

POLITECNICO DI MILANO

Scuola di Ingegneria Industriale e dell'Informazione
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria dell'Automazione



**Modellistica e Controllo di un
Sistema Frenante per Aeromobile a
Pilotaggio Remoto ad Elevato Carico
Utile**

Relatore: Prof. Luca BASCETTA

Correlatore: Prof. Gianantonio MAGNANI

Autore: Matteo NARDO

Matricola: 797731

Anno Accademico 2014-2015

A mamma e papà...

Sommario

Questa tesi ha come obiettivo lo studio di un controllo ABS per un aeromobile a pilotaggio remoto, ovvero un velivolo privo di pilota umano a bordo. Nella prima parte della trattazione ci si occuperà dell'individuazione e dell'implementazione di un modello orientato allo studio della dinamica longitudinale del velivolo durante la fase di frenata che segue l'atterraggio. Per fare ciò, l'intero sistema sarà suddiviso in sotto-modelli più semplici che saranno poi opportunamente connessi fra loro; questo renderà relativamente semplice la realizzazione del modello di un sistema altrimenti molto complesso. Tale modello dovrà essere sufficientemente accurato in modo da permettere la validazione dell'algoritmo di controllo proposto in seguito.

Successivamente, l'analisi di un modello semplificato ed orientato al controllo porterà allo sviluppo di una strategia di controllo ABS per il sistema considerato. Il controllore avrà lo scopo di evitare il bloccaggio delle ruote durante la frenata e di minimizzare la distanza necessaria all'arresto del velivolo, avendo a disposizione soltanto le informazioni provenienti dai sensori di velocità montati sulle ruote stesse.

Infine, attraverso lo studio di diversi casi di simulazione, si dimostrerà che l'algoritmo proposto è in grado di fornire un controllo con buone prestazioni anche a fronte di grandi incertezze del modello e in svariate condizioni di lavoro. In queste simulazioni si terrà conto di aspetti importanti quali il ritardo introdotto dall'attuazione dell'impianto frenante o l'influenza della temperatura sul coefficiente d'attrito e si analizzeranno gli effetti che questi hanno sulle prestazioni del controllo proposto.

Abstract

The aim of this thesis is the study of an ABS control for an unmanned aerial vehicle, that is an aircraft without a human pilot aboard.

In the first part of the work we will discuss the realisation of a model that is oriented to study the longitudinal dynamics of the aircraft during the braking phase after landing. For this purpose, the whole system will be divided into simpler sub-models that are then suitably connected to each other; this will make the realisation of a very complex system model relatively simple. Such model should also be accurate in order to be suitable for the validation of the control algorithm.

After that, the analysis of a simplified control oriented model will lead to the development of an ABS control strategy for the considered system. The aim of the controller is to prevent wheels from locking during braking and to minimize the distance needed to stop the aircraft, having as only available informations the measurements coming from the wheel speed sensors.

Finally, through the study of different simulations, it is shown that the proposed algorithm is able to provide a control with good performances even in the presence of large model uncertainties and in different working conditions. In these simulations, we will consider important aspects such as delay introduced by braking system actuators or influence of temperature on the friction coefficient, and we will analyze how they affect the proposed control performances.

Indice

1	Introduzione	1
1.1	Obiettivi della Tesi	4
1.2	Organizzazione della Tesi	6
2	Stato dell'Arte del Controllo ABS	9
2.1	Controlli Threshold	10
2.2	Controlli PID	10
2.3	Controlli Ottimi Basati sull'Approccio di Lyapunov	11
2.4	Controlli Nonlineari Basati sulla Tecnica del Backstepping	12
2.5	Controlli Robusti Basati sul Metodo Sliding-Mode	12
2.6	Controlli Basati su Logiche Fuzzy	13
3	Modello del Sistema	15
3.1	Struttura del Velivolo	16
3.1.1	Trasferimento di Carico	17
3.1.2	Forze Aerodinamiche	20
3.1.3	Cedevolezza dei Carrelli	21
3.2	Ruote e Pneumatici	22
3.2.1	Equazioni di Moto	23
3.2.2	Forze di Contatto	25
3.2.3	Raggio di Rotolamento Effettivo	28
3.3	Freni	29
3.3.1	Coppia Frenante	30
3.3.2	Modello Termico	31
3.3.3	Attuatori	32
3.3.4	Sensori di Velocità	33

4	Implementazione del Modello	37
4.1	Linguaggio <i>Modelica</i>	37
4.2	Ambiente di Simulazione	40
4.3	Libreria <i>PlanarMechanics</i>	41
4.4	Realizzazione del Modello	42
4.4.1	Fusoliera, Sospensioni e Forze Aerodinamiche	44
4.4.2	Ruote e Pneumatici	46
4.4.3	Freni	49
4.4.4	Sensori di Velocità	51
5	Controllo ABS Auto-Regolante a 6 Stati	55
5.1	Analisi del Modello	56
5.1.1	Punti di Equilibrio	57
5.1.2	Linearizzazione del Modello	59
5.1.3	Proprietà del Sistema	62
5.2	Algoritmo	64
5.3	Taratura dei Parametri	69
5.3.1	Attivazione	70
5.3.2	Soglie di Decelerazione	72
6	Simulazioni e Analisi	81
6.1	Effetto del Beccheggio	82
6.2	Effetto del Ritardo e della Banda Passante	84
6.3	Effetto della Temperatura	86
6.4	Effetto delle Condizioni Stradali	90
6.5	Effetto del “Gear Walk”	95
6.6	Effetto dei Sensori	97
7	Conclusioni	103
7.1	Sviluppi Futuri	104
7.1.1	Studio di Diverse Tecniche di Controllo	104
7.1.2	Estensione del Modello e Sviluppo di un Controllo ESC105	
7.1.3	Caratterizzazione del Fenomeno dello “ <i>Shimmy</i> ”	106
	Bibliografia	109

Elenco delle figure

1.1	Esempio di <i>Unmanned Aerial Vehicle</i> (UAV)	1
1.2	Un aeromobile a pilotaggio remoto durante una missione di acquisizione immagini	2
1.3	Pacco dischi di un freno aeronautico	3
3.1	Configurazione a triciclo con ruotino anteriore	17
3.2	Schema del modello di mezzo velivolo	18
3.3	Schiacciamenti verticali delle sospensioni	19
3.4	Rappresentazione schematica del fenomeno del “ <i>Gear Walk</i> ”	21
3.5	Modellizzazione della flessibilità delle sospensioni	22
3.6	Schema del modello verticale della ruota	23
3.7	Deformazione verticale del pneumatico	24
3.8	Equilibrio alla rotazione della ruota	25
3.9	Forze e momenti scambiati al contatto pneumatico-strada	26
3.10	Forza longitudinale in funzione dello slittamento	27
3.11	Raggio di rotolamento efficace del pneumatico	28
3.12	Freno a dischi multipli	29
3.13	Area di una singola pastiglia	31
3.14	Schema del modello termico	32
3.15	Approssimazione della dinamica degli attuatori	33
3.16	Schema illustrativo dell’effetto <i>Hall</i>	34
3.17	Schema di un sensore di velocità ad effetto <i>Hall</i>	34
3.18	Onde quadre in uscita dal sensore di velocità	35
4.1	Un semplice modello di motore servoassistito	39
4.2	Il modello <i>motor</i>	39

4.3	Semplice esempio di interfacciamento fra <i>Dymola</i> e <i>Simulink</i>	40
4.4	Codice <i>Modelica</i> di un connettore della libreria <i>PlanarMechanics</i>	42
4.5	Diagramma del modello di velivolo completo	43
4.6	Animazione tridimensionale del modello completo	43
4.7	Diagramma <i>Modelica</i> del modello <i>Fuselage</i>	44
4.8	Diagrammi <i>Modelica</i> dei modelli <i>Linear-Suspension</i> e <i>GearWalk-Suspension</i>	45
4.9	Diagramma <i>Modelica</i> del modello <i>Pacejka-Wheel</i>	47
4.10	Diagramma <i>Modelica</i> del modello <i>Wheel-Dynamics</i>	48
4.11	Diagramma <i>Modelica</i> del modello <i>Brake</i>	50
4.12	Schema <i>Simulink</i> per la quantizzazione della posizione angolare	51
4.13	Esempio di segnale di posizione quantizzato (risoluzione del sensore di 1 <i>impulso/giro</i>)	52
5.1	Punti di equilibrio del sistema sul piano $(\lambda - T_b)$	58
5.2	Andamento di $\dot{\lambda}$ in funzione di λ	59
5.3	Diagrammi di Bode di modulo e fase della risposta in frequenza associata a $G_\lambda(s)$ per diversi valori di velocità	61
5.4	Forza longitudinale in funzione dello slittamento (fase di frenata)	63
5.5	Diagramma di stato dell'algoritmo	66
5.6	Ciclo di lavoro dell'algoritmo nel piano $F_b - \lambda$	69
5.7	Coppie frenanti raggiunte con diverse soglie di decelerazione	71
5.8	Ciclo limite nel piano $\dot{\omega} - \lambda$ per diversi valori di ΔF_{inc} e ΔF_{dec}	72
5.9	Andamento dello slittamento λ per diversi valori di $\dot{\omega}_n$	74
5.10	Andamento dello slittamento λ per diversi valori di $\dot{\omega}_p$	75
5.11	Andamento dello slittamento λ per diversi valori di ΔF_{inc}	76
5.12	Andamento della coppia frenante nei primi istanti di frenata con $\Delta F_{inc} = 5 \text{ kN/s}$	77
5.13	Andamento dello slittamento λ per diversi valori di ΔF_{dec}	78
5.14	Coefficiente di attrito μ_y in funzione dello slittamento λ e dell'angolo di deriva α	79

6.1	Velocità periferica della ruota e velocità di avanzamento del velivolo	82
6.2	Forza verticale agente sulla ruota (frenante)	83
6.3	Velocità periferica della ruota e velocità di avanzamento del velivolo	83
6.4	Forza verticale agente sulla ruota (frenante)	84
6.5	Effetto del ritardo sulla forza applicata ai freni	85
6.6	Aumento della distanza di arresto per diversi valori di ritardo degli attuatori	86
6.7	Aumento della distanza di arresto per diversi valori di banda passante degli attuatori	86
6.8	Distribuzione di temperatura all'interno di un disco statorico in diversi istanti della fase di frenata	87
6.9	Coefficiente di attrito delle pastiglie in funzione della temperatura	88
6.10	Velocità periferica della ruota e velocità di avanzamento del velivolo con coefficiente di attrito dipendente dalla temperatura	88
6.11	Andamento del coefficiente di attrito delle pastiglie durante la fase di frenata	89
6.12	Andamento della coppia frenante con coefficiente d'attrito dipendente dalla temperatura	89
6.13	Coefficiente d'attrito per diverse condizioni stradali	91
6.14	Andamento dello slittamento λ con condizioni di asfalto bagnato	92
6.15	Velocità periferica della ruota e velocità di avanzamento del velivolo con condizioni di asfalto bagnato	92
6.16	Andamento dello slittamento λ con condizioni di strada innevata	93
6.17	Velocità periferica della ruota e velocità di avanzamento del velivolo con condizioni di strada innevata	93
6.18	Andamento dello slittamento λ nel caso di brusca variazione delle condizioni stradali	94
6.19	Velocità periferica della ruota e velocità di avanzamento del velivolo nel caso di brusca variazione delle condizioni stradali	94

6.20	Ciclo limite nel piano $\dot{\omega} - \lambda$	95
6.21	Andamento dell'angolo θ_{walk} per due diversi valori di rigidità ($K_{\theta} = 300 \text{ kNm/rad}$ in figura A e $K_{\theta} = 100 \text{ kNm/rad}$ in figura B)	96
6.22	Andamento dello slittamento λ nel caso con sospensioni flessibili ($K_{\theta} = 300 \text{ kNm/rad}$)	96
6.23	Andamento della velocità periferica della ruota nel caso con sospensioni flessibili ($K_{\theta} = 300 \text{ kNm/rad}$)	97
6.24	Aumento della distanza di arresto per diversi valori di risoluzione dei sensori di velocità	98
6.25	Velocità periferica della ruota con risoluzione del sensore di 64 impulsi/giro	99
6.26	Andamento di $\Delta\dot{\omega}$ per una risoluzione del sensore di 64 impulsi/giro	100
6.27	Velocità periferica della ruota con risoluzione del sensore di 64 impulsi/giro (parametri ritirati)	101
7.1	Rotazione del velivolo sotto l'azione di forze frenanti differenti	105
7.2	Rappresentazione schematica del fenomeno dello "Shimmy" .	107

Elenco delle tabelle

3.1	Valori tipici dei coefficienti adimensionali della “Magic Formula”	27
4.1	Parametri utilizzati nei modelli di fusoliera e sospensioni . . .	45
4.2	Parametri utilizzati nel modello per il calcolo delle forze aerodinamiche	46
4.3	Parametri utilizzati nei modelli delle ruote	49
4.4	Parametri utilizzati nel modello dei freni	50
6.1	Coefficienti adimensionali della “Magic Formula”	90

Capitolo 1

Introduzione

L'automazione è in continua espansione. Ormai non vi è più alcun settore lavorativo che non abbia cominciato ad impiegare tecniche di controllo classiche o avanzate per migliorare i servizi e i prodotti forniti; tra quelli che maggiormente hanno sfruttato le potenzialità dei sistemi automatici ritroviamo sicuramente il settore dei trasporti.

Al giorno d'oggi, i sistemi automatici vengono largamente impiegati su tutte le tipologie di mezzi di trasporto, che siano essi di uso privato, pubblico o sportivo, e durante gli ultimi anni sono stati fatti enormi passi avanti per lo sviluppo di strategie di controllo atte al miglioramento della sicurezza e delle prestazioni dei veicoli.



