in questo caso si opterà per una soluzione simile a quella utilizzata in precedenza, ovvero un modello in cui viene utilizzato un singolo controllore PI a cui viene cambiato il valore del guadagno di Bode in base al valore di Δv in un dato istante di tempo. Si è ottenuto il seguente modello:

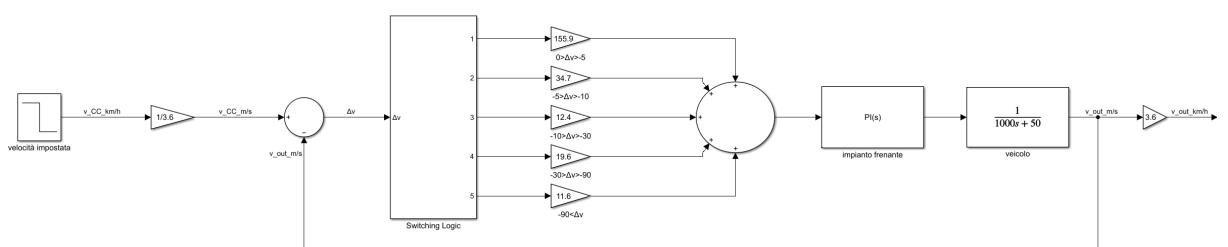


Figura 2.18: Modello dell'impianto frenante

Il modello presenta tutte le peculiarità di cui si è discusso nella trattazione precedente, a partire dall'ingresso a gradino passando per la switching logic e per i singoli controllori P per ogni range individuato, arrivando al guadagno che permette di convertire l'uscita da m/s a km/h.

Il controllore PI utilizzato in questo caso utilizza gli stessi valori utilizzati da quello del modello dell'acceleratore ovvero:

- $K_i = 1$
- $K_p = \frac{m}{b} = 20$

Ottenendo quindi un controllore con funzione di trasferimento:

$$C_{PI} = \frac{1 + 20s}{s} \quad (2.15)$$

Anche qui la scelta è stata obbligata date le metriche prestazionali richieste, infatti utilizzare dei valori di K_p inferiori avrebbe portato all'introduzione di overshoot invece l'utilizzo di valori di K_p superiori avrebbe portato allo stesso fenomeno osservato precedentemente in Figura 2.4.

Non resta che analizzare la switching logic utilizzata in questo sistema, come si può notare in Figura 2.19 la struttura è identica a quella utilizzata per l'aumento della velocità, l'unica differenza tra le due è l'inclusione del valore di soglia inferiore nell'intervallo, e l'esclusione del valore di soglia superiore, una scelta opposta rispetto a quella utilizzata in precedenza. Inoltre è utile sottolineare come i valori di Δv in ingresso alla switching logic si prevedano negativi, infatti la necessità dell'utilizzo dell'impianto frenante emerge solo nel caso in cui la velocità a cui si sta viaggiando è superiore a quella obiettivo.

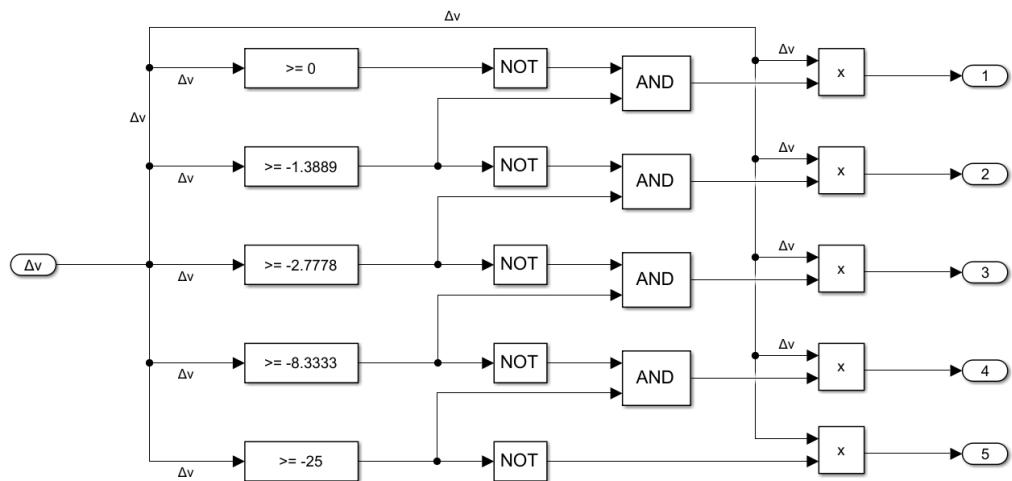


Figura 2.19: Switching logic del modello dell'impianto frenante

Nei seguenti sotto-paragrafi verranno analizzati nel dettaglio i valori utilizzati per i controllori P e le rispettive prestazioni, relativamente all'intervallo di frenata per cui vengono utilizzati. Per alleggerire e semplificare la trattazione seguente, verrà supposta una velocità di partenza fissata e velocità obiettivo nulla, anche se i risultati vengono mantenuti se questa è diversa da zero,

ma ci saranno delle piccole variazioni sul valore del tempo di salita al 98%, in quanto questo dipende anche dalle velocità considerate.

2.3.1 Analisi prestazionale: frenata graduale

Per la frenata graduale si è deciso di considerare 3 range, in modo da ottenere prestazioni il più possibile vicine a quelle desiderate; gli intervalli di funzionamento considerati in questo scenario sono:

- Riduzione inferiore a 5 km/h
- Riduzione tra i 5 km/h e i 10 km/h
- Riduzione tra i 10 km/h e i 30 km/h

Ad ognuno di questi range è associato un controllore P a cui viene passato il valore di Δv dalla switching logic nel caso questo sia compreso tra le soglie che definiscono l'intervallo.

Riduzione inferiore a 5 km/h

Il primo controllore analizzato è quello utilizzato quando si richiede una riduzione inferiore a 5 km/h. Ricordando che in scenario di frenata graduale si preferisce garantire il comfort ai passeggeri rispetto al tempo di frenata, si è deciso che non è possibile superare il valore d_{max} imposto, anche se ciò comporta d_m inferiore a quella desiderata. Infatti in questo caso non sarà possibile ottenere la decelerazione media richiesta in quanto ciò porterebbe ad avere decelerazione massima superiore a quella desiderata, in quanto aumentare ulteriormente il valore del guadagno di Bode, K_{p1} , porterebbe ad una riduzione del tempo di salita e quindi ad un aumento della decelerazione media, d_m , ma allo stesso tempo aumenterebbe d_{max} , ovvero la pendenza iniziale del grafico di sinistra in Figura 2.20 e, dato che questa è già pari al valore massimo desiderato (4.33 m/s^2) non è possibile aumentare ulteriormente d_m .

Come discusso in precedenza, nella trattazione del controllore (2.9) questo problema può essere risolto partizionando l'intervallo e aggiungendo altri controllori; ciò però renderebbe il progetto più complesso, senza aggiungere nulla di effettivamente rilevante.

Per questo controllore si utilizzerà:

- $K_{p1} = 155.9$

Il che comporta che il controllore PI corrispondente ha funzione di trasferimento (in forma di Bode):

$$C_{PI} = 155.9 \cdot \frac{1 + 20s}{s} \quad (2.16)$$

Come si può osservare in Figura 2.20, il fattore limitante è l'accelerazione massima, infatti aumentando ulteriormente il valore di K_{p1} si andrebbe a superare il limite imposto; l'impossibilità di farlo comporta una perdita di performance nel tempo di salita, e la corrispondente decelerazione media che non soddisfano i requisiti richiesti.

Considerando il tempo di salita al 2% ed una velocità di partenza di 5 km/h (Figura 2.20) si ottiene:

- Tempo di salita $t_r \approx 1.25$ s
- Decelerazione media¹ $d_m \approx 1.09 \text{ m/s}^2$
- Decelerazione massima $d_{MAX} \approx 4.33 \text{ m/s}^2$

Per altre velocità di partenza nell’intervallo ci si riferisca alla Tabella 2.2 a pag. 40.

Val la pena sottolineare come il valore di d_m , nel caso limite in esame, sia inferiore alla soglia richiesta; ciò comporta che per nessun valore di Δv_{init} interno all’intervallo $[-5; 0)$ km/h il sistema riuscirà a rispettare le specifiche richieste su d_m .

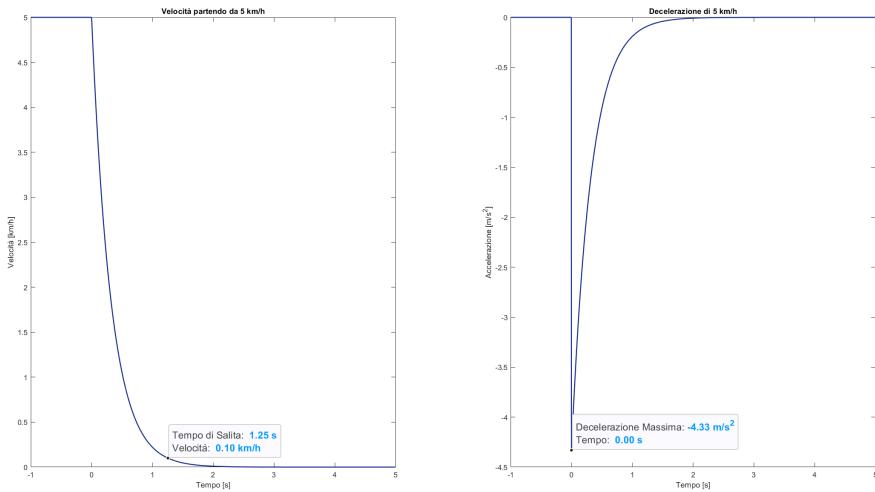


Figura 2.20: Evoluzione di velocità e accelerazione con velocità di partenza 5 km/h

Riduzione tra i 5 km/h e i 10 km/h

Ora si analizzerà il controllore utilizzato quando si richiede una riduzione della velocità tra i 5 km/h e i 10 km/h; come per l’aumento della velocità anche in questo caso il processo di frenata verrà completato dal controllore analizzato in precedenza, ed è quindi possibile analizzare il tempo di commutazione massimo considerando il tempo di salita del sistema controllato ottenuto con il controllore PI corrispondente; nello specifico si analizzerà il tempo di salita al 50%, in quanto il controllore in esame si attiverà se e solo se $-10 \text{ km/h} \leq \Delta v < -5 \text{ km/h}$, quindi si arriverà sempre ad una situazione in cui $\Delta v = -5 \text{ km/h}$. A tal punto questo controllare verrà disattivato e di conseguenza si attiverà (2.16). Ciò comporta che la massima escursione sarà di -5 km/h quando $\Delta v = -10 \text{ km/h}$. Per questo controllore si è deciso di utilizzare:

- $K_{p1} = 34.7$

Ciò comporta che il controllore PI corrispondente ha funzione di trasferimento (in forma di Bode):

$$C_{PI} = 34.7 \cdot \frac{1 + 20s}{s} \quad (2.17)$$

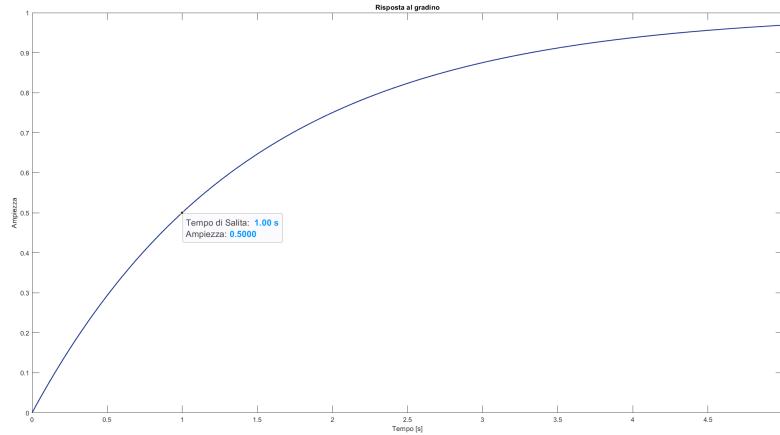


Figura 2.21: Risposta al gradino del sistema utilizzando il controllore (2.17)

In Figura 2.21 si vede che il tempo di salita al 50% di questo controllore è $t_r = 1.00$ s, confermato anche dalla Figura 2.22 dove si osserva che corrisponde al tempo di commutazione massimo.

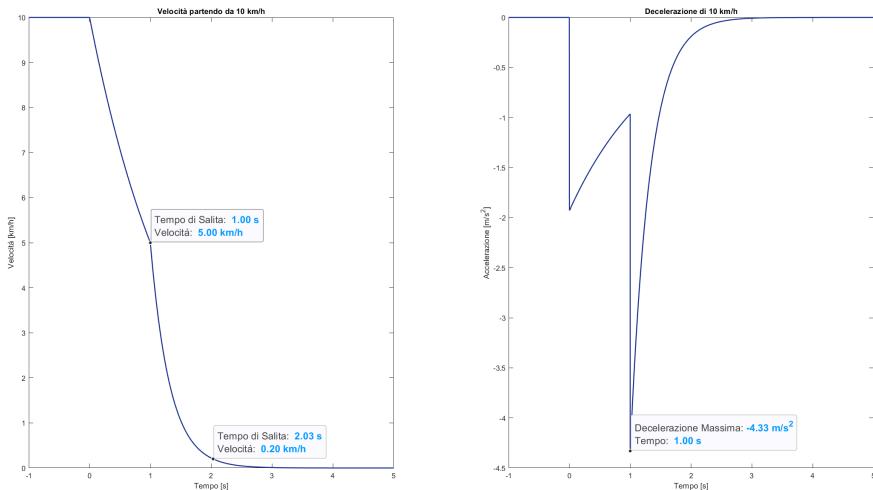


Figura 2.22: Evoluzione di velocità e accelerazione con velocità di partenza 10 km/h

In questo caso non è possibile raggiungere il valore di d_m richiesto in tutto l'intervallo, infatti per $-6 \text{ km/h} \leq \Delta v_{init} < -5 \text{ km/h}$, la decelerazione media sarà inferiore alla soglia minima, perché come nel caso del controllore (2.10), il tempo di salita di (2.16) non riuscirà a compensare il tempo di commutazione atteso per i valori di Δv_{init} considerati, portando ad una decelerazione media che non rispetta le specifiche imposte.