Figura 1.1: Esempio di *Unmanned Aerial Vehicle* (UAV)

Il lavoro di tesi proposto si occupa del controllo di frenata all'atterraggio di un velivolo senza pilota (*Unmanned Aerial Vehicle*), di cui si può vedere un esempio in figura 1.1. Tali velivoli, comunemente noti come "droni", sono comandati tramite un computer di bordo sotto il controllo remoto di un navigatore o pilota, il quale può trovarsi a terra o all'interno di un altro veicolo. Gli UAV consentono l'esecuzione di missioni che potrebbero risultare pericolose per il pilota, essere troppo lunghe ed impegnative o che non necessitano dell'intervento diretto di un operatore (spesso con costi ridotti rispetto ai velivoli tradizionali).



Figura 1.2: Un aeromobile a pilotaggio remoto durante una missione di acquisizione immagini

L'utilizzo degli UAV è ormai consolidato per usi militari ed è in veloce crescita nelle applicazioni civili, ad esempio in operazioni di monitoraggio del territorio a fini ambientali, in operazioni di ricerca e soccorso, nella sorveglianza di centrali termoelettriche e impianti industriali, per videoriprese e fotografie in generale (figura 1.2).

Nonostante la fase di volo rappresenti sicuramente l'aspetto più importante nel progetto di un velivolo, sia esso con o senza pilota, bisogna comunque tener conto della necessità di affrontare le fasi a terra nelle migliori condizioni di sicurezza possibili per evitare danni ed incidenti. In particolare, durante la fase di atterraggio, i freni devono essere in grado di portare il velivolo all'arresto o comunque alla velocità di rullaggio. Affinché questa fase avvenga in condizioni di sicurezza e con la miglior efficienza possibile è necessario introdurre un sistema che controlli l'impianto frenante evitando così il bloccaggio delle ruote. Sistemi di questo tipo vengono chiamati *Anti-lock Braking Systems (ABS)* e, ad oggi, vengono montati su tutti i velivoli e su tutte le automobili proprio per la loro importanza durante le manovre di frenata. L'obiettivo dei controlli ABS è quello di regolare la coppia frenante applicata alle ruote per evitare che queste si avvicinino alla situazione di bloccaggio. Questo permette di mantenere alto il valore del coefficiente di attrito agente al contatto fra pneumatico e strada con benefici in termini di controllabilità del velivolo e riduzione dello spazio di frenata.



Figura 1.3: Pacco dischi di un freno aeronautico

Dal momento che il processo di atterraggio è di breve durata e che il sistema sotto controllo è molto complesso e soggetto a vari fattori di instabilità, il sistema ABS deve essere, oltre che sufficientemente economico,

sicuro, affidabile e veloce per garantire la sicurezza durante le fasi di frenatura del velivolo.

Nel contesto dei veicoli aeronautici i sistemi di controllo della frenata devono confrontarsi con mezzi di trasporto molto pesanti, in rapporto alla grandezza molto ridotta delle ruote, e con una struttura dell'impianto frenante molto diversa da quella dei comuni mezzi di trasporto terrestri. I freni aeronautici sono costituiti da una serie di dischi, come quelli mostrati nell'esempio di figura 1.3, che vengono alloggiati all'interno della ruota. Nei modelli più recenti, il materiale utilizzato per la fabbricazione dei dischi è il carbonio, che presenta diversi vantaggi in termini di peso e resistenza meccanica alle alte temperature rispetto ai materiali utilizzati in passato (come ad esempio l'acciaio). Nei freni di questo tipo il coefficiente di attrito dipende fortemente dalla temperatura e le pastiglie necessitano di riscaldarsi prima di raggiungere un punto di funzionamento ottimale.

Altri aspetti propriamente caratteristici dei veicoli aeronautici riguardano le vibrazioni che possono innescarsi nei sostegni del carrello di atterraggio e l'elevato valore della forza aerodinamica di portanza. Per quanto riguarda i carrelli di atterraggio, essi devono avere una struttura poco ingombrante e che sia il più possibile leggera; questo fa sì che si possano flettere con una certa facilità innescando diverse tipologie di vibrazione. La forza aerodinamica di portanza ha invece l'effetto di abbassare il valore del carico verticale sulle ruote riducendo così l'aderenza con la superficie stradale.

1.1 Obiettivi della Tesi

Il lavoro svolto in questa tesi riguarda principalmente lo studio di un algoritmo di controllo per il sistema frenante di un aeromobile a pilotaggio remoto (UAV).

Come prima cosa, dopo una breve revisione dello stato dell'arte, verrà presentato il modello concettuale del velivolo e le assunzioni su cui tale modello si basa. L'intero sistema verrà suddiviso in 3 sottosistemi principali: struttura del velivolo, ruote e pneumatici, impianto frenante. Ogni sottosistema sarà a sua volta suddiviso in alcuni componenti, opportunamente scelti per poter costruire un modello molto complesso a partire da sotto-modelli re-

lativamente semplici ed intuitivi. Per ogni sotto-modello sarà necessario scrivere delle equazioni che descrivano in maniera sufficientemente accurata il comportamento del componente a cui il modello si riferisce, per far sì che la simulazione dell'intero sistema sia in grado di riprodurre comportamenti equiparabili a quelli reali (almeno per quanto riguarda gli aspetti più importanti considerati in questa trattazione). L'implementazione di un modello che riproduca con un sufficiente grado di accuratezza il comportamento reale del velivolo si rende necessaria per la validazione dell'algoritmo di controllo ABS proposto successivamente nel corso di questa trattazione. Il modello concettuale del sistema dovrà poi essere implementato tramite l'utilizzo di un software di simulazione, in modo da renderlo effettivamente utilizzabile per l'analisi del sistema sotto esame. Si dovranno perciò introdurre il linguaggio *Modelica* e l'ambiente di simulazione *Dymola* utilizzati per la realizzazione del modello.

Una volta conclusa la parte riguardante il modello del sistema da controllare, si passerà all'implementazione del controllo vero e proprio. La strategia di controllo scelta è rappresentata da un algoritmo a stati, basato su soglie di decelerazione delle ruote e sviluppato sulla base di considerazioni derivanti dall'analisi delle equazioni di un modello semplificato orientato al controllo. Tale algoritmo si inserisce all'interno della categoria dei controlli ABS cosiddetti "Threshold": lo scopo del controllore è quello di comandare la coppia frenante applicata alle ruote in modo da instaurare un ciclo limite che mantenga il sistema in un punto di lavoro vicino a quello con il più alto valore di aderenza consentito dalle condizioni stradali, utilizzando soltanto le informazioni provenienti dai sensori di velocità delle ruote. Pur essendo simile sotto molti aspetti, il problema del controllo ABS di un mezzo aeronautico differisce da quello del controllo ABS di un normale veicolo per alcuni importanti fattori: la massa del mezzo è molto grande rispetto alla grandezza delle ruote, le ruote frenanti sono soltanto quelle del carrello principale, la forza di portanza abbassa di molto il valore del carico verticale sulle ruote, i carrelli di atterraggio devono essere leggeri e di conseguenza possono flettersi con una certa facilità, il coefficiente di attrito dei freni in carbonio dipende fortemente dalla temperatura di lavoro.

Il controllo dovrebbe garantire buone prestazioni ed evitare il bloccaggio

delle ruote anche in presenza di fenomeni non considerati nel modello utilizzato per la sua implementazione, e qualsiasi siano le condizioni del manto stradale.

Infine, la strategia di controllo implementata verrà testata attraverso una serie di simulazioni che permetteranno di valutarne il comportamento in diversi casi di interesse. Si applicherà, perciò, il controllore in simulazioni che prevedono: diverse condizioni della strada (anche nel caso di un brusco passaggio da una condizione ad un'altra), un andamento del coefficiente di attrito delle pastiglie frenanti fortemente dipendente dalla temperatura, diversi valori di banda passante e ritardo degli attuatori, diverse qualità delle misure fornite dal sensore, un certo grado di cedevolezza dei carrelli di atterraggio. Questo permetterà di constatare le prestazioni finali del sistema di controllo implementato e valutare così il raggiungimento dei risultati desiderati.

1.2 Organizzazione della Tesi

Questo scritto si articola in diversi capitoli il cui contenuto viene brevemente riassunto in questa sezione:

- **Capitolo 2 (Stato dell'Arte del Controllo ABS):** comprende una breve introduzione storica sul controllo ABS ed una revisione dei diversi metodi descritti in letteratura.
- **Capitolo 3 (Modello del Sistema):** contiene la descrizione del modello “concettuale” del velivolo a diversi livelli di astrazione. In questo capitolo vengono introdotti tutti i componenti del velivolo considerati in questo lavoro (fusoliera, sospensioni, pneumatici, ecc...) e la loro modellizzazione.
- **Capitolo 4 (Implementazione del Modello):** dopo una breve introduzione al mondo della modellizzazione acausale orientata agli oggetti e all'ambiente di sviluppo *Dymola* viene illustrata l'effettiva implementazione del modello.

-
- **Capitolo 5 (Controllo ABS Auto-regolante a 6 Stati):** dopo una breve analisi del modello del sistema, viene descritto l'algoritmo di controllo utilizzato in questo progetto illustrandone il principio di funzionamento ed il metodo utilizzato per la taratura dei parametri.
 - **Capitolo 6 (Simulazioni e Analisi):** vengono presentate alcune tra le prove maggiormente significative, realizzate allo scopo di valutare il comportamento del controllore presentato nel capitolo precedente in differenti condizioni operative.
 - **Capitolo 7 (Conclusioni):** vengono riportate le conclusioni finali tratte dai risultati ottenuti e proposti alcuni degli sviluppi futuri che potrebbero essere realizzati in un eventuale proseguimento del progetto in questione.

Capitolo 2

Stato dell'Arte del Controllo ABS

Da quando esistono i veicoli a motore lo slittamento delle ruote ha sempre rappresentato un importante problema. Per questo motivo, nel 1930, venne sviluppato, per l'industria aerospaziale, il primo sistema di antibloccaggio dei freni ABS (anti-lock braking system) [1]. Nel 1947, la prima serie di freni ABS fu installata su un Boeing B-47 ed, alla fine del 1950, i freni dotati di ABS erano comunemente installati anche su gli aeroplani di linea. Il primo uso nell'industria automobilistica si ebbe nel 1954 su un numero molto limitato di auto di fascia alta. Tale numero crebbe molto nel corso degli anni 60 e, grazie al progresso tecnologico nel campo dell'elettronica e dei microcomputers, oggi i sistemi di controllo ABS sono presenti su tutte le auto e su alcuni motocicli [2]. Il principale obiettivo del sistema antibloccaggio ABS è quello di evitare un eccessivo slittamento delle ruote in quanto questo ha come conseguenze: un aumento della distanza di arresto, una grave perdita di controllabilità del veicolo e una maggiore usura dei pneumatici [3]. Nel corso degli anni sono stati sviluppati ed utilizzati diversi metodi per l'implementazione dei controlli ABS. I principali verranno illustrati nel seguito.

2.1 Controlli Threshold

Tali logiche di controllo si basano su una dinamica discreta dell'attuatore. Le azioni di controllo possibili sono solo tre: aumento della pressione sul freno, mantenimento e diminuzione di tale pressione. Lo scopo del controllo è dunque quello di far convergere il sistema non già ad un equilibrio, ma ad un ciclo limite asintoticamente stabile che mantenga lo slittamento entro delle soglie prestabilite. Solitamente questi tipi di controllo si basano sulle informazioni riguardanti la decelerazione della ruota [4, 5] e non sulle informazioni riguardanti lo slittamento, in quanto quest'ultimo non è misurabile e non è facile ottenerne una stima accurata. Questi controlli presentano, quindi, il vantaggio di poter mantenere lo slip intorno ad un valore ottimale senza dover utilizzare esplicitamente una sua stima, e risultano essere abbastanza robusti in relazione ai cambiamenti del coefficiente di attrito; purtroppo però risulta spesso difficile la scelta delle soglie di decelerazione e per la loro natura discreta non sono in grado di offrire una modulazione continua della coppia frenante, con una conseguente perdita di prestazioni [4].

2.2 Controlli PID

I controllori PID risultano essere molto semplici da implementare e per questo sono utilizzati in svariate applicazioni. Tuttavia essi non sono in grado di assicurare sufficiente robustezza in alcune implementazioni reali (come nel caso dei controlli ABS). Per risolvere questo problema, Jiang [6] ha applicato un algoritmo di controllo PID nonlineare (NPID) al problema dell'ABS. Questo algoritmo combina i vantaggi di un controllo robusto e di una facile progettazione tramite l'utilizzo di un'opportuna funzione nonlineare. L'ingresso del controllore non è una combinazione dell'errore, della sua derivata e del suo integrale, ma una combinazione di una funzione esponenziale dell'errore, della derivata di tale funzione e del suo integrale. La funzione è costruita in modo tale che il tasso di crescita del valore sull'asse delle ordinate sia sempre più contenuto all'aumentare del valore sull'asse delle ascisse.

Un altro tipo di controllo PID, applicato nel campo dei velivoli, è stato proposto da Ming et al. [7]. La principale differenza di questa implementazione rispetto ad un classico controllore PID è che il modulo dell'azione integrale è variabile (esso può aumentare o diminuire a seconda del valore di slittamento corrente). Tale sistema prende il nome di pressure-bias-modulated module (PBM).

Anche Song et al. [8] hanno utilizzato una tecnica simile nella progettazione del loro Immune PID controller, così chiamato perchè utilizza una logica di controllo che si ispira al funzionamento del sistema immunitario del corpo umano. Il controllo PID che si ottiene è nonlineare ed è in grado di adattare i propri parametri in base all'uscita del regolatore.

2.3 Controlli Ottimi Basati sull'Approccio di Lyapunov

Il controllo ottimo dei sistemi nonlineari come l'ABS è uno dei temi più difficili affrontati nella teoria del controllo. Tanelli et al. [9] hanno proposto una legge di controllo nonlineare con retroazione sull'uscita per i sistemi di controllo della frenata. Le proprietà del sistema ad anello chiuso sono tali che l'algoritmo di controllo consente di rilevare, senza la necessità di una stima dell'attrito, se il sistema sta lavorando nella regione instabile, permettendo di migliorare le prestazioni di frenata e la sicurezza. La progettazione avviene tramite metodi basati sulla teoria di Lyapunov e la sua efficacia è valutata tramite un simulatore. Altri ricercatori hanno proposto controlli adattativi che si basano sul metodo di Lyapunov e che sono in grado di adattare i parametri del controllo a fronte di cambiamenti delle condizioni stradali [10, 11]. Uno schema di controllo con gain scheduling per l'inseguimento dello slip ottimale è stato proposto da Liu e Sun [12]. Il loro studio si basa sul fatto che il valore di slip ottimale per il quale si ha la forza frenante massima, non è costante ma varia con la velocità di avanzamento del veicolo. Johansen et al. [13] hanno utilizzato la formula di Sontag per il loro controllo adattativo basato sull'approccio di Lyapunov.

2.4 Controlli Nonlineari Basati sulla Tecnica del Backstepping

L'idea alla base del backstepping è quella di controllare un intero sistema andando a controllare ricorsivamente i vari sottosistemi che lo compongono. Si parte da un sottosistema stabilizzabile tramite una legge di controllo conosciuta e si aggiunge un integratore al suo ingresso. Successivamente si progetta una legge di controllo che stabilizzi il nuovo sistema allargato e si procede ricorsivamente in questo modo [14]. Ting e Lin [15] hanno sviluppato un controllo ABS integrato con sospensioni attive utilizzando la tecnica appena descritta. Nell'articolo si spiega come siano stati progettati controlli individuali per ogni sottosistema (freni e sospensioni) e come sia poi stato costruito un algoritmo in grado di coordinare i due sistemi per ottenere migliori prestazioni. Wang et al. [16] hanno, invece, presentato il progetto di un Multiple Model Adaptive Control (MMAC) di un ABS utilizzando l'approccio del backstepping. Nella trattazione vengono presentati dei modelli fissi per alta aderenza, media aderenza, bassa aderenza ed un modello adattativo. Ad ogni modello corrisponde poi un adeguato controllore. L'algoritmo MMAC seleziona il modello per il sistema in accordo con l'indice di performance selezionato (il modello scelto è quello che minimizza l'indice). Infine, il controllore che si applica al sistema è quello corrispondente al modello appena selezionato.

2.5 Controlli Robusti Basati sul Metodo Sliding-Mode

Questi controlli, detti a struttura variabile o controlli sliding-mode (SMC), utilizzano una struttura di controllo discontinua che li rende particolarmente efficaci per il controllo ABS, a causa delle grandi non linearità che caratterizzano i sistemi su cui esso è applicato. Diversi risultati riguardanti l'applicazione dell'approccio sliding-mode al problema dell'ABS sono stati pubblicati nel corso degli anni [17, 18]. In questi lavori è stato utilizzato il metodo di separazione: il problema del controllo è stato suddiviso nel

problema della stima dello slip ottimale e nel problema dell'inseguimento di tale valore ottimo. Kayacan [19] ha, invece, proposto un controllo sliding-mode con un grey predictor in grado di anticipare i futuri valori dello slip. I risultati ottenuti nelle simulazioni indicano che il maggior vantaggio presentato da questo controllo è rappresentato dalla robustezza alle incertezze del sistema, quali disturbi e misurazioni rumorose. Inoltre, tale controllo assicura un tempo di assestamento più breve e minori sovraelongazioni su slip e coppia frenante rispetto ad un normale SMC.

2.6 Controlli Basati su Logiche Fuzzy

I controlli cosiddetti fuzzy (FC) hanno il vantaggio di essere di facile comprensione e relativamente facile implementazione in quanto emulano una strategia di controllo “umana” [20]. Essi permettono di affrontare il problema del controllo ABS possedendo una scarsa conoscenza dei parametri in gioco, come si può vedere in alcuni lavori svolti nel campo della ricerca [21–23]. Tuttavia, è possibile che in tali controlli il gran numero di regole che caratterizzano la logica fuzzy rendano l'analisi del problema piuttosto difficoltosa.

Alcuni ricercatori hanno proposto dei metodi di progettazione basati su uno schema di controllo sliding-mode (SMC) per la progettazione di un controllo fuzzy robusto per l'ABS [24]. Questi metodi sono conosciuti come fuzzy sliding-mode controls (FSMC) ed il loro principale vantaggio è quello di avere una sola variabile di ingresso nel controllore fuzzy e di conseguenza, essi richiedono un minor numero di regole.

Un altro importante problema dei controlli FC (ed FSMC) è rappresentato dal fatto che le regole fuzzy devono essere preventivamente messe a punto in fase di progetto. Per affrontare questo problema, sono state studiate tecniche di controllo fuzzy adattativo (AFC) basate sul metodo di sintesi di Lyapunov. Lennon e Passino [25] hanno applicato queste tecniche al problema dell'ABS. Chen e Shih [26] hanno invece sviluppato un controllore adattativo PID-type fuzzy, così chiamato perchè il suo comportamento ingresso/uscita ricorda quello di un controllore PID (PD in questo caso specifico) a parametri tempo-varianti.

Infine merita una menzione il controllo self-learning fuzzy sliding-mode (SL-FSMC) per ABS presentato da Lin e Hsu [27] che unisce i vantaggi di un controllo AFC e di un controllo FSMC.

Capitolo 3

Modello del Sistema

Per poter implementare un modello di un sistema multicorpo complesso come può essere quello di un velivolo, è opportuno considerare distintamente i sottosistemi più importanti che lo compongono per collegarli fra loro successivamente.

In questo capitolo saranno analizzati uno alla volta i modelli che descrivono i principali sottosistemi che costituiscono l'intero velivolo:

- **Struttura del Velivolo:** comprende il "corpo" (fusoliera, ali, ecc...), le sospensioni e una modellizzazione delle forze aerodinamiche.
- **Ruote e Pneumatici:** comprende le equazioni di moto delle ruote e una modellizzazione dell'attrito pneumatico-strada.
- **Freni:** comprende un modello per il calcolo della coppia frenante, un modello termico del pacco dischi e la caratterizzazione dei sensori di velocità angolare.

Il modello utilizzato è orientato allo studio della sola fase di frenata del velivolo e non alla descrizione generica del suo comportamento. Pertanto è importante sottolineare che nel contesto di questa trattazione alcuni aspetti sono stati considerati secondari o estranei a questo lavoro. In particolare il modello in questione ha subito le seguenti assunzioni semplificative:

- Tutti i componenti, tranne pneumatici ed ammortizzatori, sono considerati corpi rigidi.

- Non vengono considerati spostamenti laterali né moti di rollio o imbardata.
- I pneumatici sono sempre a contatto con la superficie stradale.
- Non viene considerata la dinamica di rilassamento dei pneumatici.
- Viene trascurato il fenomeno della resistenza al rotolamento.
- Le forze aerodinamiche considerate sono solo quelle di resistenza e di portanza e vengono applicate nel baricentro del velivolo.
- Lo spostamento assiale dei dischi che compongono i freni è privo di attrito.
- Il manto stradale non presenta alcuna variazione di quota (se non dove diversamente specificato di volta in volta).
- Le caratteristiche del carbonio di cui sono fatti i dischi dei freni, quali la conducibilità termica ed il calore specifico, sono considerate costanti rispetto alla temperatura.
- Non è stato implementato un modello dettagliato degli attuatori dell'impianto frenante.

3.1 Struttura del Velivolo

I velivoli, nelle varietà di tipi e categorie costruite, presentano comunque un'architettura standard, resa necessaria da ragioni di stabilità e manovrabilità, e caratterizzata dai seguenti elementi fondamentali: fusoliera, ali, organi di stabilizzazione e controllo (impennaggi, alettoni, flaps, ecc.) e carrello di atterraggio [28]. Tuttavia, essendo questa trattazione incentrata sulla fase di frenata con velivolo già atterrato, l'unico componente di qualche interesse è il carrello di atterraggio. Per quanto riguarda tutte le altre parti della struttura basti sapere che esse producono sul velivolo delle forze aerodinamiche di resistenza e di portanza.

Il carrello di atterraggio deve essere in grado di assorbire l'energia cinetica

posseduta dal velivolo al momento del contatto con il suolo. Questo avviene praticamente in due fasi: in una prima fase viene assorbita e dissipata l'energia cinetica corrispondente alla componente verticale della velocità di atterraggio e la traiettoria del velivolo viene modificata rendendola parallela alla pista di atterraggio. Per adempiere a questo scopo il carrello necessita di organi in grado di compiere del lavoro dissipativo e di assorbire quantità notevoli di energia con corse sufficientemente limitate; saranno comunque necessarie, in genere, forze e quindi rigidità molto elevate sotto carico dinamico. Successivamente viene assorbita la restante parte dell'energia cinetica fino all'arresto del velivolo.

Per sostenere il velivolo a terra il carrello necessita di almeno tre punti di appoggio. Nella seguente trattazione verrà considerata una configurazione come quella di figura 3.1 con le ruote principali (quelle su cui sono montati i freni) poste dietro ad un ruotino anteriore.

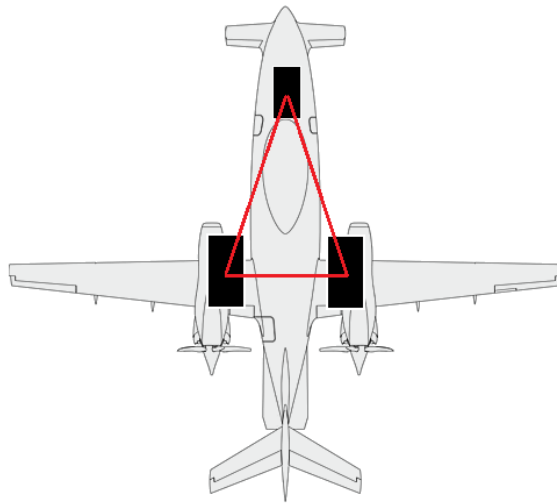


Figura 3.1: Configurazione a triciclo con ruotino anteriore

3.1.1 Trasferimento di Carico

Il principale obiettivo di questa parte del modello è quello di descrivere la dinamica di beccheggio della parte sospesa del velivolo (e le oscillazioni che la caratterizzano). A causa di questa dinamica si ha, durante la frenata, uno spostamento di carico dalle ruote posteriori verso la ruota anteriore. Come

verrà spiegato nelle prossime sezioni, questo spostamento di carico porta a delle variazioni non trascurabili delle forze di contatto pneumatico-strada che influenzano la capacità di frenare del velivolo stesso.

In base alle assunzioni fatte precedentemente è possibile modellizzare soltanto una metà del velivolo (vi è una totale simmetria).

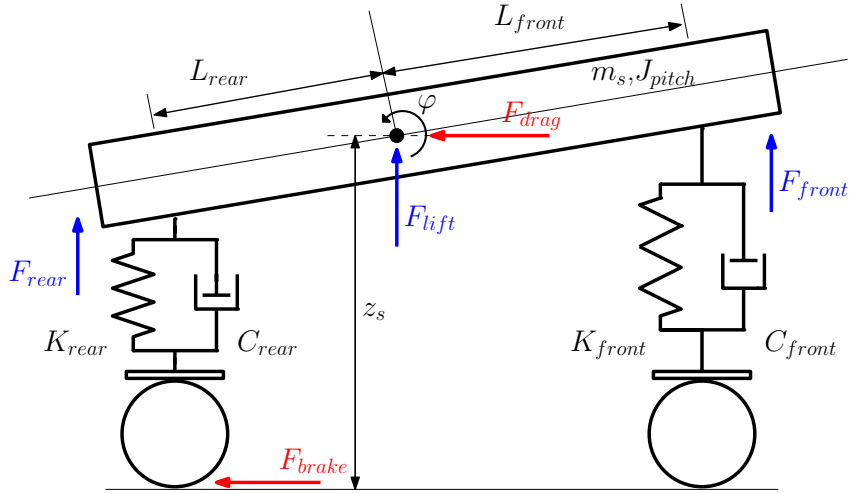


Figura 3.2: Schema del modello di mezzo velivolo

Il corpo del velivolo può essere visto come un corpo rigido collegato alle ruote tramite due sistemi molla-smorzatore che rappresentano la sospensione anteriore e posteriore (figura 3.2). Si possono quindi scrivere le equazioni di moto:

$$m_s \ddot{z}_s = F_{front} + F_{rear} - m_s g - F_{lift} \quad (3.1)$$

$$J_{pitch} \ddot{\varphi} = L_{front} \cos(\varphi) F_{front} - L_{rear} \cos(\varphi) F_{rear} + F_x z_s \quad (3.2)$$

$$m_{tot} \dot{v}_x = F_x - F_{drag} \quad (3.3)$$

dove:

- m_s è la massa sospesa del velivolo,
- z_s è l'altezza del baricentro,
- F_{lift} e F_{drag} sono le forze aerodinamiche,

- J_{pitch} è il momento di inerzia di beccheggio del velivolo,
- φ è l'angolo di beccheggio (positivo in senso antiorario),
- L_{front} e L_{rear} sono le distanze fra il baricentro e le sospensioni anteriore e posteriore,
- F_x è la forza frenante,
- m_{tot} è la massa totale (comprende anche quella delle ruote)
- \dot{v}_x è l'accelerazione longitudinale del velivolo
- F_{front} e F_{rear} sono le forze generate dai gruppi molla-smorzatore delle sospensioni.

Queste ultime vengono calcolate in funzione dello schiacciamento verticale Δz delle sospensioni e della sua derivata $\dot{\Delta z}$ con equazioni del tipo:

$$F_{front} = K_{front}\Delta z_{front} + C_{front}\dot{\Delta z}_{front} \quad (3.4)$$

$$F_{rear} = K_{rear}\Delta z_{rear} + C_{rear}\dot{\Delta z}_{rear} \quad (3.5)$$

in cui K_{front} , K_{rear} , C_{front} , C_{rear} sono le rigidzze delle molle e i coefficienti di smorzamento delle sospensioni.