Considerando il tempo di salita al 2% ed una velocità di partenza di 10 km/h (Figura 2.22) si ottiene:

- Tempo di salita $t_r \approx 2.03$ s
- Decelerazione media¹ $d_m \approx 1.34 \text{ m/s}^2$

- Decelerazione massima $d_{MAX} \approx 4.33 \text{ m/s}^2$

Per altre velocità di partenza nell'intervallo ci si riferisca alla Tabella 2.2 a pag. 40.

Si può osservare come la decelerazione media nel caso limite presentato sia uguale alla soglia superiore, infatti non essendo limitati dalla decelerazione massima che per la parte di decelerazione gestita da questo controllore si ha nel momento della sua attivazione ($Tempo = 0 \text{ s}$ in Figura 2.22 immagine a destra) e vale $d_{max(2.17)} = 1.93 \text{ m/s}^2$, è possibile regolare il tempo di salita molto più liberamente, ottenendo quindi dei valori di d_m alti, che consentono quindi una maggior consistenza anche abbassando la velocità di partenza, sebbene, come detto in precedenza non sia possibile rispettare le specifiche in tutto l'intervallo.

Riduzione tra i 10 km/h e i 30 km/h

L'ultimo controllore per la frenata graduale che verrà analizzato è quello utilizzato per riduzioni di velocità comprese tra i 10 km/h e i 30 km/h. Come per il controllore precedente è possibile analizzare il tempo di commutazione massimo considerando il tempo di salita del sistema controllato ottenuto con il controllore PI corrispondente; nello specifico si analizzerà il tempo di salita al 33.3%, in quanto il controllore in esame si attiverà se e solo se $-30 \text{ km/h} \leq \Delta v < -10 \text{ km/h}$, quindi si arriverà sempre ad una situazione in cui $\Delta v = -10 \text{ km/h}$. A tal punto questo controllore verrà disattivato e di conseguenza si attiverà (2.17). Ciò comporta che la massima escursione sarà di -20 km/h quando $\Delta v = -30 \text{ km/h}$.

Per questo controllore si è deciso di utilizzare:

- $K_{p1} = 12.4$

Ciò comporta che il controllore PI corrispondente ha funzione di trasferimento (in forma di Bode):

$$C_{PI} = 12.4 \cdot \frac{1 + 20s}{s} \quad (2.18)$$

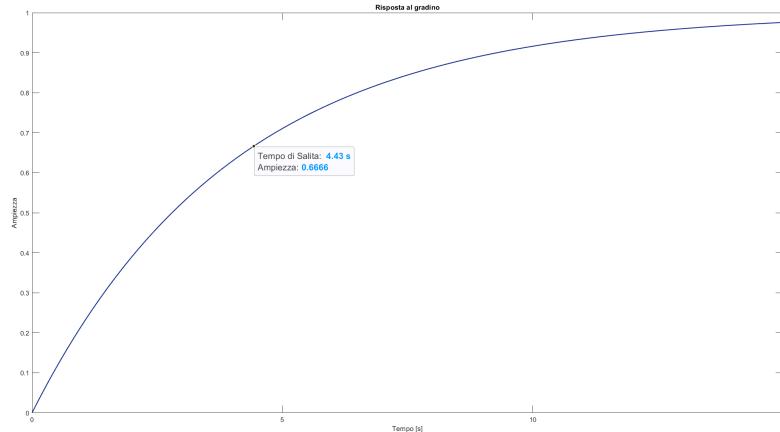


Figura 2.23: Risposta al gradino del sistema utilizzando il controllore (2.18)

In Figura 2.23 si vede che il tempo di salita al 33.3% di questo controllore è $t_r = 4.43$ s, confermato anche dalla Figura 2.24, dove si osserva che corrisponde al tempo di commutazione massimo. In questo caso per tutti i valori di Δv_{init} interni all’intervallo vengono rispettate le specifiche su d_m , ciò è garantito dal fatto che la decelerazione media per $\Delta v_{init} = -10$ km/h è uguale alla soglia superiore imposta e quindi il corrispettivo t'_r è sufficientemente alto da compensare il valore basso di t_{CA} che si ottiene per i valori vicini alla soglia inferiore dell’intervallo di funzionamento che si sta considerando.

Come in precedenza, e visibile in Figura 2.24, il valore massimo di decelerazione si ottiene all’attivazione del controllore (2.16).

Considerando il tempo di salita al 2% ed una velocità di partenza di 30 km/h (Figura 2.24) si ottiene:

- Tempo di salita $t_r \approx 6.11$ s
- Decelerazione media¹ $d_m \approx 1.34$ m/s²
- Decelerazione massima $d_{MAX} \approx 4.33$ m/s²

Per altre velocità di partenza nell’intervallo ci si riferisca alla Tabella 2.2 a pag. 40.

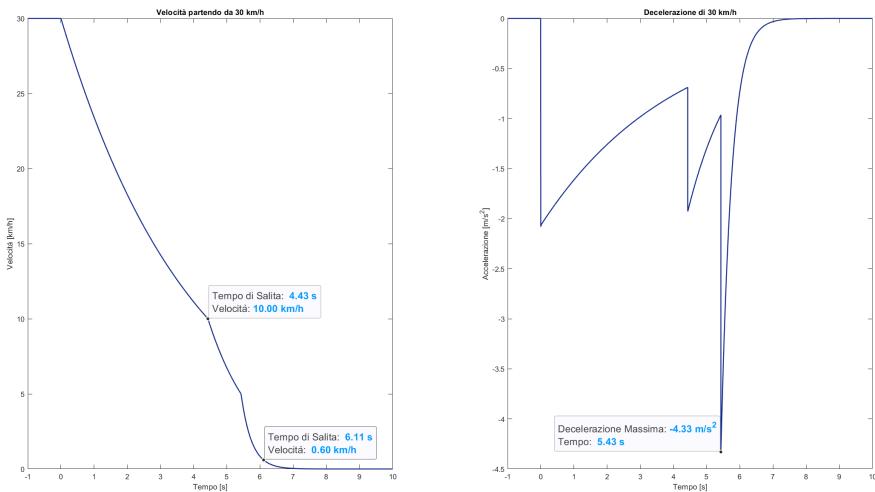


Figura 2.24: Evoluzione di velocità e accelerazione con velocità di partenza 30 km/h

2.3.2 Analisi prestazionale: frenata d’emergenza

Per la frenata d’emergenza si è deciso di considerare 2 range, in modo da ottenere prestazioni il più possibile vicine a quelle desiderate, in questo caso l’utilizzo di un numero superiore di controllori avrebbe permesso di aumentare ulteriormente d_m , però si è deciso di mantenere più semplice il progetto visto che le prestazioni vengono raggiunte ugualmente; gli intervalli di funzionamento considerati in questo scenario sono:

- Riduzione tra i 30 km/h e i 90 km/h

- Riduzione superiore a 90 km/h

Ad ognuno di questi range è associato un controllore P a cui viene passato il valore di Δv dalla switching logic nel caso questo sia compreso tra le soglie che definiscono l'intervallo.

Riduzione tra i 30 km/h e i 90 km/h

Il primo controllore che gestisce la frenata d'emergenza è quello che si occupa dell'intervallo tra i 30 km/h e i 90 km/h. Come fatto in precedenza è possibile analizzare il tempo di commutazione massimo considerando il tempo di salita del sistema controllato ottenuto con il controllore PI corrispondente; nello specifico si analizzerà il tempo di salita al 33.3%, in quanto il controllore in esame si attiverà se e solo se $-90 \text{ km/h} \leq \Delta v < -30 \text{ km/h}$, quindi si arriverà sempre ad una situazione in cui $\Delta v = -30 \text{ km/h}$. A tal punto questo controllare verrà disattivato e di conseguenza si attiverà (2.18). Ciò comporta che la massima escursione sarà di -60 km/h quando $\Delta v = -90 \text{ km/h}$. Per questo controllore si è deciso di utilizzare:

- $K_{p1} = 19.6$

Ciò comporta che il controllore PI corrispondente ha funzione di trasferimento (in forma di Bode):

$$C_{PI} = 19.6 \cdot \frac{1 + 20s}{s} \quad (2.19)$$

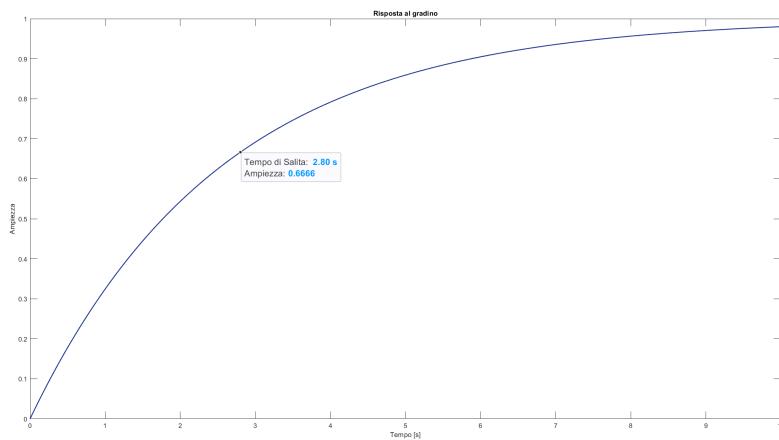


Figura 2.25: Risposta al gradino del sistema utilizzando il controllore (2.19)

In Figura 2.25 si vede che il tempo di salita al 33.3% di questo controllore è $t_r = 2.80 \text{ s}$, confermato anche dalla Figura 2.26 dove si osserva che corrisponde al tempo di commutazione massimo.

È possibile notare come in questo caso l'unica specifica considerata è soddisfatta infatti in Figura 2.26 si osserva come $d_{MAX} \leq 9.81 \text{ m/s}^2$, e non avendo imposto alcuna restrizione su d_m si è potuto ottenere un valore di decelerazione massima molto vicino a quello richiesto senza la necessità di dover fare dei compromessi tra le varie specifiche.

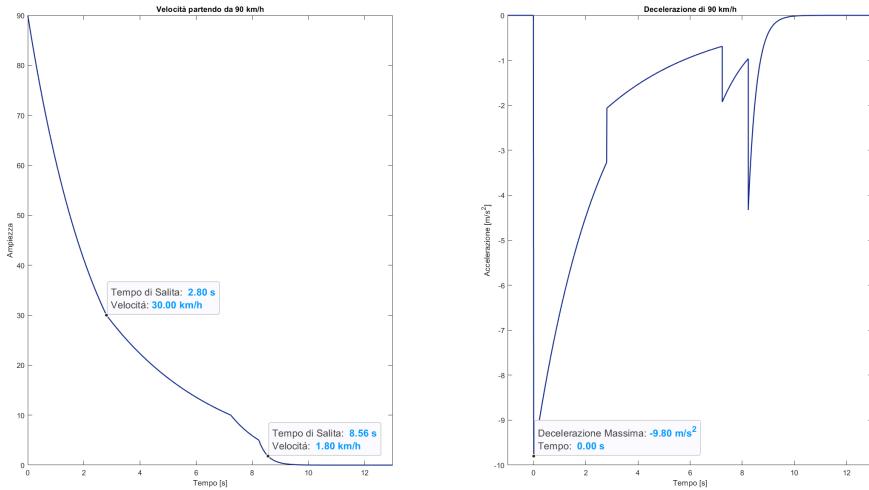


Figura 2.26: Evoluzione di velocità e accelerazione con velocità di partenza 90 km/h

Considerando il tempo di salita al 2% ed una velocità di partenza di 90 km/h (Figura 2.26) si ottiene:

- Tempo di salita $t_r \approx 8.56$ s
- Decelerazione media¹ $d_m \approx 2.86$ m/s²
- Decelerazione massima $d_{MAX} \approx 9.80$ m/s²

Per altre velocità di partenza nell'intervallo ci si riferisca alla Tabella 2.2 a pag. 40.

Riduzione superiore a 90 km/h

Non rimane che analizzare l'ultimo controllore rimasto ovvero, quello che si occupa di riduzioni di velocità superiori a 90 km/h. Qui è necessario ricordare che la velocità massima che il veicolo può raggiungere è stata limitata a 150 km/h, di conseguenza il minimo valore possibile per Δv è di -150 km/h. Come in precedenza è possibile analizzare il tempo di commutazione massimo considerando il tempo di salita del sistema controllato ottenuto con il controllore PI corrispondente; nello specifico si analizzerà il tempo di salita al 60%, in quanto il controllore in esame si attiverà se e solo se -150 km/h $\leq \Delta v < -90$ km/h, quindi si arriverà sempre ad una situazione in cui $\Delta v = -90$ km/h. A tal punto questo controllore verrà disattivato e di conseguenza si attiverà (2.19). Ciò comporta che la massima escursione sarà di -60 km/h quando $\Delta v = -150$ km/h. Per questo controllore si è deciso di utilizzare:

- $K_{p1} = 11.6$

Ciò comporta che il controllore PI corrispondente ha l'equazione in forma di Bode:

$$C_{PI} = 11.6 \cdot \frac{1 + 20s}{s} \quad (2.20)$$

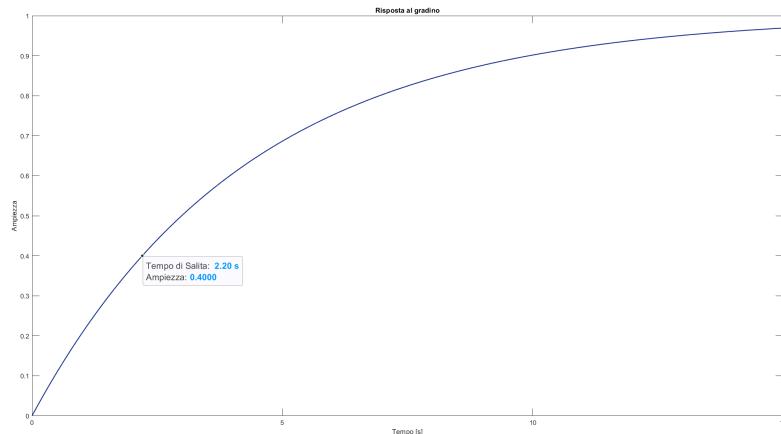


Figura 2.27: Risposta al gradino del sistema utilizzando il controllore (2.20)

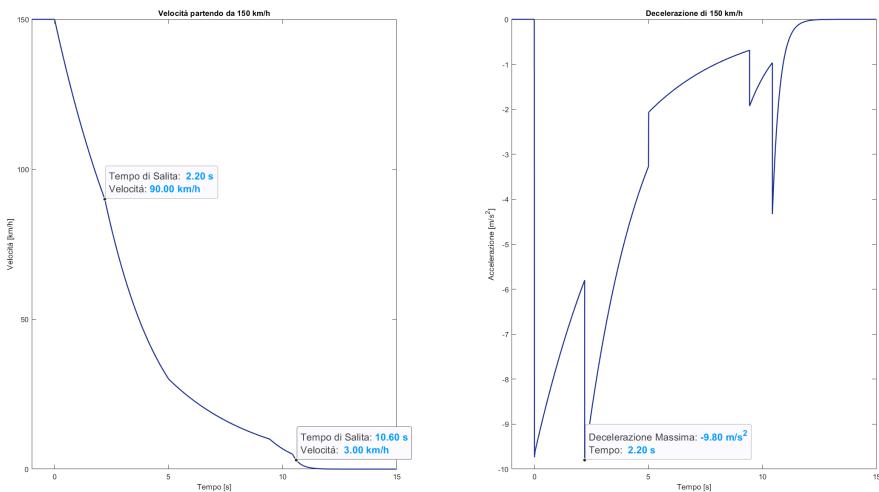


Figura 2.28: Evoluzione di velocità e accelerazione con velocità di partenza 150 km/h

In Figura 2.27 si vede che il tempo di salita al 60% è $t_r = 2.20$ s, confermato anche dalla Figura 2.28 dove si osserva che corrisponde al tempo di commutazione massimo.

Come evidenzia la Figura 2.28 sono presenti due picchi di decelerazione massima, entrambi vicini al massimo imposto, il che conferma l'intuizione iniziale che sia possibile aumentare ulteriormente la decelerazione media aggiungendo degli altri controllori, e quindi avendo un numero superiore di picchi fino ad ottenere un valore teorico pressoché costante a 9.80 m/s^2 con l'aggiunta di un numero infinito di controllori.

Considerando il tempo di salita al 2% ed una velocità di partenza di 150 km/h (Figura 2.28) si ottiene:

- Tempo di salita $t_r \approx 10.60$ s
- Decelerazione media¹ $d_m \approx 3.85 \text{ m/s}^2$
- Decelerazione massima $d_{MAX} \approx 9.80 \text{ m/s}^2$

Per altre velocità di partenza nell'intervallo ci si riferisca alla Tabella 2.2 a pag. 40.

Velocità di Partenza [km/h]	t_r [s]	d_m [m/s²]	d_{MAX} [m/s²]
2.5	1.25	0.54	2.16
5	1.25	1.09	4.33
7.5	1.71	1.19	4.33
10	2.03	1.34	4.33
15	3.54	1.15	4.33
20	4.60	1.18	4.33
25	5.43	1.25	4.33
30	6.11	1.34	4.33
35	6.45	1.48	4.33
40	6.75	1.61	4.37
50	7.25	1.88	5.45
60	7.65	2.14	6.54
70	8.00	2.38	7.64
80	8.30	2.62	8.74
90	8.56	2.86	9.80
100	8.98	3.03	9.80
110	9.35	3.20	9.80
120	9.70	3.37	9.80
130	10.01	3.54	9.80
140	10.31	3.70	9.80
150	10.60	3.85	9.80

Tabella 2.2: Metriche prestazionali a diverse velocità di partenza considerando velocità obiettivo nulla

2.4 Modello completo di Cruise Control

Nei paragrafi precedenti si è visto come sia possibile accelerare e frenare il veicolo attraverso degli opportuni sistemi, nell'uso del Cruise Control è però necessario che i due sistemi lavorino assieme producendo quindi un aumento o una diminuzione della velocità quando necessario; sarà quindi necessario modificare leggermente i sistemi ottenuti al fine di farli lavorare assieme.

Il primo elemento da modificare è la switching logic, per fare ciò si mantiene lo stesso concetto visto in precedenza e si sfrutta la soglia in comune tra i due sistemi, ovvero quella che corrisponde a $\Delta v = 0 \text{ km/h}$. Il risultato ottenuto è il seguente:

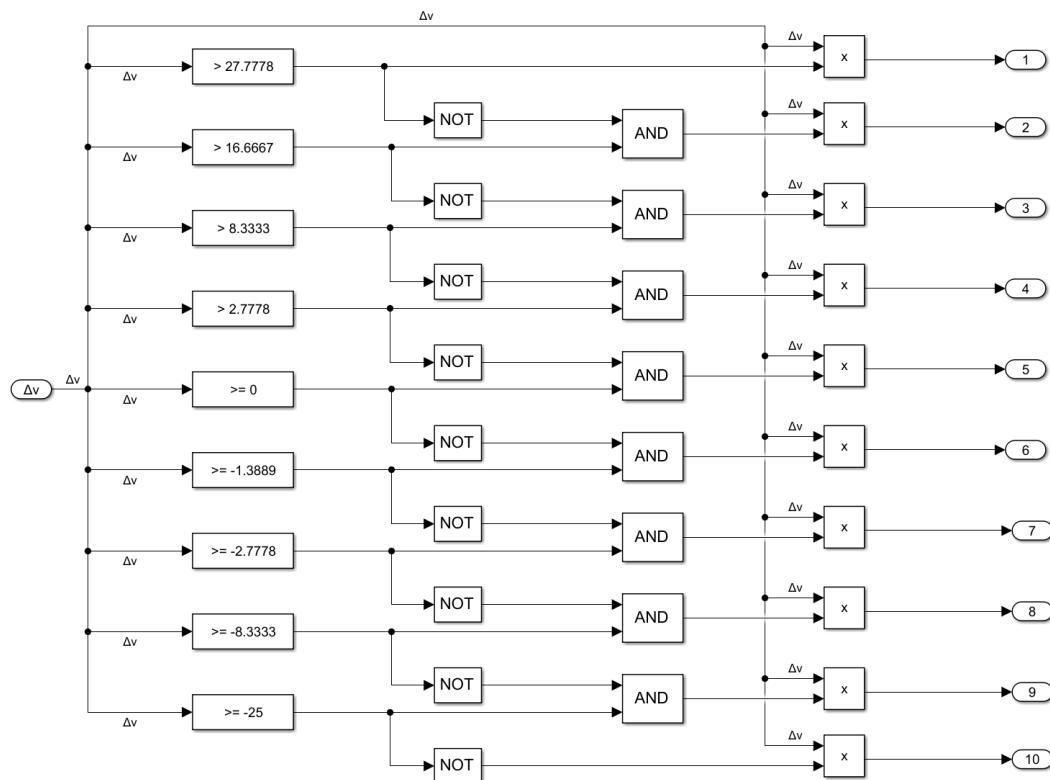


Figura 2.29: Switching logic del modello complessivo di Cruise Control

Come si può notare tutte le soglie presenti nelle switching logic analizzate in precedenza (Figura 2.8 e Figura 2.19) sono le stesse, e la struttura finale è molto simile a quella precedentemente analizzata nei casi specifici.

Una volta modificata la switching logic, è necessario trovare un modo per collegare le due uscite, rispettivamente dell'acceleratore e dell'impianto frenante all'entrata del blocco che rappresenta il veicolo; per fare ciò è necessario ricordare che l'ingresso di quest'ultimo blocco è una forza di controllo, quindi è possibile utilizzare il principio di sovrapposizione degli effetti, per cui l'effetto della somma di due perturbazioni d'ingresso è uguale alla somma degli effetti prodotti da ogni singola perturbazione; viene quindi immediato l'utilizzo di un nodo sommatore che permette di sommare gli effetti prodotti dai due sistemi ed ottenere quindi l'ingresso desiderato.

Il modello finale ottenuto può essere rappresentato col seguente schema a blocchi:

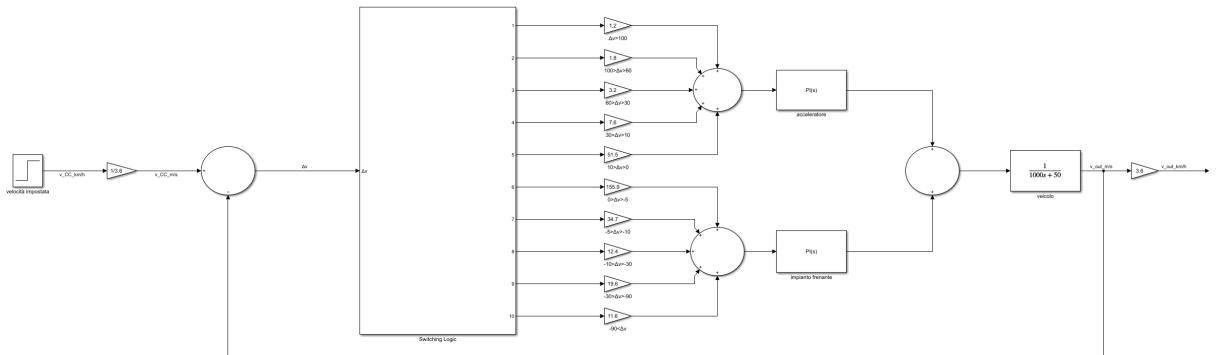


Figura 2.30: Modello di Cruise Control

Come si può notare tutto il resto del sistema è rimasto inalterato rispetto a quelli visti in precedenza ovvero si lavora sempre in retroazione, l'ingresso di riferimento è sempre un gradino di ampiezza desiderata espressa in km/h, sono presenti i guadagni necessari per la conversione da km/h a m/s e viceversa e l'uscita è espressa in km/h.

2.4.1 Stabilità

Nel trattare la BIBO stabilità è necessario trovare la struttura dei controllori in catena chiusa utilizzata; nella struttura trattata in precedenza è presente un controllore P seguito da un PI e dalla funzione di trasferimento in catena aperta (equazione (1.10)), è quindi possibile trovare una struttura comune tra tutti i possibili controllori presenti facendo le opportune osservazioni.

Per quanto riguarda il controllore PI, sia in caso di aumento che di riduzione della velocità abbiamo lo stesso controllore che ha come funzione di trasferimento:

$$C_{PI} = \frac{1 + 20s}{s} \quad (2.21)$$

Per i controllori di tipo P invece è necessario notare che tutti possono essere scritti in forma generale come:

$$C_P = K_P \quad (2.22)$$

Dove nell'equazione precedente $K_P > 0$ per ogni controllore utilizzato.

Date queste osservazioni è possibile trovare una forma generale per la funzione di trasferimento in catena aperta:

$$\tilde{G}(s) = C_P(s)C_{PI}(s)G(s) = K_P \cdot \frac{1 + 20s}{s} \cdot \frac{1}{1000s + 50} = \frac{0.02 \cdot K_P}{s} \quad (2.23)$$

Data questa funzione di trasferimento in catena aperta si nota che in ognuno dei casi trattati vale:

- $\tilde{G}(s)$ è strettamente propria
- $\tilde{G}(s)$ ha guadagno di Bode strettamente maggiore di 0 in quanto $K_P > 0$

- $\tilde{G}(s)$ è priva di poli a parte reale positiva
- In ognuno dei casi la pulsazione di attraversamento è ben definita
- Per ogni $\tilde{G}(s)$ il margine di fase è strettamente maggiore di 0 infatti $m_\psi = 90^\circ$

Date queste premesse si può utilizzare il Criterio di Bode e dire le funzioni di trasferimento in catena chiusa risultanti sono BIBO stabili. Nel modello in esame vengono utilizzate delle fdt che individualmente portano a sistemi BIBO stabili, ovvero ognuna produce un'uscita limitata in corrispondenza ad un ingresso limitato; di conseguenza, se gli istanti di commutazione sono sufficientemente distanziati, l'utilizzo sequenziale delle varie fdt produrrà comunque un'uscita limitata, è quindi possibile concludere che il sistema complessivo è BIBO stabile.

CAPITOLO 3

Modello per l'inseguimento della distanza di sicurezza

Nel precedente capitolo si è visto come realizzare un modello con cui simulare il comportamento di un veicolo in regime di Cruise Control ovvero quando la velocità a cui si desidera viaggiare viene impostata dal guidatore. In un sistema di Adaptive Cruise Control, rimane sempre necessario impostare una velocità da seguire, però il sistema si occupa in maniera autonoma, date le condizioni del traffico, di calcolare la velocità a cui è necessario viaggiare, e più nello specifico in base al comportamento dell'auto (se presente) che si sta seguendo.

In questo capitolo si vedrà come realizzare un modello che permette di calcolare la velocità a cui una vettura deve andare al fine di mantenere la distanza di sicurezza dal veicolo che la precede.

3.1 Calcolo della distanza dal veicolo davanti

Nei Veicoli dotati di ACC la distanza dal veicolo che precede viene misurata attraverso dei sensori laser o radar.

Nell'utilizzo dei primi generalmente il sensore viene montato dietro la griglia anteriore dell'automobile; quando la visibilità è scarsa il sistema soffre di un problema con la diffusione del raggio, infatti il fascio di luce emessa, generalmente a frequenze di 2.2 GHz, viene facilmente assorbita o riflessa dagli ostacoli, specialmente in condizioni di clima avverso. Inoltre non produce ottimi risultati nemmeno quando si segue un veicolo particolarmente sporco, in quanto viene ridotta anche la riflessione verso il sensore stesso.

Sempre più comuni nelle auto dotate di ACC è invece l'utilizzo di trasmettitori radar, a differenza dei sensori laser lavorano con delle onde a frequenze più alte, generalmente 77 GHz, il che permette una maggior accuratezza della misura oltre che una maggior robustezza generale

in quanto ad eccezione di condizioni meteo particolarmente avverse non si riscontrano gli stessi problemi dei sensori laser.

In questo elaborato, non si dispone di una strumentazione che permetta di ottenere i dati direttamente dal veicolo, si è quindi cercata una soluzione alternativa. Inizialmente si è pensato di utilizzare un segnale d'ingresso variabile che rappresentasse i dati ottenuti da suddetti sensori, ma la realizzazione di un segnale così accurato si è, presto, rivelata molto complessa e dispendiosa. Si è optato, quindi, per un approccio diverso, infatti la distanza relativa tra due veicoli può essere calcolata conoscendo la distanza iniziale tra i due e le loro velocità.