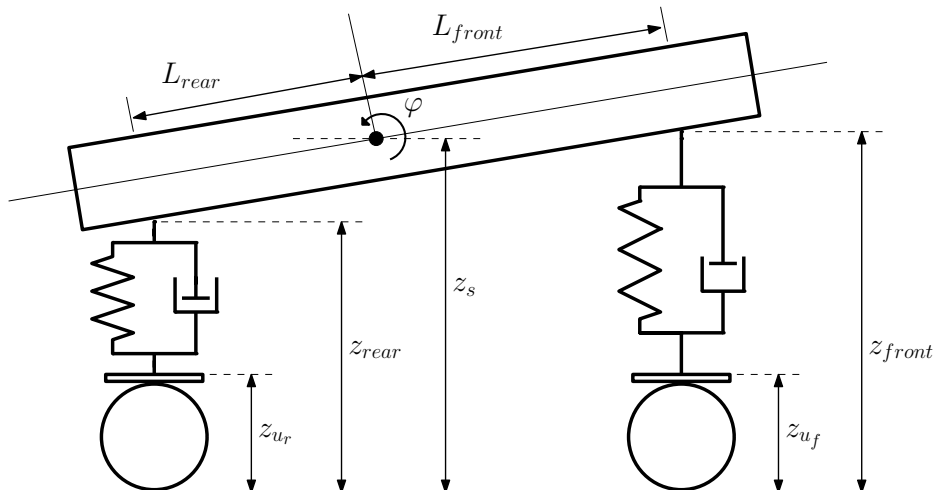


Figura 3.3: Schiacciamenti verticali delle sospensioni

Con riferimento alla figura 3.3 si possono esprimere gli schiacciamenti verticali come:

$$\Delta z_{front} = L_{0_{front}} - (z_{front} - z_{u_f}) \quad (3.6)$$

$$\Delta z_{rear} = L_{0_{rear}} - (z_{rear} - z_{u_r}) \quad (3.7)$$

dove con $L_{0_{front}}$ e $L_{0_{rear}}$ si sono indicate le lunghezze delle molle a riposo, con z_{u_f} e z_{u_r} le distanze dei mozzì delle ruote dal punto di contatto, con z_{front} e z_{rear} l'altezza dei punti di attacco delle sospensioni rispetto alla strada. Le due altezze z_{front} e z_{rear} sono legate all'altezza del baricentro z_s dalle relazioni:

$$z_{front} = z_s + \sin(\varphi)L_{front} \quad (3.8)$$

$$z_{rear} = z_s - \sin(\varphi)L_{rear} \quad (3.9)$$

3.1.2 Forze Aerodinamiche

Le forze aerodinamiche agenti sul velivolo sono la forza di portanza F_{lift} e la forza di resistenza F_{drag} . Per semplicità, il baricentro del velivolo viene considerato il loro unico punto di applicazione.

La forza di portanza agisce in direzione perpendicolare alla velocità di avanzamento ed ha un valore vicino ad 1/3 della forza peso del velivolo al momento dell'atterraggio (velocità di circa 180 km/h). Essa è definita dalla formula:

$$F_{lift} = \frac{1}{2}\rho_{air}SC_Lv_x^2 \quad (3.10)$$

dove ρ_{air} è la densità dell'aria, v_x la velocità del velivolo, S è la superficie di riferimento e C_L è un coefficiente adimensionale detto *coefficiente di portanza*.

La forza di resistenza agisce in direzione parallela e con verso opposto al moto ed il suo valore è tipicamente 1/10 di quello della forza di portanza. Essa è definita dalla formula:

$$F_{drag} = \frac{1}{2}\rho_{air}SC_Dv_x^2 \quad (3.11)$$

dove ρ_{air} è la densità dell'aria, v_x la velocità del velivolo, S è la superficie di riferimento e C_D è un coefficiente adimensionale detto *coefficiente di resistenza*.

3.1.3 Cedevolezza dei Carrelli

In contrasto con quanto avviene nei veicoli terrestri, in cui le sospensioni sono praticamente rigide, i carrelli di atterraggio devono essere molto leggeri ed hanno di conseguenza una struttura che può flettersi con più facilità [29]. Questo fa sì che durante le fasi a terra si possano innescare diverse vibrazioni nel carrello di atterraggio [30]. Alcune di queste vibrazioni riguardano in particolar modo la fase di frenata dal momento che possono essere indotte dalla forza di attrito agente fra pneumatico e strada.

In seguito alle semplificazioni sul modello precedentemente descritte, risulta di particolare interesse per questa trattazione il cosiddetto fenomeno del “*Gear Walk*”. Esso è definito come il movimento ciclico avanti e indietro dei sostegni del carrello rispetto ad una linea verticale passante per il centro del sostegno stesso.

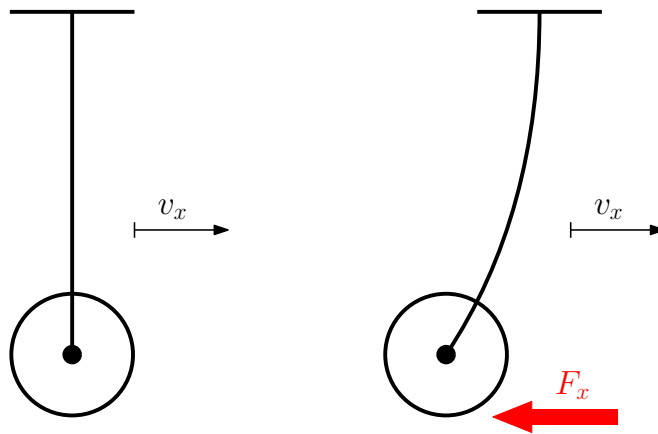


Figura 3.4: Rappresentazione schematica del fenomeno del “*Gear Walk*”

Tale movimento è causato dalla forza di attrito che si genera in fase di frenata fra pneumatico e strada (figura 3.4) e potrebbe essere eccitato dal sistema frenante del velivolo. Nella maggior parte dei casi tale fenomeno non ha gravi ripercussioni sulle prestazioni del sistema frenante, ma il suo

verificarsi porta ad un aumento dell'usura degli organi di atterraggio e può talvolta danneggiare tali organi con il rischio di gravi incidenti [29]. Per tenere conto della flessibilità del carrello di atterraggio senza complicare eccessivamente la trattazione, si è scelto di modellizzare le sospensioni inserendo un giunto che permettesse la rotazione di queste attorno al punto di attacco con la fusoliera. Aggiungendo al giunto rotazionale una molla torsionale è possibile simulare la flessibilità della sospensione impostando diversi valori della costante di rigidezza della molla stessa (figura 3.5).

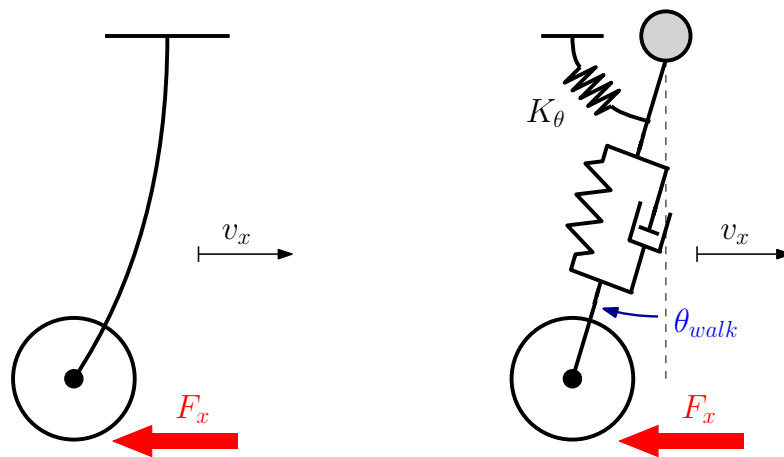


Figura 3.5: Modellizzazione della flessibilità delle sospensioni

3.2 Ruote e Pneumatici

I pneumatici sono la parte del velivolo che si interfaccia direttamente al manto stradale ed hanno quindi un ruolo molto importante durante le fasi a terra (atterraggio, decollo, rullaggio, ecc.). I pneumatici impiegati nel campo dell'aeronautica devono essere in grado di sopportare carichi dinamici molto elevati; il loro effetto è molto importante durante la fase di atterraggio dove la deformazione del pneumatico interviene in serie a quella dell'ammortizzatore e durante il rullaggio, dove spesso l'ammortizzatore ha un comportamento talmente rigido da affidare al solo pneumatico la funzione di assorbimento delle asperità del terreno [31].

I pneumatici aeronautici hanno una costruzione simile a quella dei pneumatici automobilistici radiali *tubeless*; ne differiscono principalmente per i

livelli di pressione adottata, una maggiore rigidezza del tallone di tenuta, una più semplice scolpitura del battistrada ed un suo maggiore spessore.

3.2.1 Equazioni di Moto

Ogni ruota è schematizzata secondo un modello a parametri concentrati, dove la massa non sospesa è assunta concentrata nel mozzo ed è collegata al terreno attraverso un sistema molla-smorzatore, i cui parametri definiscono il comportamento verticale del pneumatico. Facendo riferimento allo schema di figura 3.6 è possibile scrivere l'equazione che descrive la dinamica verticale del pneumatico tramite un equilibrio di forze:

$$m_u \ddot{z}_u = -F_s + F_z - m_u g \quad (3.12)$$

dove con m_u si è indicata la massa non sospesa (che comprende quella di ruote, dischi e attuatori dei freni), con z_u la posizione verticale del centro ruota, con F_s la forza trasmessa dalle sospensioni al mozzo della ruota e con F_z la forza scambiata con il manto stradale dal sistema molla-smorzatore che modella il pneumatico:

$$F_z = K_z \rho + C_z \dot{\rho} \quad (3.13)$$

In questa equazione si sono introdotti la rigidezza K_z , il coefficiente di smorzamento C_z e la deformazione verticale del pneumatico ρ (insieme alla sua derivata $\dot{\rho}$).

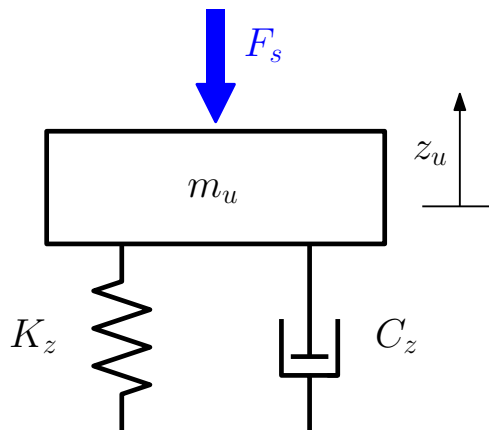


Figura 3.6: Schema del modello verticale della ruota

La deformazione verticale è definita come la differenza (si veda l'equazione (3.14)) fra il raggio del pneumatico a riposo R_0 ed il raggio del pneumatico caricato R_{load} (figura 3.7); quest'ultimo è definito come la distanza verticale fra il centro ruota e la superficie stradale

$$\rho = R_0 - R_{load} \quad (3.14)$$

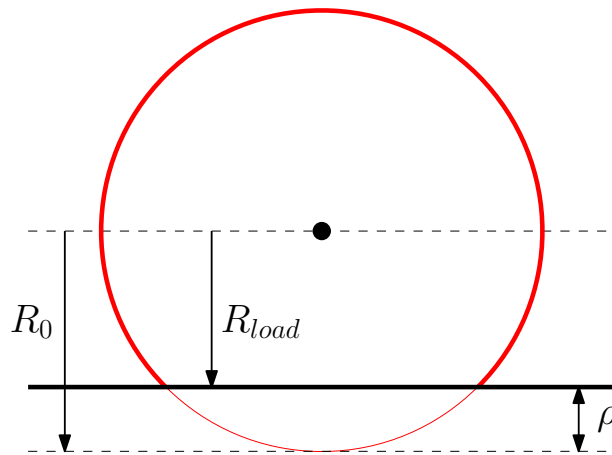


Figura 3.7: Deformazione verticale del pneumatico

Con riferimento alla figura 3.8 (dove compare anche la velocità di avanzamento del velivolo v_x) è possibile ricavare le equazioni di moto relative al grado di libertà rotazionale mediante un equilibrio dei momenti rispetto al centro ruota.

Si sono indicati con J_w il momento di inerzia del corpo ruota, con T_b la coppia frenante e con F_x la forza di contatto longitudinale (di cui si tratterà nella sottosezione successiva)

$$J_w \dot{\omega} = -R_{load} F_x + T_b \quad (3.15)$$

E' importante notare che la forza F_x , in frenata, ha segno negativo e che quindi il termine $-R_{load} F_x$ tende ad accelerare la ruota, mentre il termine T_b tende a farla decelerare dal momento che la coppia frenante è negativa.

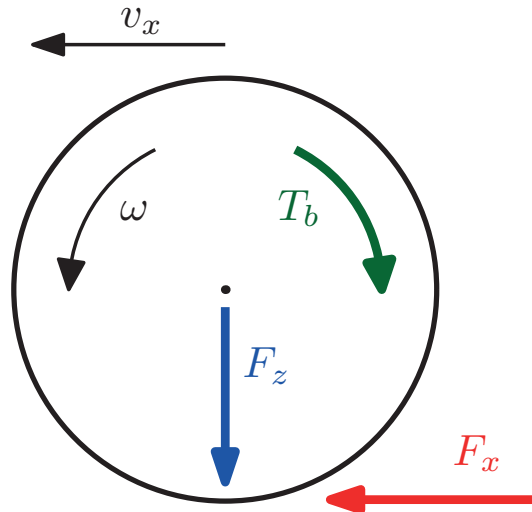


Figura 3.8: Equilibrio alla rotazione della ruota

3.2.2 Forze di Contatto

Il contatto tra pneumatico e strada costituisce senza dubbio la parte di più difficile modellazione nello studio della dinamica dei veicoli stradali.

In figura 3.9 sono mostrate le forze e i momenti agenti al contatto pneumatico-strada. Il valore di queste forze viene calcolato attraverso modelli empirici basati su dati sperimentali

Il modello di pneumatico utilizzato in questo lavoro, conosciuto con il nome di “Magic Formula”, è stato sviluppato a partire dalla metà degli anni ‘80 dal prof. Hans B. Pacejka. Tale modello è esplicitamente concepito per rappresentare il pneumatico all’interno di un modello numerico di veicolo, in quanto si basa su un set di formule matematiche piuttosto semplici, ma capaci di interpolare al meglio le curve sperimentali che esprimono le forze di contatto in funzione degli scorrimenti.