Utilizzando le leggi della cinematica si trova che:

$$d(t) = d_0 + \int_0^t v(\tau) d\tau \quad (3.1)$$

Dove $d(t)$ è la posizione nello spazio al tempo t , d_0 è la posizione nello spazio all'istante iniziale e $v(\tau)$ è la funzione che esprime la velocità.

Nel caso in esame si vuole trovare la distanza relativa tra due veicoli al tempo t . Per il primo veicolo (leading vehicle), si indicheranno con $d_l(t)$ la posizione nello spazio al tempo t , con d_{l0} la posizione all'istante iniziale e con $v_l(t)$ la velocità nel tempo; invece per il secondo veicolo, quello che monta l'ACC (host vehicle), le sopracitate grandezze verranno indicate con $d_h(t)$, d_{h0} e $v_h(t)$. Le velocità sono espresse in m/s invece le distanze in m.

Per semplicità di trattazione si considera $d_{h0} = 0$, ottenendo le seguenti equazioni:

$$d_l(t) = d_{l0} + \int_0^t v_l(\tau) d\tau \quad (3.2)$$

$$d_h(t) = \int_0^t v_h(\tau) d\tau \quad (3.3)$$

Come detto in precedenza è necessario trovare la distanza relativa tra i due veicoli ovvero:

$$d_{lh}(t) = d_l(t) - d_h(t) = d_{l0} + \int_0^t v_l(\tau) - v_h(\tau) d\tau \quad (3.4)$$

È ora possibile definire input e output di questo modello, infatti, al fine di determinare l'output d_{lh} è necessario conoscere d_{l0} e le velocità dei due veicoli. $v_h(t)$ corrisponde alla velocità d'uscita del sistema di Cruise Control ed è quindi già a disposizione, invece d_{l0} e $v_l(t)$ sono delle variabili che verranno utilizzate per gestire i vari scenari di lavoro del sistema e di conseguenza saranno degli ingressi.

Utilizzando Simulink è possibile la funzione (3.4) con il seguente sottosistema:

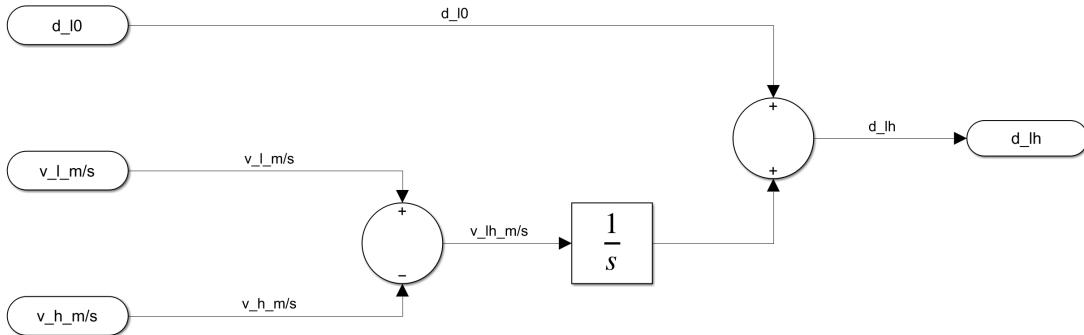


Figura 3.1: Realizzazione della funzione (3.4)

In primo luogo si calcola la velocità relativa tra i due veicoli, poi viene integrata attraverso un integratore ed infine il risultato viene sommato al segnale che rappresenta d_{l0} .

Ora è necessario definire il modo in cui è possibile ottenere questi segnali d'ingresso, per quanto riguarda $v_h(t)$, come detto in precedenza ci viene fornita direttamente dal sistema di Cruise Control di cui è l'uscita; d_{l0} , invece, per ogni simulazione è un valore costante, quindi in *Simulink* può essere rappresentata col relativo blocco; infine $v_l(t)$ è una variabile e in quanto tale, può essere rappresentata attraverso un Signal Builder ovvero un blocco che permette di generare una funzione inserendo le coordinate di alcuni campioni e collegandole attraverso dei segmenti. L'esatta procedura con cui verranno ottenuti i segnali che rappresentano gli scenari analizzati verrà spiegata nel capitolo successivo.

Il modello risultante è il seguente:

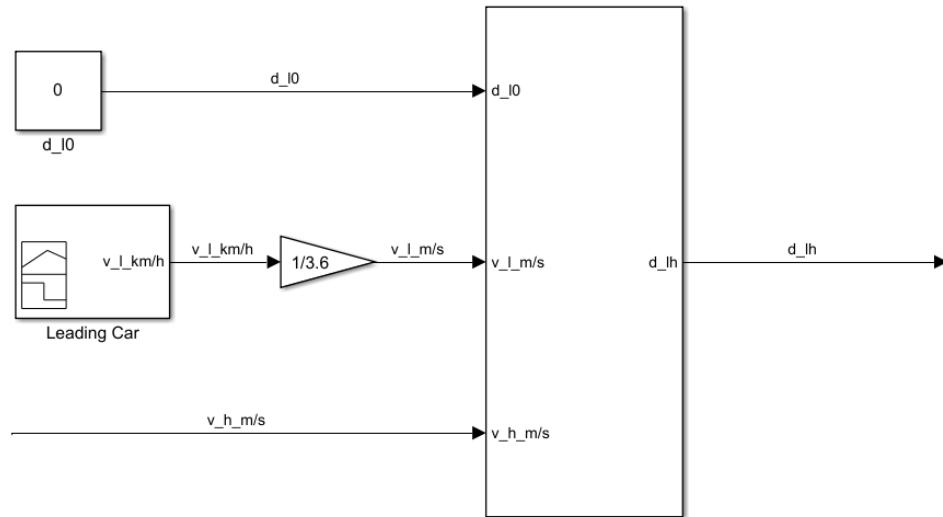


Figura 3.2: Modello per il calcolo della distanza relativa

In Figura 3.2 si può notare la presenza di un sottosistema che corrisponde a quello in Figura 3.1, in cui tutti gli ingressi al sottosistema sono espressi nella corretta unità di misura. Il segnale in uscita dal Signal Builder è espresso in km/h, questa scelta quindi richiede l'utilizzo di un controllore proporzionale per eseguire la conversione.

3.2 Calcolo della velocità desiderata

Nel paragrafo precedente si è proposta una possibile realizzazione di un sistema atto a calcolare la distanza tra il veicolo in cui è installato l'ACC e il veicolo che lo precede, che quindi può rappresentare i segnali d'uscita che potrebbero produrre dei sensori laser o radar.

Ora è necessario legare questo dato alla velocità di riferimento che viene data in ingresso al sistema di Cruise Control al fine di mantenere una distanza di sicurezza adeguata in ogni istante di funzionamento e di condizione del traffico; ciò significa che questa distanza non può essere troppo grande perché comprometterebbe l'utilizzo nel traffico ma neanche troppo ridotta da non garantire un adeguato tempo di reazione sia al sistema che al guidatore.

Negli anni sono stati proposti molti modelli per il calcolo della distanza di sicurezza basati su diversi fattori, [6] raccoglie tre modelli principali, ognuno con i suoi pregi e difetti:

1. **Distanza di sicurezza basata sulla cinematica del processo frenante:** questo modello tiene conto del ritardo tra l'attivazione dei freni e l'effettivo inizio della frenata e anche della massima decelerazione che il veicolo può raggiungere. La priorità è garantire la sicurezza infatti la distanza è calcolata in modo tale da garantire una distanza costante tra i veicoli quando si arriva ad una fermata completa, ciò lo rende adatto per condizioni di traffico intenso ma quando questo diminuisce può portare a distanze di sicurezza ampiamente sovrastimate.
2. **Distanza di sicurezza basata sulla velocità relativa:** questo modello è più semplice del precedente in quanto non richiede di conoscere la dinamica del veicolo ma solamente i cosiddetto *headway time*, t_h , ovvero l'intervallo di tempo che intercorre tra il passaggio di due veicoli nello stesso punto; rispetto al modello precedente si riesce a stimare meglio la distanza di sicurezza rendendo questo modello più efficace in termini di efficienza stradale anche se a scapito di minori distanze di sicurezza.
3. **Distanza di sicurezza basata sulle caratteristiche del guidatore:** questo modello si basa su delle predizioni fatte sullo stile di guida del guidatore e quindi è il modello che può risultare più efficace sia in termini di sicurezza che di efficienza stradale; il suo utilizzo è molto complicato, infatti data la grande varietà negli stili di guida alcuni parametri risultano molto difficili da stimare specialmente in situazioni di traffico complesse.

Nella trattazione seguente ci si focalizzerà su secondo modello, quello basato sulla velocità relativa, in quanto risulta un buon compromesso tra l'efficacia generale e la semplicità dei calcoli necessari per ottenere tale modello. Di seguito viene riportata l'equazione generale che definisce il modello:

$$D_{S,h} = v_h t_h + d_f \quad (3.5)$$

Nell'equazione precedente si possono riconoscere la velocità attuale del veicolo v_h , l' *headway time*, e il valore d_f che è una distanza costante che permette di garantire che due veicoli abbiano una distanza minima tra di loro. È possibile un'ulteriore categorizzazione in *headway*

time costante e variabile; il primo è molto semplice, ed è come si può intuire costante e quindi, non permette di adattarsi in modo ottimale alle diverse situazioni di traffico; al contrario, invece, quello variabile dipende dall'attuale velocità del veicolo e permette una maggior adattabilità alle differenti situazioni di traffico che possono presentarsi, sarà necessario, però, trovare dei parametri adatti per regolare al meglio questo valore. In questa trattazione si è deciso di utilizzare l'*headway time* variabile in quanto riesce a produrre dei risultati che possono adattarsi molto meglio al tipo di utilizzo richiesto dal sistema.

Come detto in precedenza t_h variabile ha una dipendenza dalla velocità attuale del veicolo e quindi il modo più semplice per definirlo è:

$$t_h = h_1 v_h + h_2 \quad (3.6)$$

Dove h_1 e h_2 sono dei parametri che necessitano di essere stimati. Sostituendo l'equazione (3.6) nell'equazione (3.5) è possibile ottenere la distanza di sicurezza solamente in funzione della velocità del veicolo che monta il sistema di ACC infatti si ottiene:

$$D_{S,h} = h_1 v_h^2 + h_2 v_h + d_f \quad (3.7)$$

Dall'equazione (3.7) l'unica dipendenza di $D_{S,h}$ è da v_h , in quanto questo è l'unico valore variabile nell'equazione dato che h_1 , h_2 , d_f sono tutti dei valori costanti che necessitano solo di essere stimati.

In questo progetto si rende quindi necessario invertire l'equazione 3.7, in quanto non è necessario calcolare la distanza di sicurezza tra i due veicoli data la velocità di quello che insegue, ma avendo già a disposizione la distanza tra i due veicoli è necessario calcolare la velocità del veicolo che sta seguendo in modo tale che la distanza tra i due sia sufficientemente ampia da permettere una frenata d'emergenza in sicurezza. Facendo ciò si ottiene:

$$v_{des} = \frac{-h_2 + \sqrt{h_2^2 - 4h_1(d_f - d_{lh})}}{2h_1} \quad (3.8)$$

Dove con v_{des} si indica la velocità che l'automobile che monta il sistema di ACC deve mantenere affinché la distanza d_{lh} , ovvero la distanza a cui si trovano i due veicoli (calcolata dal sottosistema in Figura 3.2) sia considerata una distanza di sicurezza.

3.2.1 Stima dei Parametri

Come visto in precedenza per il calcolo di v_{des} è necessario trovare delle stime per h_1 , h_2 , d_f , per fare ciò sono necessari dei valori di distanza di sicurezza e delle rispettive velocità; questi dati si possono ottenere da [7] che fornisce una tabella con i valori medi di distanza di frenata per diverse velocità. Nel seguito viene riportata la tabella contenente i risultati ottenuti da [7] considerando manto stradale asciutto date le assunzioni fatte nel capitolo precedente:

Velocità [km/h]	Distanza di reazione [m]	Distanza di frenata [m]	Distanza totale [m]
40	17	9	26
50	21	14	35
60	25	20	45
70	29	27	56
80	33	36	69
90	38	45	83
100	42	56	98
110	46	67	113

Tabella 3.1: Distanze di frenata ottenute da [7]

Come si può notare in Tabella 3.1, la distanza totale corrisponde alla somma della distanza dovuta al ritardo di reazione del guidatore e dell'effettiva distanza che il veicolo impiega ad arrivare ad una fermata completa. Si ritiene necessario puntualizzare come distanze totali comprendano solo il tempo di reazione e frenata, e quindi non siano delle vere e proprie distanze di sicurezza, ma dei valori minimi che devono essere rispettati al fine di evitare incidenti. Nella trattazione successiva si considererà come distanza di sicurezza una sovrastima del 15% rispetto ai valori di distanza totale in Tabella 3.1.

Dopo queste precisazioni è possibile definire uno dei tre parametri, in quanto osservando l'equazione (3.7) ci si accorge immediatamente che d_f corrisponde alla distanza di sicurezza quando il veicolo è fermo; due possibili scelte per tale parametro sono:

- $d_f = 0$ m in quanto a velocità nulla non è necessario mantenere alcuna distanza di sicurezza dato che il veicolo non si muove, questa strategia seppur valida è molto rischiosa, perché anche la semplice pendenza della strada può far avanzare leggermente il veicolo e causare un incidente; in compenso fornisce un'ottima efficienza del traffico ottima, infatti in una strada lunghezza fissata si può collocare il massimo numero di veicoli possibile.
- $d_f = 2.25$ m, questo valore corrisponde alla metà della lunghezza media di un'auto fornita da [8]; la scelta di lasciare mezza lunghezza d'auto da fermo è stata fatta in quanto tale valore non è sufficientemente basso da creare disagi a causa della pendenza della strada, ma allo stesso tempo non è sufficientemente alto da creare problemi all'efficienza del traffico.

In questa trattazione si è deciso di considerare il secondo valore perché garantisce un maggior livello di sicurezza senza però peggiorare in modo considerevole l'ottima efficienza del traffico fornita dal primo valore.

Per stimare h_1 e h_2 si può utilizzare uno stimatore a massima verosimiglianza, utilizzando i valori delle distanze sicurezza e le rispettive velocità. È possibile riarrangiare l'equazione (3.7) nel seguente modo:

$$D_{S,h} - d_f = h_1 v_h^2 + h_2 v_h \quad (3.9)$$

Si può notare che questa struttura se scritta in forma matriciale definendo i vettori $\mathbf{h} = [h_1 \ h_2]^T$ e $\mathbf{y} = \mathbf{D}_{S,h} - \mathbf{d}_f$ può essere considerata uguale alla seguente:

$$\mathbf{y} = \Phi \mathbf{h} + \mathbf{e} \quad (3.10)$$

Dove \mathbf{y} è un vettore di misurazioni, Φ è una matrice che come righe ha i coefficienti di h_1 e h_2 rispetto ai valori per cui sono state eseguite le misurazioni, ed infine \mathbf{e} è un vettore contenente gli errori associati alle misurazioni. Si possono considerare le coppie distanza di sicurezza, velocità per calcolare le varie matrici e vettori, l'unica cosa che non è fornita sono gli errori associati alle misurazioni e in particolare la loro distribuzione statistica; assumiamo di conseguenza senza grossa perdita di generalità che gli errori siano indipendenti identicamente distribuiti; ciò permette di considerare la seguente formula per trovare lo stimatore a massima verosimiglianza:

$$\mathbf{h}^{ML} = (\Phi^T \Phi)^{-1} \Phi^T \mathbf{y} \quad (3.11)$$

Non resta ora che definire le matrici e i vettori da utilizzare; innanzitutto è necessario ricordare che si è deciso di considerare come distanza di sicurezza una sovrastima del 15% rispetto ai valori della distanza totale riportati in Tabella 3.1; inoltre per ogni misurazione il valore di d_f è sempre lo stesso e può quindi essere scritto come un vettore colonna con tutte le componenti uguali al valore scelto di d_f ; infine ricordando che $\mathbf{y} = \mathbf{D}_{S,h} - \mathbf{d}_f$ si ottengono i seguenti vettori:

$$\mathbf{D}_{S,h} = [29.90 \ 40.25 \ 51.75 \ 64.40 \ 79.35 \ 95.45 \ 112.70 \ 129.95]^T \quad (3.12)$$

$$\mathbf{d}_f = [2.25 \ 2.25 \ 2.25 \ 2.25 \ 2.25 \ 2.25 \ 2.25 \ 2.25]^T \quad (3.13)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{D}_{S,h} - \mathbf{d}_f = [27.65 \ 38.00 \ 49.50 \ 62.15 \ 77.10 \ 93.20 \ 110.45 \ 127.70]^T \quad (3.14)$$

Per calcolare la matrice Φ è necessario considerare le velocità a cui sono state eseguite tali misurazioni, è importante sottolineare come i valori delle velocità in Tabella 3.1 sono espresse in km/h invece nel caso in esame dobbiamo convertirle in m/s. Sostituendo i valori delle velocità nell'equazione (3.9) si ottiene la seguente matrice:

$$\Phi = \begin{bmatrix} 123.46 & 192.90 & 277.78 & 378.09 & 493.83 & 625.00 & 771.60 & 933.64 \\ 11.11 & 13.89 & 16.67 & 19.44 & 22.22 & 25.00 & 27.78 & 30.56 \end{bmatrix}^T \quad (3.15)$$

Eseguendo i calcoli dettati dall'equazione (3.11) si ottiene:

$$\mathbf{h}^{ML} = \begin{bmatrix} h_1^{ML} \\ h_2^{ML} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.088 \\ 1.511 \end{bmatrix} \quad (3.16)$$

3.2.2 Realizzazione in *Simulink*

Dopo aver stimato i parametri necessari è possibile vedere come implementare il calcolo della velocità desiderata a partire dalla distanza tra i due veicoli fornita dal sottosistema in Figura 3.2, è quindi necessario implementare l'equazione (3.8) in *Simulink* dove verrà utilizzato il blocco *MATLAB Function* il quale permette di inserire una vera e propria funzione in codice *Matlab* all'interno di un modello.

Per sviluppare tale funzione è necessario precisare che nel caso d_{lh} fosse minore di d_f la velocità desiderata dovrà sempre essere $v_{des} = 0$ in quanto d_f corrisponde alla distanza di sicurezza per cui si ha velocità nulla, e visto che non è possibile considerare velocità negative, vien da se che qualsiasi valore di distanza inferiore a d_f debba portare a velocità nulla.

Il seguente codice verrà utilizzato all'interno del blocco *MATLAB Function*:

```
function v_des = fcn(d_lh)
    h_1=0.088;           %definizione h_1
    h_2=1.511;           %definizione h_2
    d_f= 2.25;           %definizione d_f
    % calcolo v_des
    if (d_lh<d_f)
        v_des=0;
    else
        v_des = (-h_2+sqrt(h_2^2-4*h_1*(d_f-d_lh))) / (2*h_1);
    end
```

3.3 Progetto del modello per l'inseguimento della distanza di sicurezza

L'ultima parte di questo capitolo è dedicata alla realizzazione del modello che permette di mantenere la distanza di sicurezza tra due veicoli, sarà quindi necessario collegare l'uscita del sottosistema realizzato in questo capitolo è visibile in Figura 3.3 al posto dell'ingresso a gradino utilizzato per il modello di Cruise control analizzato nel capitolo precedente e visibile in Figura 2.30.

Il modello realizzato, visibile in Figura 3.4, ha quindi la possibilità di regolare la velocità in base a quella del veicolo che si sta seguendo, ma è stata persa la possibilità da parte del conducente di impostare una velocità desiderata in caso non ci siano veicoli più lenti davanti; questa possibilità di avere due modalità di funzionamento è propria dei sistemi di Adaptive Cruise Control e verrà realizzata nel prossimo capitolo, in cui inoltre verranno condotte delle simulazioni in diverse condizioni di traffico e potenziali scenari di utilizzo.

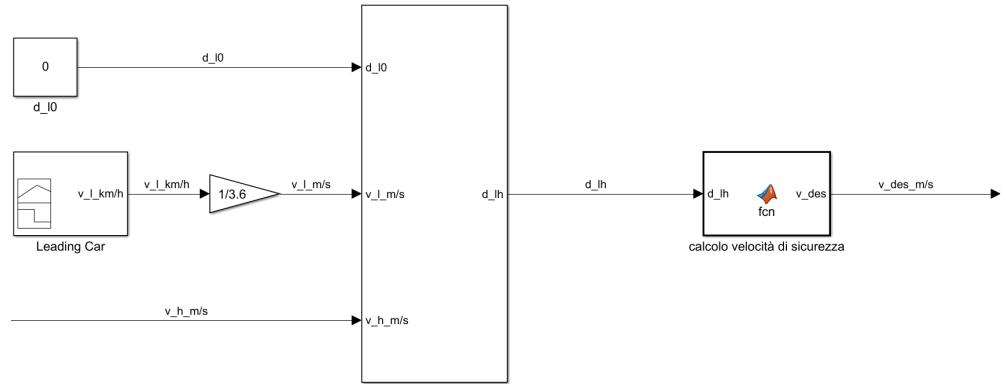


Figura 3.3: Modello per il calcolo della velocità desiderata

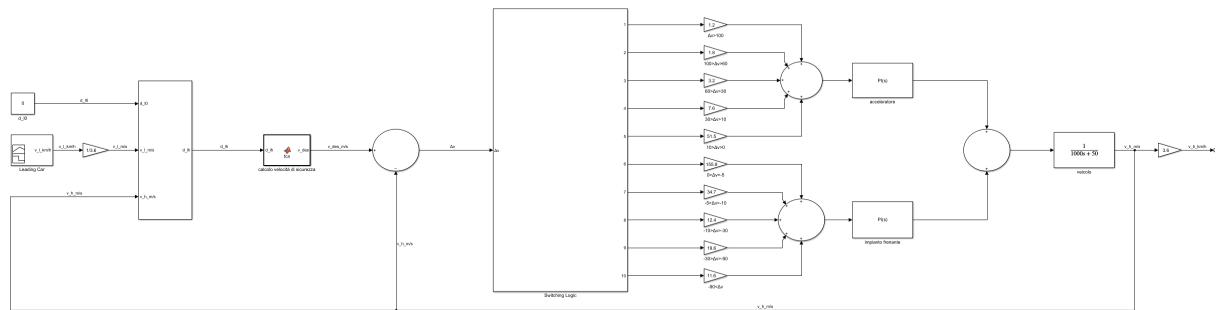


Figura 3.4: Modello per l'inseguimento della distanza di sicurezza

CAPITOLO 4

Modello complessivo di Adaptive Cruise Control

Nel capitolo precedente si è visto come realizzare un modello, attraverso il quale un veicolo, data la velocità di quello che lo precede, riesce a tenere una velocità tale da permettere di mantenere un'adeguata distanza di sicurezza. In questo capitolo si vedrà come realizzare un modello di ACC, ovvero un modello che permetta di utilizzare come ingressi sia la velocità desiderata, calcolata dal sottosistema visto nel capitolo 3, sia l'ingresso a gradino tipico dei sistemi di CC e utilizzato nel capitolo 2; una volta fatto ciò si passerà ad analizzare alcuni scenari di utilizzo possibili del modello di ACC progettato evidenziandone pregi e difetti.

4.1 Schema a blocchi del modello utilizzando *Simulink*

I modelli visti nei capitoli precedenti non permettevano l'utilizzo simultaneo sia di un ingresso a gradino tipico del CC sia di mantenere una distanza di sicurezza dal veicolo che precede, regolando conseguentemente la velocità in base a quella dell'altro mezzo. Il sistema di ACC deve poter utilizzare di entrambi i tipi d'ingresso, si deve quindi, trovare un modo per fare ciò. Innanzitutto si può considerare uno scenario in cui la distanza tra i due veicoli sia inferiore alla distanza di sicurezza richiesta per la velocità impostata dall'utente, v_{CC} (ingresso a gradino del sistema di CC), in questo caso la velocità in uscita al sottosistema 3.3, v_{ACC} , sarà inferiore a v_{CC} e di conseguenza sarà necessario considerare come ingresso di riferimento del sistema v_{ACC} . Altro possibile scenario è quello in cui il veicolo che si sta seguendo si trovi ad una distanza maggiore rispetto alla distanza di sicurezza richiesta per una data v_{CC} , si avrà quindi, $v_{CC} < v_{ACC}$ e di conseguenza sarà necessario considerare come ingresso di riferimento del sistema v_{CC} . Dagli scenari appena considerati è facile intuire che l'ingresso di riferimento del sistema corrisponderà al minimo tra v_{CC} e v_{ACC} . In *Simulink* è possibile utilizzare il blocco *min*

che permette di selezionare e restituire in uscita, il segnale che in un dato istante di tempo ha valore minore tra quelli d'ingresso.

Il modello di ACC complessivo ottenuto è il seguente:

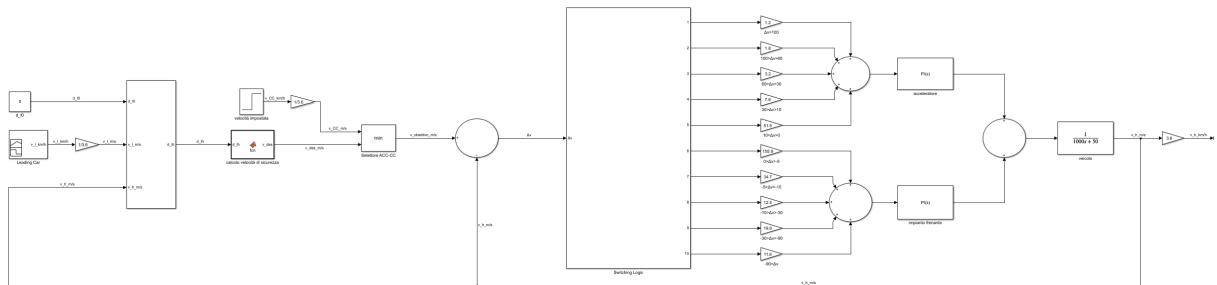


Figura 4.1: Modello complessivo di Adaptive Cruise Control

4.2 Risultati delle simulazioni

In questo paragrafo verranno eseguite alcune simulazioni sul modello di ACC appena realizzato, al fine di trovarne pregi e difetti. Le simulazioni possono essere divise in tre categorie principali:

- **Strada libera:** consiste nell'utilizzo del modello come Cruise Control e quindi considerando l'assenza di altri veicoli;
- **Frenata d'emergenza:** consiste nel simulare la presenza di un ostacolo davanti al veicolo, e quindi è richiesta una grossa decelerazione;
- **Utilizzo generico:** consiste nella simulazione di alcuni scenari di utilizzo del modello che potrebbero verificarsi nell'uso quotidiano di un sistema di ACC.

Prima di passare alle simulazioni si ritiene utile ricordare quali sono i parametri che di volta in volta verranno impostati e utilizzati come ingressi del modello:

- v_{cc} : corrisponde alla velocità impostata dal guidatore all'attivazione del sistema, e rappresenta l'ampiezza dell'ingresso a gradino tipico dell'utilizzo come Cruise control del modello;
- d_{l0} : corrisponde alla distanza iniziale tra il veicolo che precede e il veicolo che monta l'ACC;
- $v_{leading}(t)$: corrisponde all'evoluzione nel tempo della velocità del veicolo che precede;

Saranno indicate di volta in volta, per ogni simulazione, i valori di v_{cc} e d_{l0} e il motivo per tali scelte, e, per $v_{leading}(t)$ verrà brevemente spiegato il comportamento del veicolo che precede.