Dal momento che questa trattazione si limita a considerare il moto longitudinale del veicolo, trascurando qualsiasi spostamento laterale e rotazione intorno al suo asse verticale, sarà necessario considerare la sola forza longitudinale F_x (oltre che la forza verticale F_z , già espressa nell’equazione (3.13)).

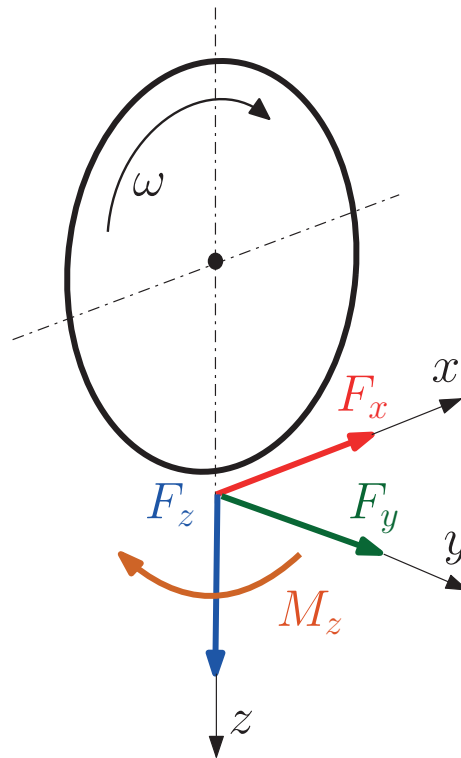


Figura 3.9: Forze e momenti scambiati al contatto pneumatico-strada

La grandezza fondamentale nella descrizione della forza F_x è lo slittamento longitudinale λ , definito come:

$$\lambda = \frac{R_e \omega - v_x}{v_x} \quad (3.16)$$

In cui ω è la velocità angolare della ruota, R_e il raggio di rotolamento effettivo e v_x la velocità di avanzamento del velivolo (e quindi del centro ruota). In fase di frenata risulta $\lambda \leq 0$.

Utilizzando una semplificazione della “Magic Formula” la forza F_x può essere descritta come $F_x(\lambda) = F_z \mu(\lambda)$ dove il coefficiente di attrito $\mu(\lambda)$ è dato da:

$$\mu(\lambda) = D \sin(\text{Catan}(B\lambda - E(B\lambda - \text{atan}(B\lambda)))) \quad (3.17)$$

I parametri D, B, C ed E sono tarati empiricamente e possono essere impostati per rappresentare diverse condizioni del manto stradale. Nella tabella 3.1 sono riportati alcuni valori tipici di questi parametri.

Coefficiente	Nome	Valori tipici per la forza longitudinale			
		Asfalto asciutto	Asfalto bagnato	Neve	Ghiaccio
B	Stiffness	10	12	5	4
C	Shape	1,9	2,3	2	2
D	Peak	1	0,82	0,3	0,1
E	Curvature	0,97	1	1	1

Tabella 3.1: Valori tipici dei coefficienti adimensionali della “Magic Formula”

La figura 3.10 mostra qualitativamente il tipico andamento della curva $F_x(\lambda)$ - λ . Come si può vedere, sia in fase di frenata che di accelerazione, il modulo della forza F_x aumenta all’aumentare del modulo di λ fino ad un determinato valore ottimale λ_{opt} , per il quale raggiunge il suo massimo. Dopo tale valore il modulo di F_x decresce al crescere del modulo di λ . Inoltre si può notare che se λ rimane uguale a zero non si ha alcuna forza frenante o di trazione.

I valori di picco della curva, così come lo slittamento ottimale λ_{opt} e la forma della curva stessa variano a seconda delle condizioni della strada e del carico verticale (ricordando che $F_x(\lambda) = F_z\mu(\lambda)$).

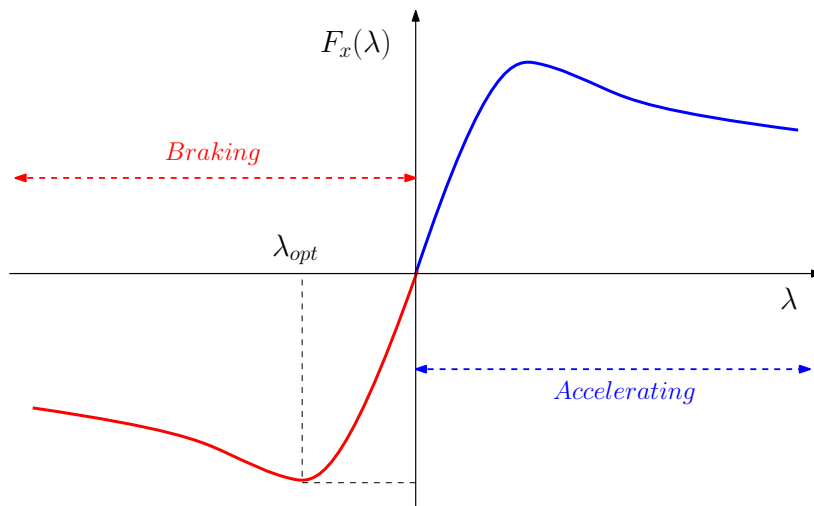


Figura 3.10: Forza longitudinale in funzione dello slittamento

3.2.3 Raggio di Rotolamento Effettivo

Per pneumatici non rigidi, il raggio di rotolamento effettivo non coincide con il raggio del pneumatico caricato R_{load} . Questo avviene perché quando il pneumatico è in rotolamento, la distanza fra i punti sulla circonferenza esterna del pneumatico varia da un valore vicino a quello del raggio a riposo R_0 (prima di entrare nella zona di contatto) ad un valore uguale a quello del raggio caricato R_{load} (nel punto di proiezione del centro ruota sull'area di contatto). Di conseguenza si ha che $R_{load} < R_e < R_0$ come mostra la figura 3.11.

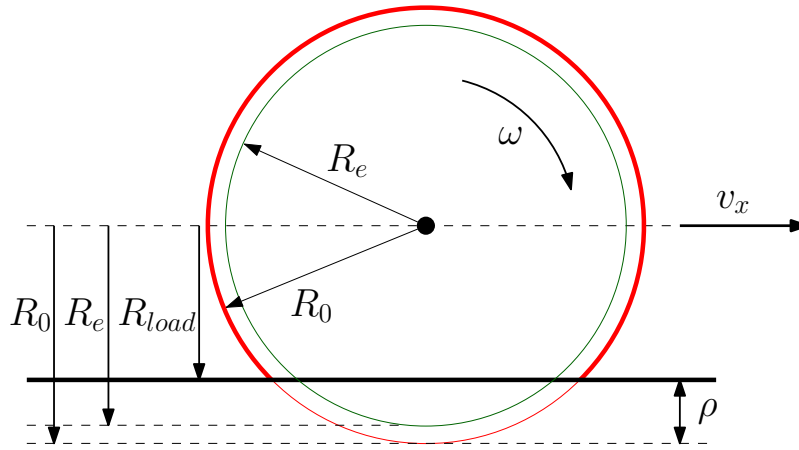


Figura 3.11: Raggio di rotolamento efficace del pneumatico

A differenza del raggio caricato R_{load} , che può essere considerato linearmente variante rispetto al carico verticale F_z , il raggio effettivo R_e ha un comportamento fortemente non lineare che può essere descritto dalla seguente formula empirica:

$$R_e = R_0 - \rho_{F_{z0}} [D_{R_{eff}} \operatorname{atan}(B_{R_{eff}} \rho^d) + F_{R_{eff}} \rho^d] \quad (3.18)$$

dove $\rho_{F_{z0}}$ rappresenta la *deformazione nominale* del pneumatico (con carico nominale F_{z0}):

$$\rho_{F_{z0}} = \frac{F_{z0}}{C_z} \quad (3.19)$$

e ρ^d è la cosiddetta *deformazione radiale adimensionale*, definita da:

$$\rho^d = \frac{\rho}{\rho_{F_{z0}}} \quad (3.20)$$

mentre $D_{R_{eff}}$, $B_{R_{eff}}$ e $F_{R_{eff}}$ sono degli opportuni parametri empirici. Per i pneumatici radiali i valori consigliati sono $D_{R_{eff}} = 0.24$, $B_{R_{eff}} = 8$, e $F_{R_{eff}} = 0.01$ [34].

3.3 Freni

I freni utilizzati sui velivoli devono soddisfare diverse esigenze: rallentare il velivolo dalla velocità di atterraggio, controllare il velivolo durante il rullaggio e tenere fermo il velivolo durante la prova dei motori.

Delle varie esigenze la più gravosa è quella della frenata all'atterraggio (o nel caso di decollo abortito), dove i freni devono creare la forza necessaria all'arresto del velivolo. In queste condizioni l'energia cinetica da disperdere è considerevole: per attrito i freni assorbono l'energia trasformandola in calore e sono quindi soggetti ad un notevole riscaldamento. Nei freni aeronautici è possibile accumulare il calore, anziché disperderlo immediatamente, dato che fra le diverse frenate trascorre sempre un tempo notevole. Normalmente i freni sono montati esclusivamente sul carrello principale.

I freni aeronautici (figura 3.12) sono costituiti da uno o più dischi che vengono fatti ruotare solidalmente alla ruota e che insieme costituiscono il rotore. Alternati ai dischi del rotore si trovano altri dischi, questa volta vincolati al perno. Questi dischi, che costituiscono lo statore, servono di supporto alle pastiglie d'attrito che normalmente sono disposte su tutta la circonferenza.

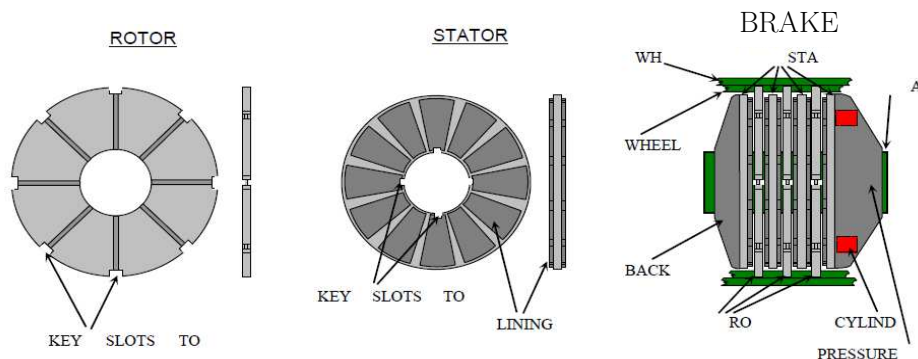


Figura 3.12: Freno a dischi multipli

Sia i dischi di rotore che i dischi di statore sono liberi di muoversi lungo l'asse di rotazione della ruota. Alle due estremità del pacco dischi vi sono una piastra di pressione (*Pressure* in figura 3.12) ed una contropiastra (*Back* in figura 3.12). Quest'ultima è l'unico elemento che non può spostarsi lungo l'asse di rotazione. La coppia frenante viene generata per attrito premendo il pacco dischi per mezzo della piastra di pressione.

Tipicamente i dischi sono in carbonio, che presenta notevoli vantaggi in termini di peso, calore specifico, conducibilità termica, coefficiente di dilatazione termica e resistenza meccanica alle alte temperature; si deve infatti considerare che le temperature di utilizzo arrivano tranquillamente a 500°C in una normale frenata e possono arrivare fino a 1000°C in caso di decollo abortito. Le pastiglie sono invece in materiali sacrificali composti da metalli e ceramica. Il materiale è fragile e per questo motivo è necessario limitarne le dimensioni utilizzando più pastiglie, ognuna delle quali copre un arco limitato [31].

3.3.1 Coppia Frenante

Come già accennato, la coppia frenante viene generata per attrito premendo il pacco dischi per mezzo di una piastra di pressione capace di spostarsi lungo l'asse di rotazione della ruota. Questa piastra viene spinta dagli attuatori tramite una forza F_b che, grazie all'opposizione della contropiastra fissa, genera una pressione p_b sulle pastiglie. Conoscendo la pressione agente sulle pastiglie, la coppia frenante fornita dalla singola pastiglia può essere calcolata come:

$$T_{pad} = \iint_A \mu_b p_b r \, dA = \int_0^{\theta} \int_{r_i}^{r_e} \mu_b p_b r^2 \, dr d\theta = \mu_b p_b \theta \frac{r_e^3 - r_i^3}{3} \quad (3.21)$$

dove μ_b è il coefficiente di attrito disco-pastiglia, θ è l'angolo di apertura della pastiglia, r_i ed r_e sono rispettivamente il raggio interno ed il raggio esterno della pastiglia (figura 3.13).

Una volta noto il numero di pastiglie per ogni disco ed il numero di dischi per ruota si può calcolare la coppia frenante agente sulla ruota stessa.

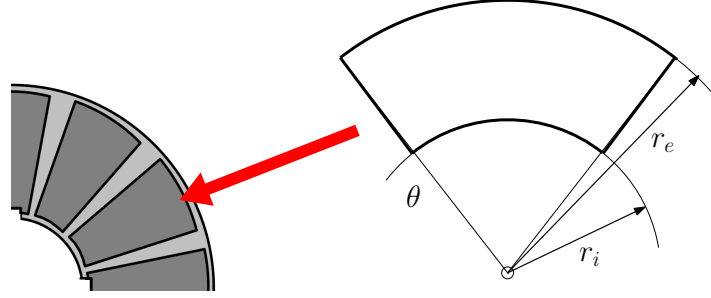


Figura 3.13: Area di una singola pastiglia

Nel modello implementato si è supposto che le pastiglie poste sui dischi di rotore ne coprano tutta l'area e che quindi l'angolo di apertura pastiglia θ nell'equazione (3.21) sia uguale a 2π .