4.2.1 Strada libera

In questa prima simulazione si vedrà come si comporta il modello quando viene utilizzato come Cruise Control, è possibile constatare già da ora uno dei problemi di questa realizzazione, infatti non è previsto un modo per attivare solamente il CC e non considerare la parte che tiene conto della distanza dal veicolo davanti, inoltre non è nemmeno possibile simulare l'assenza di un veicolo, in quanto è necessario sia presente un veicolo davanti per ottenere $v_{leading}(t)$ e d_{l0} . E' quindi necessario trovare un'alternativa per simulare lo scenario desiderato, quindi verranno utilizzati i seguenti valori:

- $v_{CC} = 110 \text{ km/h}$ per rappresentare l'utilizzo in tangenziale o in autostrada;
- $d_{l0} = 130 \text{ m}$, valore che corrisponde a poco più della distanza di sicurezza calcolata con l'equazione (3.7) per una velocità uguale a v_{CC} , la scelta di questo valore serve a far sì che al momento dell'attivazione il sistema consideri solo l'ingresso dato da v_{CC} ;
- $v_{leading}(t)$ sarà costante per tutta la durata della simulazione a 110 km/h, in modo da impedire qualsiasi intervento del sottosistema trattato nel capitolo precedente, in quanto la distanza tra i due veicoli a regime sarà costante e superiore a d_{l0} ;

Nelle Figure 4.2 e 4.3 vengono riportati i risultati di questa simulazione.

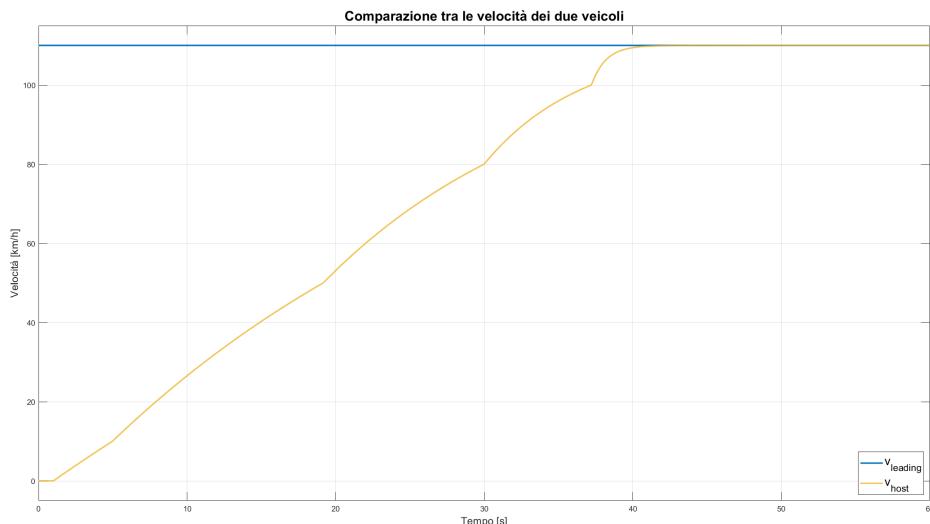


Figura 4.2: Comparazione tra le velocità dei due veicoli

A conferma di quanto detto in precedenza in Figura 4.3 si osserva, come a regime la distanza relativa tra i due veicoli sia costante e in ogni istante di tempo sia superiore alla distanza di sicurezza calcolata calcolata, ciò comporta che $v_{CC} < v_{ACC}$ in ogni momento e quindi l'ingresso rimarrà sempre v_{CC} .

In Figura 4.2 si può notare come il veicolo partendo da fermo raggiunga v_{CC} per poi mantenersi costante invece il veicolo che precede mantiene per tutta la durata della simulazione

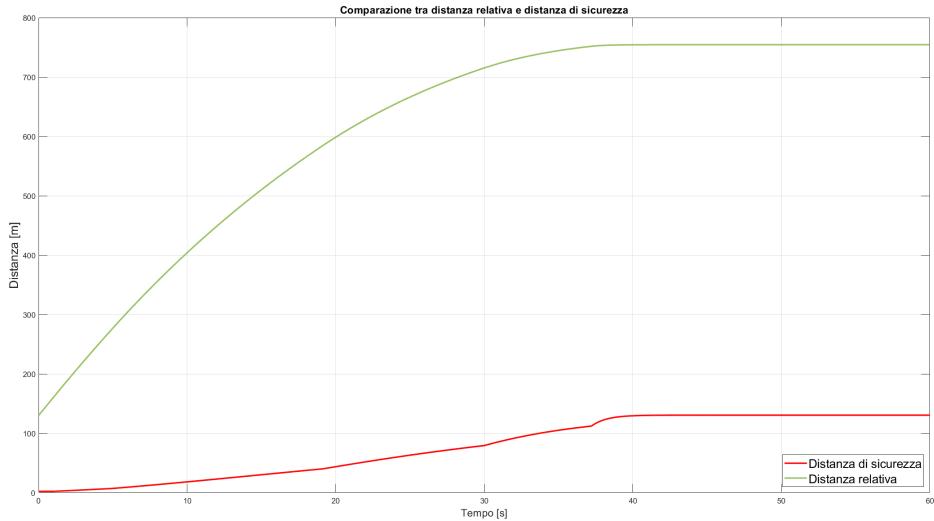


Figura 4.3: Comparazione tra distanza relativa e distanza di sicurezza

velocità costante pari 110 km/h; confrontando l’evoluzione della velocità del veicolo che monta l’ACC con quelle del paragrafo 2.2.1, date le enormi somiglianze si può concludere che il sistema lavora unicamente in modalità Cruise Control.

4.2.2 Frenata d’emergenza

In questo paragrafo verranno eseguite delle simulazioni riguardanti scenari in cui è necessaria una brusca frenata al fine di evitare degli ostacoli o di causare incidenti; le simulazioni si dividono in due categorie:

- **Frenata completa:** in cui il veicolo eseguirà una frenata d’emergenza fino ad arrivare ad uno stop completo;
- **Frenata parziale:** in cui il veicolo eseguirà una frenata d’emergenza senza però arrestarsi completamente;

Frenata completa

In uno scenario di frenata completa si prevede che il veicolo debba arrestarsi in modo tale che la distanza relativa tra i due veicoli sia sempre maggiore di zero. Come detto nella trattazione dello scenario di frenata d’emergenza nel capitolo 2, non sarà possibile rispettare questa condizione per tutte le velocità da cui partirà la frenata, infatti questo sistema non è inteso come un vero e proprio sistema di sicurezza ma più come un aiuto alla guida, quindi in caso di una reale emergenza può aiutare il guidatore ma quest’ultimo deve essere pronto a reagire alla situazione di pericolo e frenare al fine di evitare un incidente.

La velocità limite per cui il sistema riesce ad eseguire uno stop completo in piena sicurezza è di 100 km/h quindi verranno eseguite due simulazioni una con velocità di partenza superiore e una inferiore.

Nella prima simulazione verranno considerati:

- $v_{cc} = 110 \text{ km/h}$, velocità superiore alla soglia limite;
- $d_{l0} = 130 \text{ m}$, valore che corrisponde a poco più della distanza di sicurezza calcolata con l'equazione (3.7) per una velocità uguale a v_{cc} , la scelta di questo valore serve a far sì che al momento dell'attivazione il sistema consideri solo l'ingresso dato da v_{cc} ;
- $v_{leading}(t)$ inizialmente il veicolo che precede accelererà in modo simile al veicolo che monta l'ACC, successivamente si manterrà per un breve periodo a 110 km/h ed infine eseguirà una frenata d'emergenza fino ad arrestarsi completamente in 3.5 s ($d_m = 8.73 \text{ m/s}^2$);

Nelle Figure 4.4 e 4.5 vengono riportati i risultati di questa simulazione.

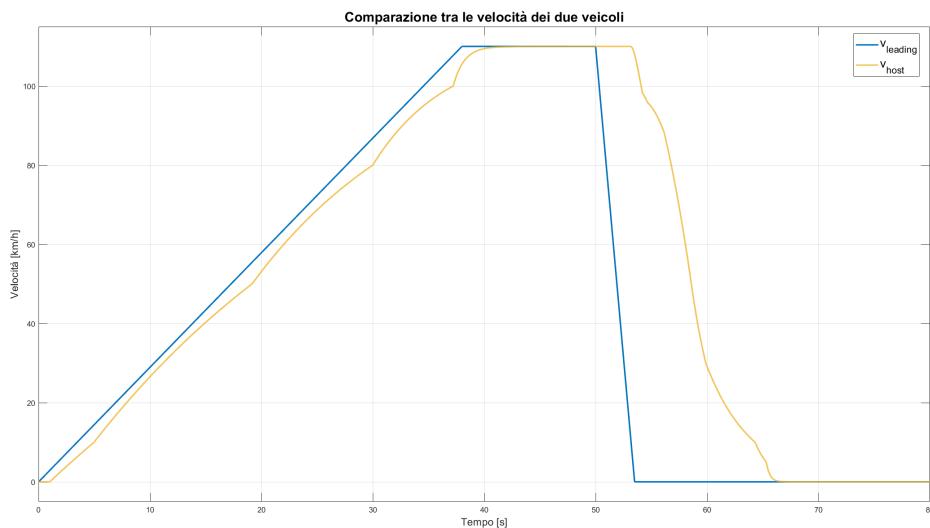


Figura 4.4: Comparazione tra le velocità dei due veicoli

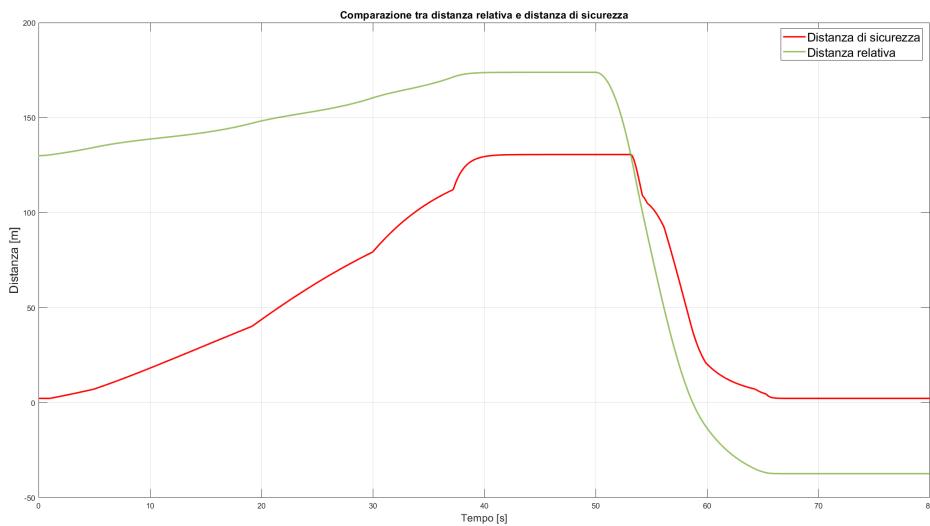


Figura 4.5: Comparazione tra distanza relativa e distanza di sicurezza

Come si può notare in Figura 4.5 la distanza relativa tra i due veicoli diventa minore di zero e ciò comporta che in uno scenario reale sarebbe avvenuto un incidente, ad ulteriore riprova che questo sistema non riesce a garantire la completa sicurezza ma riesce unicamente ad aiutare il guidatore in situazioni di pericolo.

Nella seconda simulazione verranno considerati:

- $v_{CC} = 90 \text{ km/h}$, velocità inferiore alla soglia limite;
- $d_{l0} = 100 \text{ m}$, valore che corrisponde a poco più della distanza di sicurezza calcolata con l'equazione (3.7) per una velocità uguale a v_{CC} , la scelta di questo valore serve a far sì che al momento dell'attivazione il sistema consideri solo l'ingresso dato da v_{CC} ;
- $v_{leading}(t)$ inizialmente il veicolo che precede accelererà in modo simile al veicolo che monta l'ACC, successivamente si manterrà per un breve periodo a 90 km/h ed infine eseguirà una frenata d'emergenza fino ad arrestarsi completamente in 3.0 s ($d_m = 8.33 \text{ m/s}^2$);

Nelle Figure 4.6 e 4.7 vengono riportati i risultati di questa simulazione.

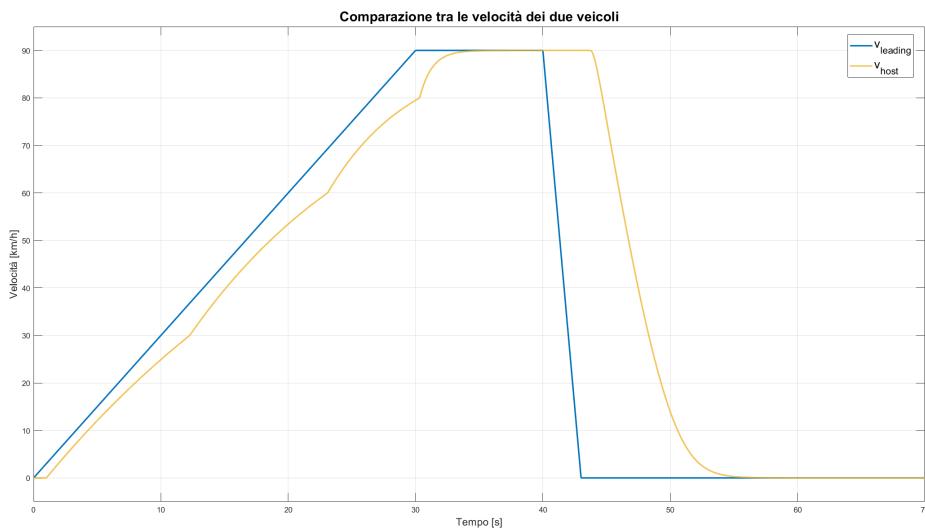


Figura 4.6: Comparazione tra le velocità dei due veicoli

Al contrario della simulazione precedente, osservando Figura 4.7 si può notare come la distanza relativa tra i due veicoli si sempre maggiore di zero, e di conseguenza non verranno causati incidenti.

Confrontando le Figure 4.4 e 4.6 si nota che nella parte del grafico in cui i veicoli stanno rallentando, la velocità nel primo caso ha una discesa più irregolare rispetto al secondo, ciò è dovuto all'attivazione del controllore (2.17) oltre che a (2.16), invece nel secondo caso l'unico controllore che lavora è (2.16). Questi controllori sono gli unici che si attivano, in quanto si ha una variazione della velocità obiettivo graduale e non con un gradino come accadeva nel paragrafo 2.3.