Nel modello si è dovuto tenere conto del fatto che il coefficiente di attrito disco-pastiglia μ_b non è costante ma varia fortemente al variare della temperatura della pastiglia stessa.

3.3.2 Modello Termico

Per quanto riguarda la trasmissione del calore che si genera per attrito, si ipotizza che essa avvenga solo per conduzione e che i dischi non abbiano alcuno scambio con l'ambiente esterno (il calore viene accumulato tutto nel pacco dischi).

Ogni disco (rotorico o statorico) è stato concettualmente suddiviso in diversi strati (detti *node*) di uguale spessore. Ogni strato è caratterizzato da una capacità termica C_{term} definita come:

$$C_{term} = c_{car} \rho_{car} A_{node} s_{node} \quad (3.22)$$

dove con A_{node} si è indicata l'area di scambio, con s_{node} lo spessore del singolo nodo e con c_{car} , ρ_{car} si sono indicati rispettivamente calore specifico e densità del carbonio.

Per ogni strato è quindi possibile scrivere l'equazione:

$$C_{term} dT_{node} = \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out} \quad (3.23)$$

dove dT_{node} è la variazione di temperatura all'interno del nodo, mentre \dot{Q}_{in} e \dot{Q}_{out} sono la potenza termica entrante e la potenza termica uscente.

Per quanto riguarda i due strati più esterni, la potenza termica entrante è rappresentata dalla potenza termica generata dai dischi dei freni:

$$P_{loss} = \omega T_{disk} \quad (3.24)$$

dove T_{disk} è la coppia generata da un singolo gruppo pastiglie che si trova su una delle facce di un disco statorico, mentre ω è la velocità angolare della ruota (quindi anche dei dischi rotorici).

L'interfaccia fra un nodo ed il successivo è caratterizzata da una resistenza termica R_{term} definita come:

$$R_{term} = s_{node}/k_{car}A_{node} \quad (3.25)$$

in cui k_{car} rappresenta la conducibilità termica assiale del carbonio.

Per ogni interfaccia si può quindi scrivere:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_{term}} \quad (3.26)$$

dove \dot{Q} è la potenza termica che attraversa l'interfaccia e ΔT è la differenza di temperatura fra i due estremi dell'interfaccia. La figura 3.14 mostra uno schema riassuntivo del modello termico appena descritto.

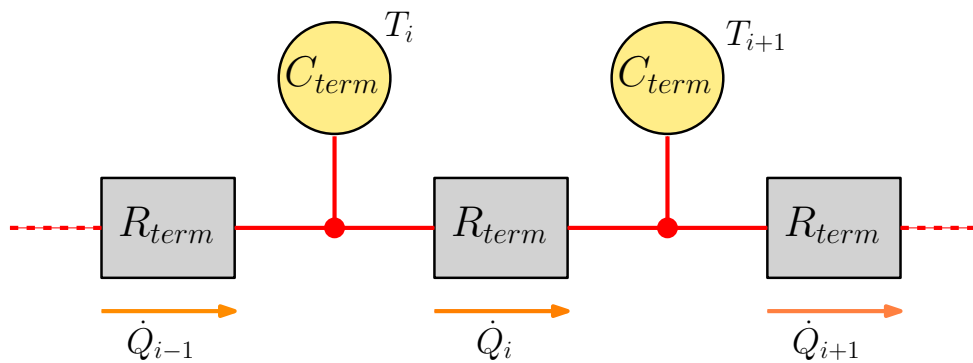


Figura 3.14: Schema del modello termico

3.3.3 Attuatori

Nel contesto di questa trattazione si è scelto di non implementare uno specifico modello per gli attuatori dei freni in quanto non ci si è voluti concentrare

su un particolare tipo di attuazione. Si è comunque ipotizzato che gli attuatori siano di tipo elettromeccanico e che in prima approssimazione essi possano essere assimilati ad un filtro passa-basso del primo ordine a cui si aggiunge un ritardo di tempo (figura 3.15).

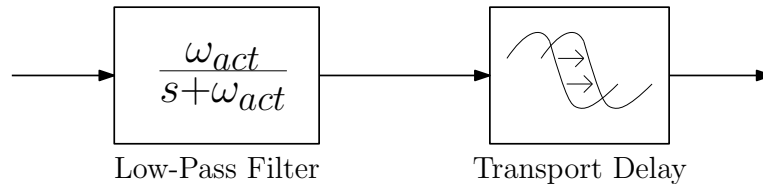


Figura 3.15: Approssimazione della dinamica degli attuatori

3.3.4 Sensori di Velocità

Per poter controllare la frenata di un qualsiasi velivolo tramite un sistema ABS è necessario fornire al controllo la misura (o la stima) di alcune variabili. In particolare, qualsiasi tipo di controllo ABS, ha bisogno di conoscere i dati relativi alla velocità di rotazione delle ruote. Esistono due principali tipologie di sensori per misurare la velocità di rotazione delle ruote: passivi ed attivi.

I sensori passivi tendono ad essere più ingombranti, meno precisi e funzionano correttamente soltanto quando la velocità di rotazione della ruota rimane sopra una soglia minima. Il loro impiego in veicoli moderni diventa perciò sempre più raro [32].

I sensori attivi (così chiamati perché richiedono un'alimentazione esterna per il funzionamento) possono basarsi su diversi principi di funzionamento. Nel seguito verrà brevemente introdotto un sensore attivo basato sull'effetto *Hall* per dare un'idea generale del funzionamento dei sensori attivi.

L'elemento sensibile di questo sensore è una piastra rettangolare di materiale semiconduttore attraversata da una corrente continua. Quando il dispositivo viene posto all'interno di un campo magnetico, la forza magnetica esercitata tende a deviare il flusso di elettroni generando una differenza di tensione in direzione ortogonale alla corrente che attraversa la piastra [33]. La figura 3.16 mostra uno schema illustrativo del fenomeno appena descritto.

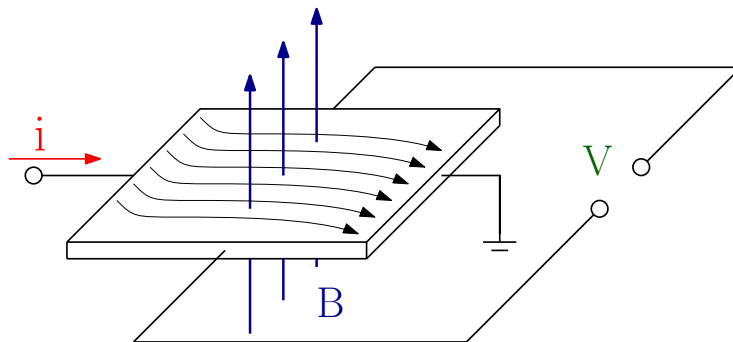


Figura 3.16: Schema illustrativo dell'effetto *Hall*

L'elemento sensibile del sensore (la piastra attraversata da corrente) viene posto fra un magnete permanente ed una ruota dentata di materiale ferromagnetico come mostrato in figura 3.17. La rotazione della ruota dentata produce una variazione del campo magnetico che attraversa la piastra a causa dell'alternarsi di *denti* e *valli*. In questo modo è possibile misurare la velocità di rotazione della ruota dentata (solidale alla rotazione della ruota del veicolo).

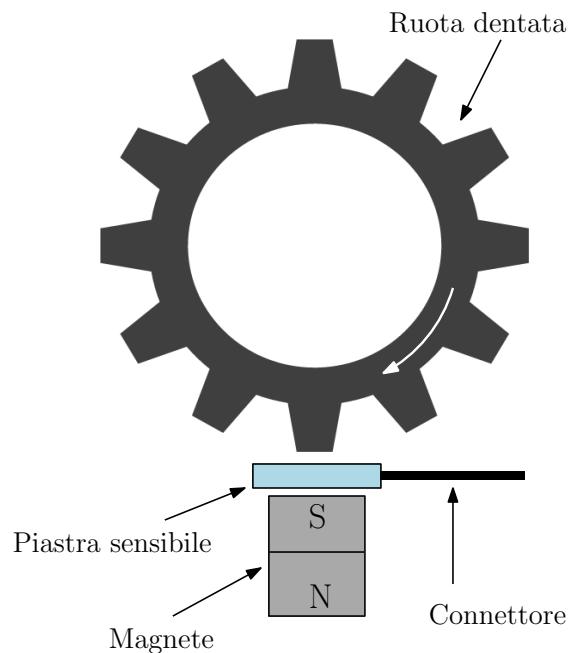


Figura 3.17: Schema di un sensore di velocità ad effetto *Hall*

L'uscita di sensori di questo tipo è costituita, in genere, da due onde quadre sfasate di una quantità $\Delta\Phi$ (figura 3.18) ottenute posizionando due elementi sensibili del sensore ad un'opportuna distanza. La velocità di rotazione può essere determinata contando il numero di impulsi in un determinato periodo di tempo o, alternativamente, misurando il tempo che trascorre fra il rilevamento di un impulso ed il successivo. La presenza di due onde quadre sfasate permette di rilevare se la ruota sta ruotando in senso orario o antiorario.

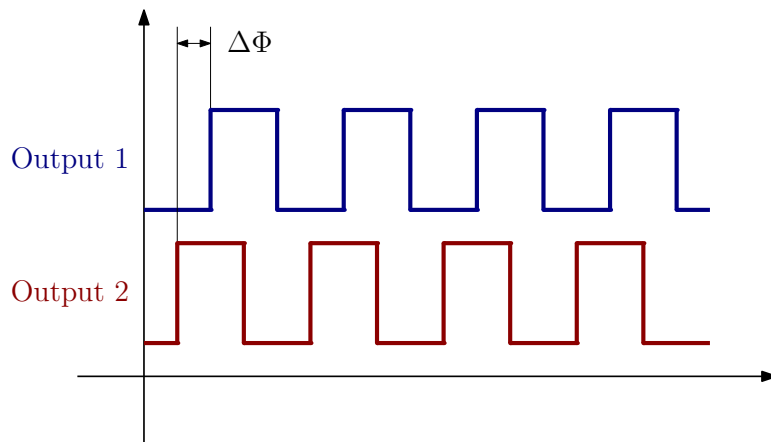


Figura 3.18: Onde quadre in uscita dal sensore di velocità

Il sensore opera, perciò, una sorta di quantizzazione sulla posizione angolare della ruota dentata dal momento che esso può leggere una variazione minima dell'angolo di rotazione, determinata dal numero di denti della ruota stessa (questo aspetto sarà approfondito nella sottosezione 4.4.4).

Il valore di questa variazione è espresso come:

$$\Delta\theta = \frac{2\pi}{N_{teeth}} \quad (3.27)$$

dove con N_{teeth} si è indicato il numero di denti della ruota dentata. Questo numero determina il grado di risoluzione del sensore che viene normalmente espresso in numero di *impulsi/giro*.

Più avanti nel corso di questa trattazione si vedrà come la risoluzione del sensore possa influenzare la qualità delle misurazioni.

Capitolo 4

Implementazione del Modello

In questo capitolo verranno brevemente introdotti il linguaggio *Modelica* e l'ambiente di simulazione *Dymola* utilizzati per la realizzazione del modello concettuale precedentemente descritto. Successivamente verrà descritta l'implementazione vera e propria delle varie componenti del sistema e come queste sono state aggregate per formare il modello completo utilizzato nelle simulazioni.

4.1 Linguaggio *Modelica*

Modelica è un linguaggio orientato agli oggetti per la modellizzazione di sistemi fisici complessi ed eterogenei [35]. E' stato proposto alla comunità scientifica nel 1997, al termine di un progetto di cooperazione internazionale per la definizione di un linguaggio per la modellizzazione di sistemi fisici multi-dominio descritti da equazioni algebriche, differenziali e alle differenze. *Modelica* permette di descrivere modelli fisici molto complessi come aggregazioni di sottosistemi più semplici, che interagiscono fra loro tramite delle "porte". Le caratteristiche principali del linguaggio *Modelica* sono:

- **A-casualità:** Le equazioni di ciascun modello sono scritte in forma dichiarativa, indipendentemente dalle condizioni al contorno, e senza decidere a priori quali siano gli ingressi e le uscite. Il modello è quindi in forma a-causale ed è descritto da sistemi DAE (Differential

Algebraic Equations) che permettono di rappresentare nel modo più naturale e fisicamente coerente ogni componente del sistema.

- **Trasparenza del Codice:** Nei modelli *Modelica* le equazioni sono scritte esattamente come verrebbero scritte “su carta” semplificando molto la comprensione del codice e la sua eventuale modifica.
- **Ereditarietà:** Le librerie di componenti possono essere organizzate in una struttura gerarchica, nella quale modelli complessi sono ottenuti da modelli basilari aggiungendo variabili specifiche o equazioni. Ogni modello può essere inoltre costituito dalla connessione di altri modelli.
- **Dominio Multi-Fisico:** Il linguaggio *Modelica* non è vincolato ad un particolare contesto applicativo, ma è progettato per la modellizzazione di sistemi eterogenei che sono il risultato dell’interazione di componenti appartenenti a diversi domini ingegneristici (meccanico, elettrico, termoidraulico, ecc.).
- **Incapsulamento:** L’interazione fra componenti può avvenire solamente attraverso interfacce rigorosamente definite, chiamate *connettori*. Un connettore è definito attraverso una serie di variabili di “sforzo” ed uno di variabili di “flusso”. Effettuare una *connessione* fra due connettori, e quindi tra i componenti a loro associati, equivale ad eguagliarne le variabili di sforzo e a bilanciarne le variabili di flusso. Nel dominio elettrico, ad esempio, il connettore è definito da una tensione (sforzo) e da una corrente (flusso): la connessione di due connettori equivale ad eguagliarne le tensioni e a bilanciarne le correnti (ad esempio applicando la legge di Kirchoff al nodo identificato dalla connessione stessa).
- **Riutilizzabilità:** Le caratteristiche del linguaggio permettono la creazione e lo sviluppo di librerie contenenti modelli riutilizzabili. Alcune librerie per domini ingegneristici molto ampi sono state standardizzate e fanno parte della definizione stessa del linguaggio *Modelica*.

La figura 4.1 mostra il diagramma di un semplice modello *Modelica* di un motore servoassistito. Il sistema può essere suddiviso in singoli componenti

connessi tra loro: un motore elettrico, una trasmissione, un carico, un sensore per la misura della posizione angolare del carico, un sistema di controllo, un segnale di riferimento e un nodo sommatore. L'intero modello è ottenuto tramite composizione e connessione di componenti di domini differenti (meccanico e controllistico).

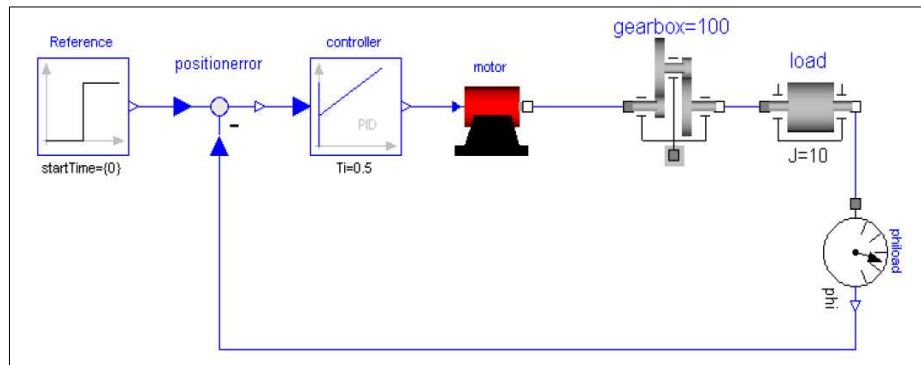


Figura 4.1: Un semplice modello di motore servoassistito

Come detto, ogni componente può a sua volta essere un modello strutturato, ottenuto per connessione di altri componenti. Ad esempio, il diagramma di composizione del modello del motore (*motor*) è mostrato in figura 4.2

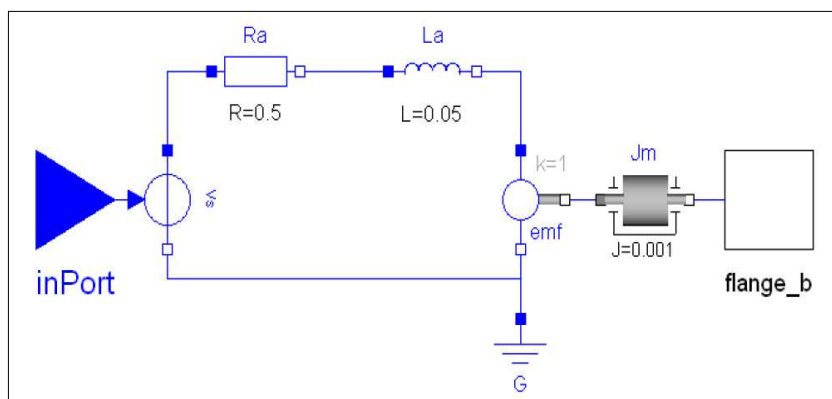


Figura 4.2: Il modello *motor*

Per ogni diagramma come quelli mostrati nelle figure 4.1 e 4.2 esiste un codice corrispondente alla rappresentazione schematica che contiene le

dichiarazioni delle variabili e dei parametri, le equazioni e le annotazioni per le disposizioni grafiche.

4.2 Ambiente di Simulazione

Modelica costituisce, di per sé, soltanto un linguaggio di descrizione dei sistemi: per poter simulare effettivamente un modello *Modelica* è necessario ricorrere a specifici strumenti software. Lo strumento di simulazione utilizzato come riferimento in questo lavoro è *Dymola* (Dynamic Modeling Laboratory).

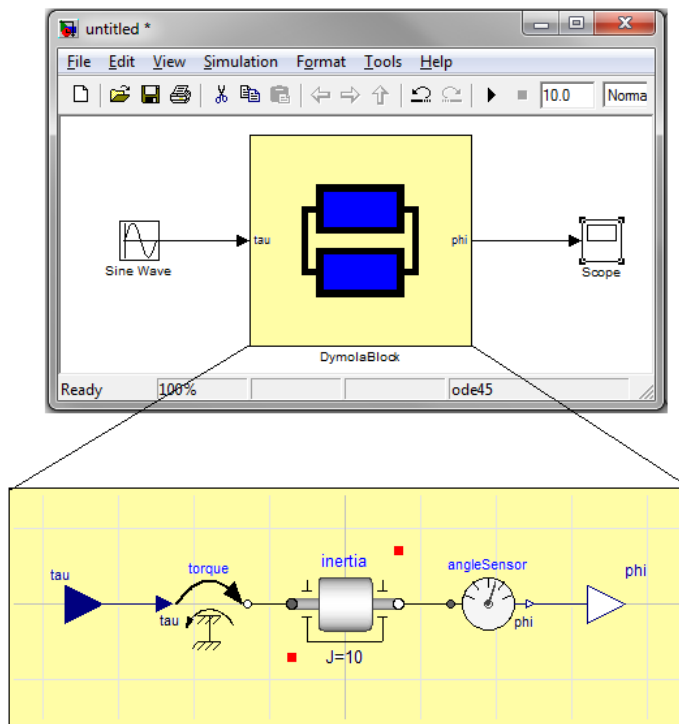


Figura 4.3: Semplice esempio di interfacciamento fra *Dymola* e *Simulink*

Dymola è un ambiente di simulazione commerciale sviluppato per la modellizzazione basata su *Modelica* di sistemi fisici eterogenei. *Dymola* supporta la composizione gerarchica dei modelli e offre ampie librerie di componenti predefiniti e riutilizzabili che coprono svariati domini ingegneristici.

ristici. Il programma offre inoltre la possibilità di interfacciarsi ad altri programmi. In particolare, nel corso di questo lavoro si sono esportati i modelli sviluppati in *Dymola* per un loro utilizzo in ambiente *Simulink*. Questo ha permesso di sfruttare la potente capacità di modellizzazione fisica offerta da *Dymola* accoppiandola all'approccio di modellizzazione orientato al controllo fornito da *Simulink*.

Per esportare il modello costruito in *Dymola* si utilizza la libreria *Dymola Block*, la quale contiene il blocco dell'interfaccia *Dymola* (figura 4.3) che può essere trascinato semplicemente all'interno della schermata di *Simulink*. E' quindi possibile selezionare un modello di *Dymola* e compilarlo come S-function in *Simulink*.

I segnali di ingresso e di uscita che scambiano informazioni con il resto del modello *Simulink* corrispondono ai connettori di ingresso e di uscita al livello superiore del modello in *Dymola*.

4.3 Libreria *PlanarMechanics*

La libreria *PlanarMechanics* è una libreria open-source del linguaggio *Modelica* adatta alla rappresentazione di sistemi meccanici multicorpo planari. Questa libreria offre svariati modelli di componenti meccanici (giunti rotazionali e prismatici, masse, molle, smorzatori, ecc.) e consente di creare, in modo semplice, nuovi componenti che possono essere utilizzati in combinazione con quelli predefiniti [36].

L'interfaccia standard di ogni componente meccanico planare è associata ad un *frame* di riferimento, quindi per connettere due componenti è necessario collegare tra loro i due *frame* di riferimento. Ogni *frame* è caratterizzato da una posizione nel piano (x,y) e da un orientamento (ϕ). Su ogni *frame* possono agire forze lungo le due direzioni (fx,fy) ed una coppia (t). Il codice *Modelica* corrispondente ad un connettore è mostrato in figura 4.4.

Collegare fra loro due connettori equivale a realizzare una "sladatura" fra i due corpi, eguagliandone le variabili di sforzo (posizione e orientamento) e bilanciando le variabili di flusso (forze e coppia).

Le velocità e le accelerazioni possono essere facilmente calcolate applicando l'operatore di derivazione *der()* all'opportuna variabile.

```

connector Frame
  "General Connector for planar mechanical components"

  SI.Position x "x-position";
  SI.Position y "y-position";
  SI.Angle phi "angle (counter-clockwise)";
  flow SI.Force fx "force in x-direction";
  flow SI.Force fy "force in y-direction";
  flow SI.Torque t "torque (clockwise)";

end Frame;

```

Figura 4.4: Codice *Modelica* di un connettore della libreria *PlanarMechanics*

I modelli multicorpo possono essere realizzati in modo semplice tramite operazioni di “drag and drop” dei componenti disponibili nella libreria. Il componente *PlanarWorld* deve essere presente in tutti i modelli per definire il *frame* di riferimento assoluto e il tipo di campo gravitazionale.

4.4 Realizzazione del Modello

La figura 4.5 mostra il diagramma del modello di velivolo realizzato in *Dymola*. Tale modello rappresenta il livello superiore della modellizzazione ed è quello effettivamente compilato in *Simulink* per le simulazioni.

Il modello completo è costituito dalla connessione di diverse componenti: fusoliera, sospensioni, ruote, freni, modello delle forze aerodinamiche. Ogni componente è a sua volta costituito dall’interazione di diversi modelli e componenti.

Tramite i *frame* delle ruote, l’intero modello è connesso a due giunti prismatici collegati a terra. I giunti prismatici permettono al punto di contatto pneumatico-strada di spostarsi soltanto lungo la direzione orizzontale (lungo la coordinata x), in questo modo si garantisce che le ruote del velivolo rimangano sempre idealmente a contatto con la strada. La figura 4.6 mostra come appare il modello completo del velivolo nell’ambiente di simulazione tridimensionale di *Dymola*.

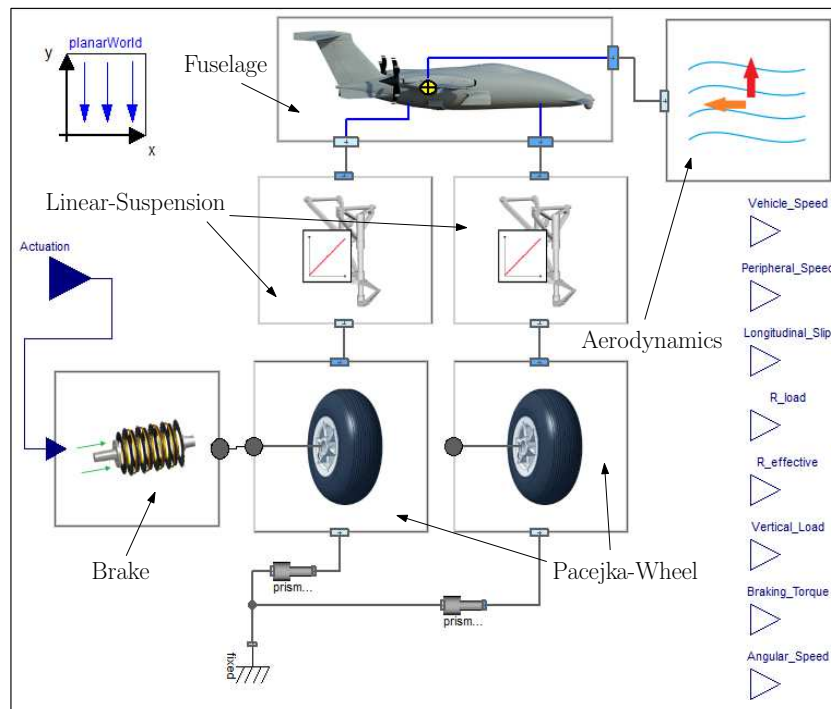


Figura 4.5: Diagramma del modello di velivolo completo

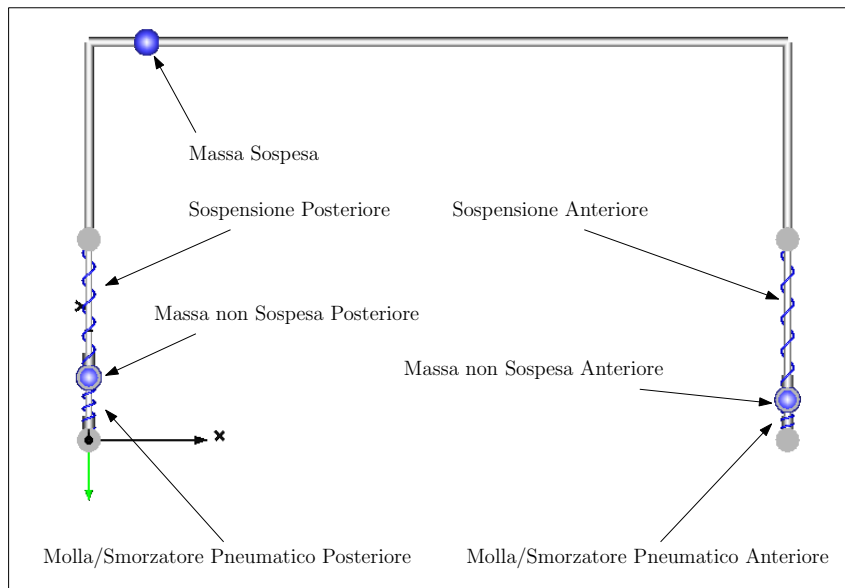


Figura 4.6: Animazione tridimensionale del modello completo

4.4.1 Fusoliera, Sospensioni e Forze Aerodinamiche

Il modello *Fuselage* rappresenta il corpo vero e proprio del velivolo ed è costituito dalla connessione di una componente *sprung-Mass*, che rappresenta la massa sospesa e l'inerzia di beccheggio del velivolo, e da alcune traslazioni fisse che descrivono la disposizione geometrica del baricentro.

La fusoliera è dotata di tre connettori che la collegano alle sospensioni e al modello per il calcolo delle forze aerodinamiche.

La figura 4.7 mostra il diagramma *Dymola* di tale modello.