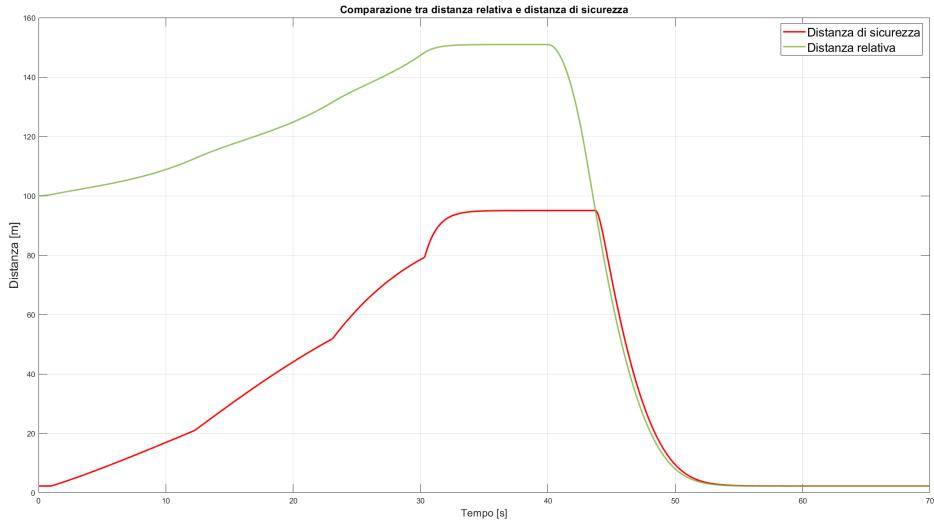


Figura 4.7: Comparazione tra distanza relativa e distanza di sicurezza

Frenata parziale

In uno scenario di frenata parziale si prevede che il veicolo su cui è montato l'ACC debba eseguire una frenata d'emergenza senza però arrestarsi completamente, ma mantenendo poi una velocità costante uguale a quella del veicolo che lo sta precedendo. In questo caso si eseguirà solamente una simulazione per mostrare come in queste circostanze sia possibile mantenere una distanza adeguata in tutte le situazioni anche in quelle di scenario di frenata completa che in precedenza non permettevano di evitare incidenti. Per questa simulazione si considereranno:

- $v_{CC} = 140 \text{ km/h}$;
- $d_{l0} = 200 \text{ m}$, valore che corrisponde a poco più della distanza di sicurezza calcolata con l'equazione (3.7) per una velocità uguale a v_{CC} , la scelta di questo valore serve a far sì che al momento dell'attivazione il sistema consideri solo l'ingresso dato da v_{CC} ;
- $v_{leading}(t)$ inizialmente il veicolo che precede accelererà in modo simile al veicolo che monta l'ACC, successivamente si manterrà per un breve periodo a 140 km/h ed infine eseguirà una frenata d'emergenza fino ad arrivare ad una velocità di 30 km/h in 3.5 s ($d_m = 8.33 \text{ m/s}^2$);

Nelle Figure 4.8 e 4.9 vengono riportati i risultati di questa simulazione.

Come si può vedere in Figura 4.9 la distanza relativa è sempre maggiore di zero, ciò a riprova che in queste condizioni il sistema riesce a reagire in maniera adeguata alla situazione garantendo di non causare incidenti.

Confrontando le Figure 4.4 e 4.8, a parità di variazione di velocità, nel secondo caso il sistema riesce ad utilizzare solamente un controllore, invece dei due utilizzati nel primo caso, come detto in precedenza, questa differenza è dovuta principalmente alla variazione del valore calcolato della velocità obiettivo che nel secondo caso risulta più graduale, e quindi permette

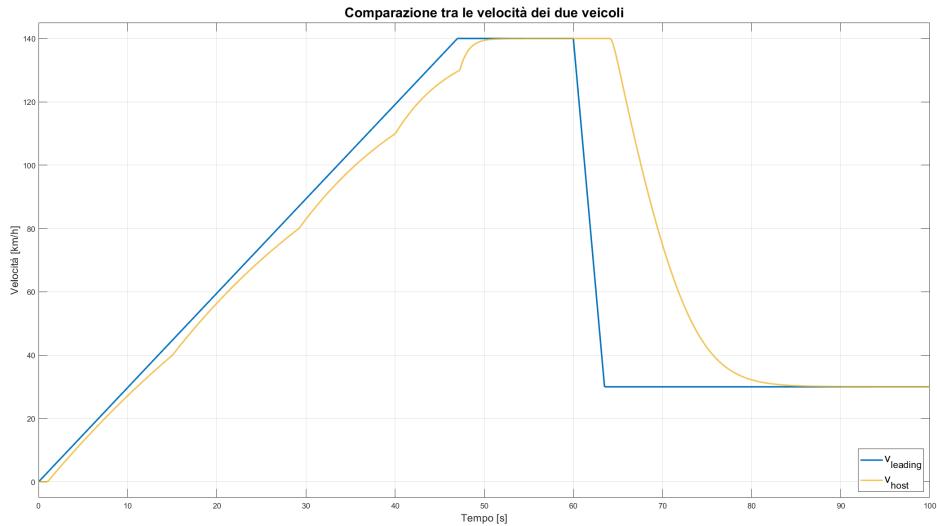


Figura 4.8: Comparazione tra le velocità dei due veicoli

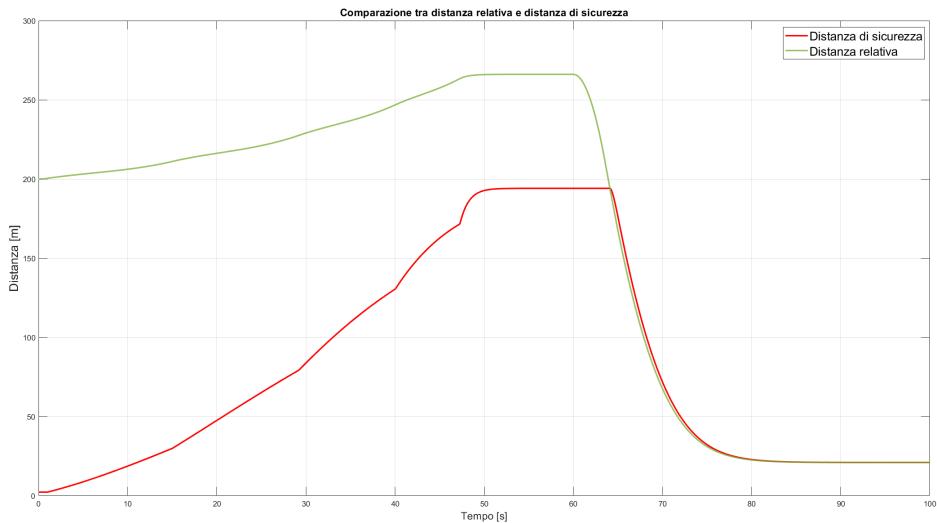


Figura 4.9: Comparazione tra distanza relativa e distanza di sicurezza

al sistema di non trovarsi mai in condizioni tali per cui $\Delta v < -5 \text{ km/h}$, soglia richiesta per utilizzare il controllore (2.17).

4.2.3 Utilizzo generico

In questa terza ed ultima categoria di simulazioni si andranno a testare tre situazione tipiche dell'utilizzo quotidiano di un sistema di ACC:

- **Presenza di un veicolo che varia la propria velocità:** verrà simulato l'utilizzo dell'ACC al fine di regolare la propria velocità seguendo le variazioni di velocità del veicolo che precede;

- **Cambio di corsia di un veicolo più lento:** verrà simulato l'utilizzo dell'ACC in autostrada quando si sta seguendo un veicolo che poi decide di liberare la corsia e lasciare strada al veicolo che monta il sistema in esame;
- **Traffico intenso:** verrà simulato il comportamento del sistema in condizioni di traffico inteso in cui i veicoli incolonnati si muovono sporadicamente;

Presenza di un veicolo che varia la propria velocità

Lo scenario che si vuole riprodurre in questa simulazione è quello di un utilizzo molto comune dei sistemi di ACC, i quali devono riuscire regolare la velocità del veicolo su cui sono montati, in modo tale da mantenere una distanza di sicurezza adeguata nei confronti del veicolo che si sta seguendo, ovvero devono adattarsi agli aumenti o alle diminuzioni di velocità di quel veicolo, senza però superare mai la velocità impostata dall'utente. Per questa simulazione si considerano:

- $v_{CC} = 110 \text{ km/h}$;
- $d_{l0} = 130 \text{ m}$, valore che corrisponde a poco più della distanza di sicurezza calcolata con l'equazione (3.7) per una velocità uguale a v_{CC} , la scelta di questo valore serve a far sì che al momento dell'attivazione il sistema consideri solo l'ingresso dato da v_{CC} ;
- $v_{leading}(t)$ inizialmente il veicolo che precede manterrà velocità costante a 80 km/h, successivamente questo accelererà fino a 120 km/h in 14 s ($a_m = 0.79 \text{ m/s}^2$);

Nelle Figure 4.10 e 4.11 vengono riportati i risultati di questa simulazione.

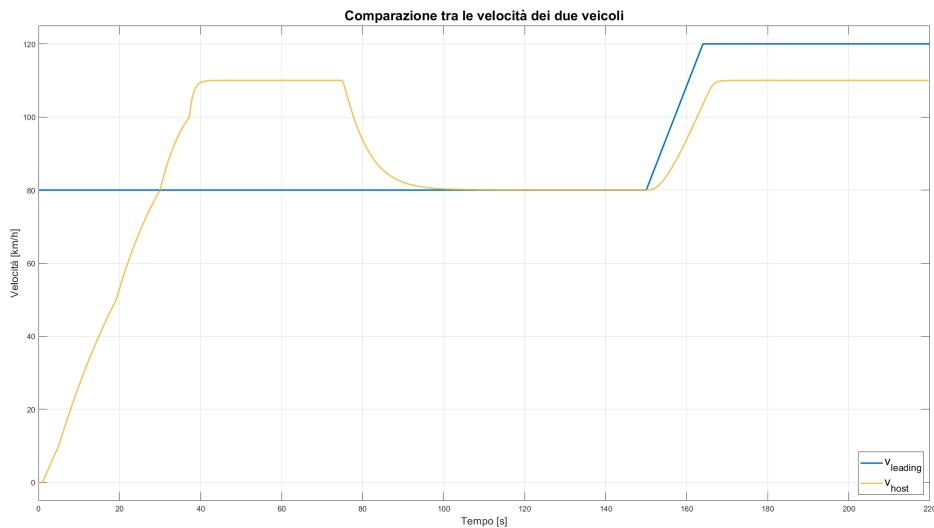


Figura 4.10: Comparazione tra le velocità dei due veicoli

In Figura 4.11 si osserva come nella fase iniziale la distanza relativa tra i due veicoli aumenti, e di conseguenza il veicolo che segue non è condizionato dal veicolo che lo precede, quindi il

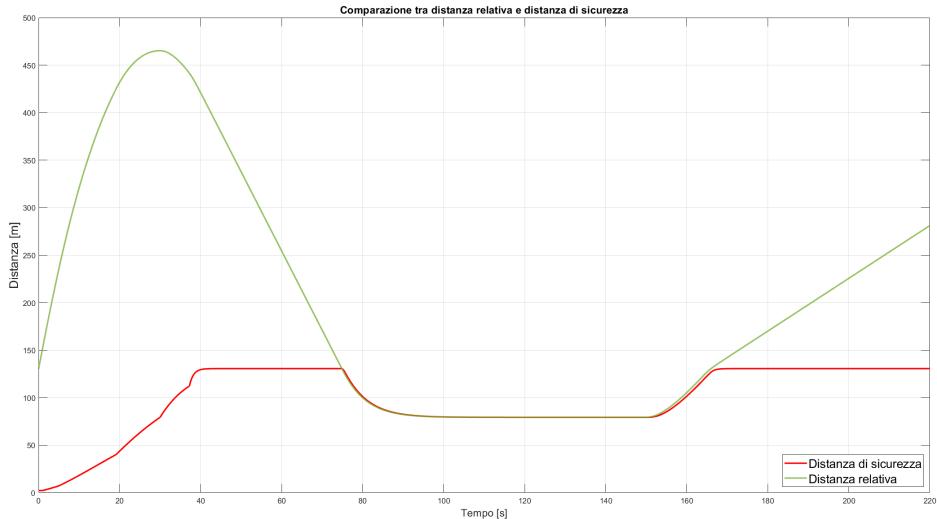


Figura 4.11: Comparazione tra distanza relativa e distanza di sicurezza

sistema lavora come Cruise Control, arrivando fino alla sua velocità obiettivo di 110 km/h; in seguito, dato che il veicolo che precede è più lento, la distanza relativa comincia a diminuire fino a far sì che anche la velocità del veicolo che monta l'ACC venga ridotta raggiungendo quella dell'altro veicolo; dopo un certo periodo in cui i due veicoli restano ad una distanza costante, entrambi a 80 km/h, il veicolo che precede comincia gradualmente ad accelerare arrivando a 120 km/h, conseguentemente anche il veicolo che monta l'ACC comincia ad accelerare, arrivando però solamente a $v_{CC} = 110$ km/h, rispettando quindi la velocità impostata dal guidatore.

Si ritiene utile sottolineare come la gradualità dell'accelerazione del veicolo che precede, permetta al sistema di aumentare la propria velocità utilizzando esclusivamente il controllore (2.9), in quanto non si arriva ad una condizione per cui $\Delta v > 10$ km/h, quindi non è richiesto l'intervento di uno degli altri controllori.

Cambio di corsia di un veicolo più lento

Si vuole innanzitutto simulare il raggiungimento di un veicolo più lento in autostrada, successivamente quest'ultimo cambierà corsia per lasciare strada libera al veicolo dotato di ACC. Come detto in precedenza nel sotto-paragrafo 4.2.1, con il modello a disposizione non è possibile simulare l'assenza di un veicolo, di conseguenza, per tale scenario si rende necessario un escamotage. Si è deciso che il cambio di corsia del veicolo che precede, venga rappresentato da un aumento istantaneo della velocità, in quanto ciò crea un rapidissimo aumento della distanza tra i due veicoli, simulando una condizione di strada libera simile a quella che si otterrebbe nel caso in cui il veicolo che precede effettuasse effettivamente il cambio di corsia. Per questa simulazione si considerano:

- $v_{CC} = 130$ km/h, per simulare un utilizzo in autostrada;

- $d_{l0} = 175$ m, valore che corrisponde a poco più della distanza di sicurezza calcolata con l'equazione (3.7) per una velocità uguale a v_{CC} , la scelta di questo valore serve a far sì che al momento dell'attivazione il sistema consideri solo l'ingresso dato da v_{CC} ;
- $v_{leading}(t)$ inizialmente il veicolo che precede manterrà una velocità costante di 80 km/h, successivamente questo accelererà istantaneamente fino a 300 km/h così da simulare il cambio di corsia;

Nelle Figure 4.12 e 4.13 vengono riportati i risultati di questa simulazione.

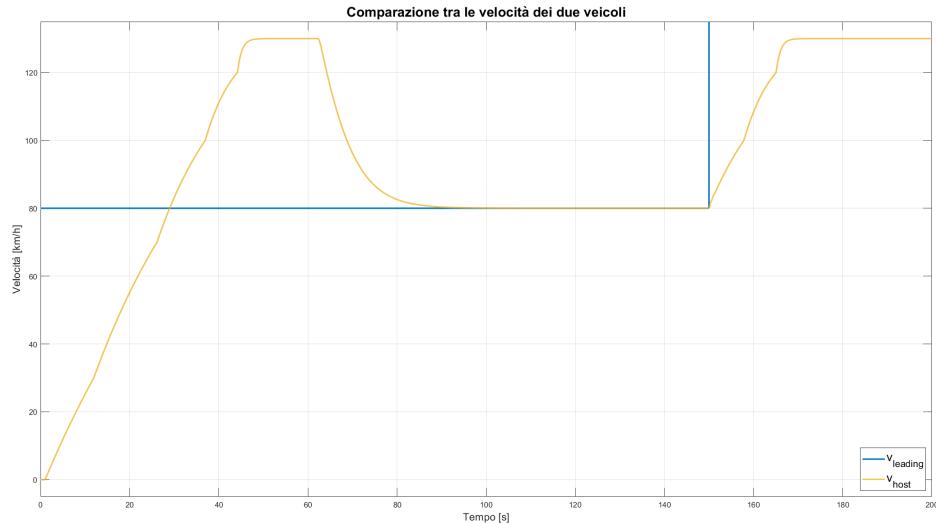


Figura 4.12: Comparazione tra le velocità dei due veicoli

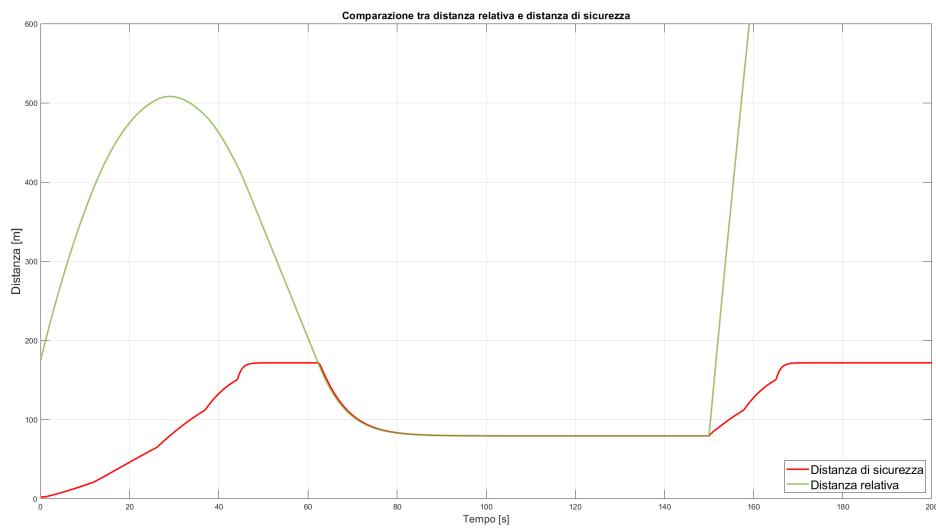


Figura 4.13: Comparazione tra distanza relativa e distanza di sicurezza

Osservando i risultati della simulazione ci si accorge facilmente che la parte iniziale, fino a 150 s, è molto simile a quella vista nella simulazione precedente, e di conseguenza si possono trarre le medesime conclusioni.

Nella seconda parte (oltre i 150 s) si ha una situazione opposta alla precedente simulazione, infatti la distanza non varia gradualmente ma in maniera repentina, rendendo impossibile al sistema l'adattamento graduale utilizzando un solo controllore come avvenuto in precedenza. Infatti in questo caso è possibile osservare come l'aumento di velocità successivo a 150 s, presenti un aumento per fasce, tipico dell'utilizzo come CC, e quindi si utilizzano diversi controllori per determinati range di Δv . Questo tipo di utilizzo è dovuto alla variazione del valore di riferimento in entrata al sistema, che varia quasi istantaneamente da 80 km/h a 130 km/h, determinando una variazione quasi istantanea del valore di Δv , portando ad una situazione simile a quella dell'utilizzo di un ingresso a gradino.

Traffico intenso

In quest'ultima simulazione si andranno a testare le performance in condizioni di traffico intenso, ovvero in una situazione in cui i veicoli si trovano incolonnati e si muovono sporadicamente; in queste condizioni il veicolo che monta l'ACC deve reagire alle variazioni di velocità del veicolo che lo precede senza causare incidenti, ma allo stesso tempo deve essere sufficientemente reattivo da non rallentare ulteriormente il traffico. Per questa simulazione si considerano:

- $v_{CC} = 50$ km/h, questo valore considera l'utilizzo in ambiente urbano, è puramente indicativo, in quanto in questa simulazione il veicolo non raggiungerà mai tale velocità;
- $d_{l0} = 5$ m, valore superiore alla distanza minima di sicurezza ma non sufficientemente alto da far sì che il sistema inizialmente lavori in modalità di Cruise control, sarà quindi questa la distanza su cui baserà la sua velocità di riferimento iniziale;
- $v_{leading}(t)$ in questo caso può essere modellata come un onda trapezoidale di ampiezza 10 km/h, con un fronte di salita che dura 3.5 s, poi rimane stabile per 5 s, e successivamente si ha un fronte di discesa della durata di 2 s;

Nelle Figure 4.14 e 4.15 vengono riportati i risultati di questa simulazione.

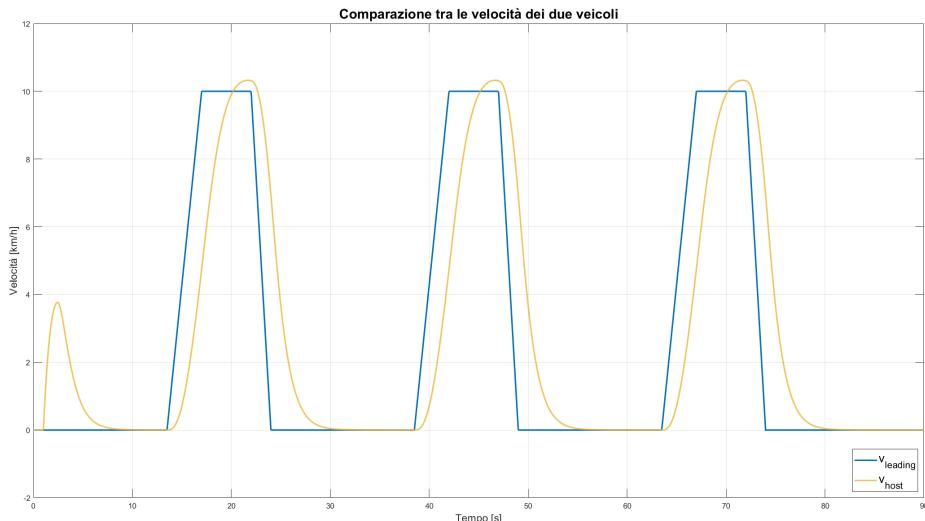


Figura 4.14: Comparazione tra le velocità dei due veicoli

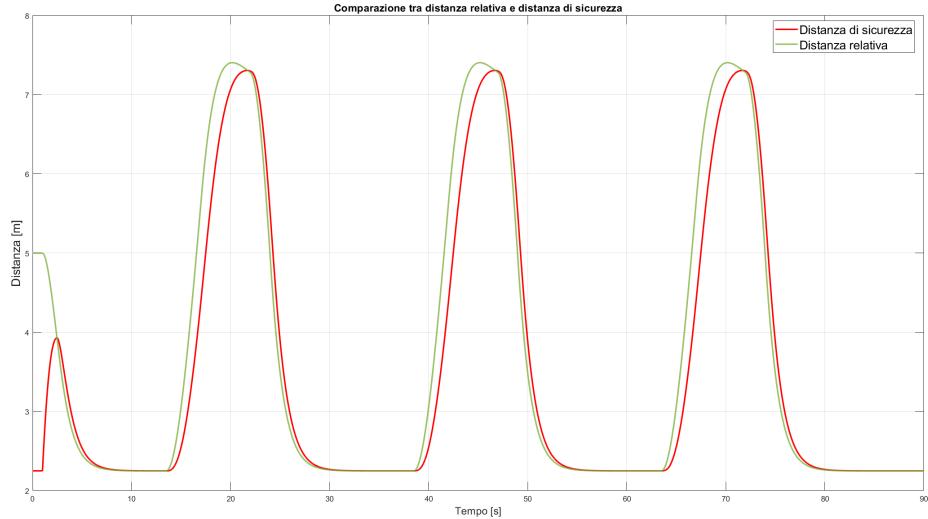


Figura 4.15: Comparazione tra distanza relativa e distanza di sicurezza

Osservando i risultati di questa simulazione si nota immediatamente come aver impostato $d_{l0} = 5$ m, faccia sì che l'auto che monta l'ACC, inizialmente aumenti la propria velocità al fine di raggiungere una distanza di sicurezza adeguata con il veicolo fermo che la precede; quando quest'ultimo aumenta la propria velocità, in qualche secondo anche il veicolo che segue inizia ad accelerare, ciò significa che il sistema sviluppato è sufficientemente efficiente da poter essere utilizzato in condizioni di traffico intenso. Proseguendo la simulazione, anche per quanto riguarda la decelerazione, il sistema è sufficientemente reattivo ed è in grado di replicare il comportamento del veicolo che lo precede, ma allo stesso tempo riesce a garantire una distanza di sicurezza sufficiente da non causare degli incidenti.

Grazie a questa simulazione, si riescono a mostrare in maniera esaustiva i pregi del modello sviluppato, risulta infatti molto efficace, sia in termini di efficienza stradale sia in termini di sicurezza, riuscendo garantire un adeguato livello di sicurezza nella maggior parte delle condizioni di utilizzo tipiche, senza però andare ad incidere sull'efficienza stradale e quindi non rallentando il flusso del traffico.

CAPITOLO 5

Conclusione

Riepilogando il tutto, in questo elaborato si è proposta una possibile modellizzazione di un sistema di Adaprive Cruise Control, sviluppando in primo luogo un modello matematico che può rappresentare in modo semplice ed efficace la dinamica di un veicolo, successivamente si è analizzata la realizzazione di un modello di Cruise control, infine si sono sviluppati i modelli peculiari che differenziano l'ACC dal CC, eseguendo delle simulazioni in alcuni degli scenari che si potrebbero riscontrare nell'utilizzo di tale sistema.

In questo capitolo si vuole analizzare principalmente l'adattabilità del modello al mondo reale, focalizzandosi principalmente su alcuni aspetti di indubbia importanza.

Uno tra i più importanti aspetti nella realizzazione di un modello è la sua semplicità, e di conseguenza anche il costo di produzione se immesso in commercio, il progetto realizzato in questo elaborato non è molto semplice, in quanto richiede molteplici controllori P e PI, anche se l'uso di questi ultimi è ridotto al minimo. Bisogna ricordare inoltre, che sono necessarie delle *switching logic* per permettere al sistema di funzionare correttamente; è indubbio quindi che un modello come quello realizzato non essendo tra i più semplici, non potrà essere nemmeno tra i più economici.

Un altro aspetto molto importante da considerare è l'efficacia del sistema nelle varie situazioni di utilizzo, il modello prodotto, come visto nelle simulazioni, ha dato ottimi risultati sia in termini di efficienza stradale, sia in termini di sicurezza. È importante segnalare che non garantisce una sicurezza assoluta, ma può solamente essere considerato un aiuto alla guida, in quanto se è richiesta una frenata di emergenza, fino all'arresto completo del veicolo per velocità di partenza superiore a 100 km/h, il sistema non garantisce di evitare incidenti.

L'ultimo aspetto di cui si terrà conto in questa analisi è l'adattabilità del modello, in quanto potrà essere prodotto in serie se utilizzabile in un'ampia gamma di veicoli, abbassando notevolmente i costi di produzione, che come detto in precedenza non sono esigui. Essendo l'adattabilità uno dei punti di forza del modello, questo, potrà essere adottato da una moltitudine di

veicoli in commercio a patto di progettare per specifici veicoli, i valori corretti dei guadagni dei controllori utilizzati. Il resto del sistema invece funziona indipendentemente dalla tipologia di veicolo sui cui viene utilizzato.

Bibliografia

- [1] University of Michigan, Carnegie Mellon University, and University of Detroit Mercy. Cruise control: System modeling. <https://ctms.engin.umich.edu/CTMS/index.php?example=CruiseControl§ion=SystemModeling>.
- [2] Stefan Chamraz and Richard Balogh. Two approaches to the adaptive cruise control (acc) design. In *2018 Cybernetics Informatics (KI)*, pages 1–6, 2018.
- [3] P.S. Bokare and A.K. Maurya. Acceleration-deceleration behaviour of various vehicle types. *Transportation Research Procedia*, 25:4733–4749, 2017. World Conference on Transport Research - WCTR 2016 Shanghai. 10-15 July 2016.
- [4] Nerijus Kudarauskas. Analysis of emergency braking of a vehicle. *Transport*, 22(3):154–159, 2007.
- [5] Akhilesh Maurya and Prashant Bokare. Study of deceleration behaviour of different vehicle types. *International Journal for Traffic and Transport Engineering*, 2, 08 2012.
- [6] DZ Hou. Study on vehicle forward collision avoidance system. *Beijing: Tsinghua University*, 2004.
- [7] Queensland Government. Stopping distances on dry and wet roads. <https://www.qld.gov.au/transport/safety/road-safety/driving-safely/stopping-distances/graph>, 2016.
- [8] Jeffery Ekweghi. Detailed list: Average length of a car. <https://autovfix.com/average-length-of-a-car-how-long-is-the-average-car/>, 2019.