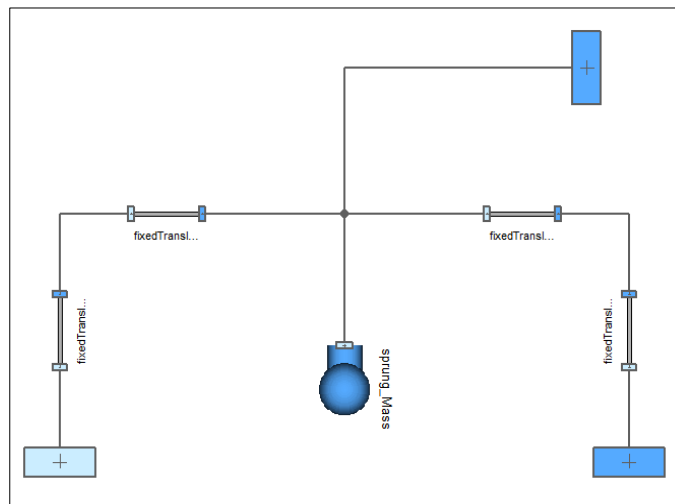


Figura 4.7: Diagramma *Modelica* del modello *Fuselage*

Le sospensioni connesse alla fusoliera possono essere rappresentate da diversi modelli. Ad esempio, è possibile inserire il modello *Linear-Suspension* se si vogliono rappresentare le sospensioni utilizzando un gruppo molla-smorzatore lineare; oppure inserire il modello *GearWalk-Suspension* se si vuole tener conto del fenomeno del “*Gear Walk*” descritto nella sottosezione 3.1.3.

I modelli *Dymola* dei due tipi di sospensioni sono mostrati in figura 4.8.

Il modello *Linear-Suspension* è rappresentato semplicemente da una molla e uno smorzatore connessi in parallelo, mentre nel modello *GearWalk-Suspension* è presente anche un giunto rotazionale al quale è applicata una molla torsionale rappresentante la flessibilità del carrello di atterraggio.

I valori dei parametri inseriti nel modello per quanto riguarda la fusoliera e le sospensioni sono riportati in tabella 4.1.

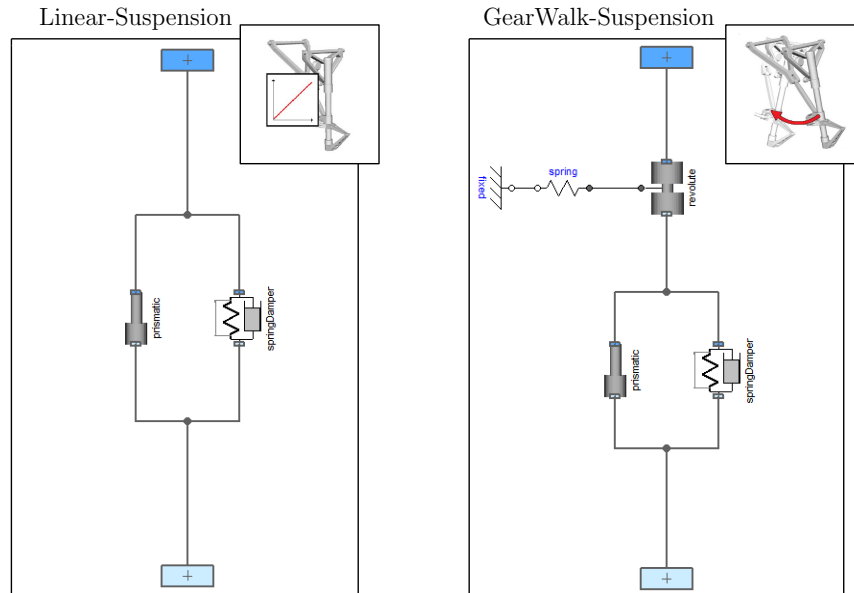


Figura 4.8: Diagrammi *Modelica* dei modelli *Linear-Suspension* e *GearWalk-Suspension*

Descrizione	Dato	Valore
Distanza fra asse posteriore e baricentro	L_{rear}	0,482 m
Distanza fra asse anteriore e baricentro	L_{front}	5,335 m
Massa sospesa	m_s	2455,4 Kg
Inerzia di beccheggio	J_{pitch}	1205 Kgm ²
Lunghezza sospensione posteriore (distesa)	$L_{0_{rear}}$	0,62 m
Lunghezza sospensione anteriore (distesa)	$L_{0_{front}}$	0,68 m
Rigidezza sospensione posteriore	K_{rear}	250 kN/m
Rigidezza sospensione anteriore	K_{front}	40 kN/m
Smorzamento sospensione posteriore	C_{rear}	20 kNs/m
Smorzamento sospensione anteriore	C_{front}	1,8 kNs/m

Tabella 4.1: Parametri utilizzati nei modelli di fusoliera e sospensioni

Il modello *Aerodynamics*, infine, ha il compito di calcolare le forze aerodinamiche agenti sul velivolo. Esso contiene le equazioni descritte nella sottosezione 3.1.2.

I valori dei parametri utilizzati nel modello *Aerodynamics* sono riportati in tabella 4.2.

Descrizione	Dato	Valore
Densità dell'aria	ρ_{air}	1,225 Kg/m ³
Superficie del velivolo	S	9,895 m ²
Coefficiente di portanza	C_{lift}	0,5
Coefficiente di resistenza	C_{drag}	0,05

Tabella 4.2: Parametri utilizzati nel modello per il calcolo delle forze aerodinamiche

4.4.2 Ruote e Pneumatici

Il modello che descrive il comportamento dei pneumatici è sicuramente quello più complesso. Il diagramma del livello superiore del modello *Pacejka-Wheel* è mostrato in figura 4.9.

La dinamica verticale del pneumatico è descritta da un gruppo molla-smorzatore e da un giunto prismatico connessi ad un componente *unSprung-Mass* che rappresenta la massa del corpo ruota (pneumatico, dischi, attuatore).

Due sensori trasmettono al modello *Wheel-Dynamics* la velocità del centro ruota e il valore del raggio caricato R_{load} (lunghezza corrente della molla). Nel punto di contatto pneumatico-strada viene applicata la forza frenante calcolata all'interno del modello *Wheel-Dynamics*. Questa forza, oltre a frenare il velivolo, causa una rotazione del corpo del velivolo (si veda l'equazione (3.2)).

Il giunto rotazionale della figura 4.9 fa in modo che, nonostante il moto di beccheggio del velivolo, il gruppo molla-smorzatore rappresentante la dinamica verticale del pneumatico rimanga sempre perpendicolare al piano stradale.

Una tabella interpolante riceve in ingresso (da un sensore) la posizione del

punto di contatto e restituisce i valori corrispondenti dei coefficienti della “Magic Formula”. In questo modo è possibile impostare simulazioni con diverse condizioni stradali e fare in modo che queste cambino in base alla distanza percorsa anche nel corso della stessa simulazione.

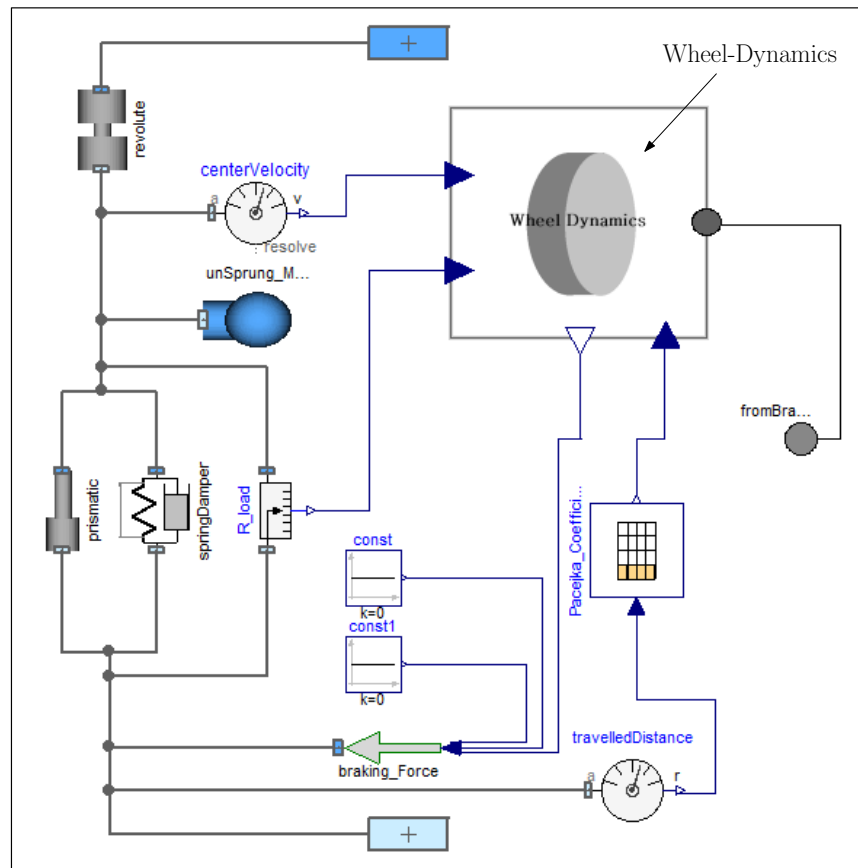


Figura 4.9: Diagramma *Modelica* del modello *Pacejka-Wheel*

La complessità del modello *Pacejka-Wheel* si annida all'interno del modello *Wheel-Dynamics* che è a sua volta costituito da diverse componenti, come mostra la figura 4.10. Il modello *Wheel-Dynamics* è costituito dai seguenti sottomodelli:

- *Effective-Radius*: calcola il raggio efficace in funzione dello schiacciamento verticale della ruota (sottosezione 3.2.3).

- *Rotational-Dynamics*: contiene le equazioni che descrivono la dinamica rotazionale della ruota (sottosezione 3.2.1) e le equazioni necessarie al calcolo dello slittamento longitudinale.
- *Vertical-Force*: calcola la forza normale in funzione dello schiacciamento verticale del pneumatico.
- *Pacejka-Contact-Force*: riceve in ingresso i coefficienti che descrivono l'attuale condizione dell'attrito pneumatico/strada (le condizioni possono cambiare in funzione della posizione del punto di contatto) e calcola il valore della forza longitudinale tramite le equazioni della "Magic Formula" descritte nella sottosezione 3.2.2.

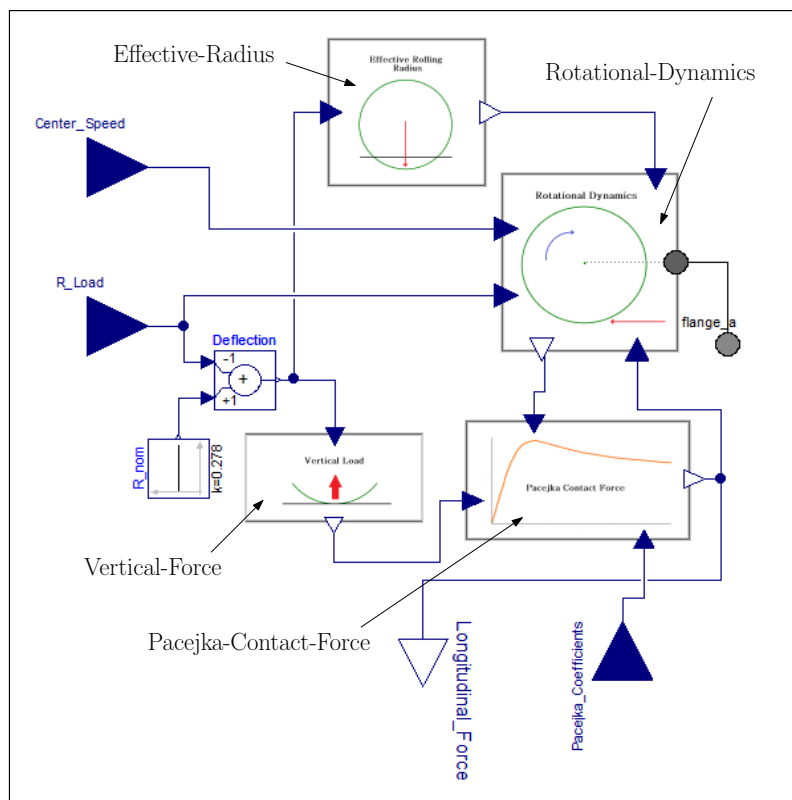


Figura 4.10: Diagramma *Modelica* del modello *Wheel-Dynamics*

Lo schiacciamento verticale del pneumatico viene calcolato all'interno del modello come differenza fra raggio nominale e raggio caricato (sommatore

Deflection in figura 4.10).

La tabella 4.3 riporta i valori dei parametri utilizzati nei modelli delle ruote (per quanto riguarda i parametri della “Magic Formula” si faccia riferimento alla tabella 3.1).

Descrizione	Dato	Valore
Rigidità pneumatico posteriore	$K_{z_{rear}}$	650 kN/m
Rigidità pneumatico anteriore	$K_{z_{front}}$	130 kN/m
Smorzamento pneumatico posteriore	$C_{z_{rear}}$	1 kNs/m
Smorzamento pneumatico anteriore	$C_{z_{front}}$	0,2 kNs/m
Massa non sospesa posteriore	$m_{u_{rear}}$	15 Kg
Massa non sospesa anteriore	$m_{u_{front}}$	3 Kg
Raggio scaricato ruota posteriore	$R_{0_{rear}}$	0,278 m
Raggio scaricato ruota anteriore	$R_{0_{front}}$	0,175 m
Inerzia ruota posteriore	J_{rear}	5 Kgm ²
Inerzia ruota anteriore	J_{front}	1,5 Kgm ²

Tabella 4.3: Parametri utilizzati nei modelli delle ruote

4.4.3 Freni

Il diagramma del modello *Brake* è mostrato in figura 4.11. Esso è costituito dalla connessione del modello *Torque-Calculation*, del modello *Thermal-Model* e di una tabella interpolante per il calcolo del valore corrente del coefficiente d’attrito.

Il modello *Thermal-Model* contiene le equazioni descritte nella sottosezione 3.3.2. Esso è collegato al modello *Torque-Calculation* tramite una porta termica (quadrato rosso in figura 4.11) che consente il flusso della potenza termica dissipata in frenata.

Il modello *Torque-Calculation* calcola la coppia frenante da applicare alle ruote in funzione della forza trasmessa dall’attuazione. La forza viene trasmessa dal controllo attraverso l’uso di una componente di forza e di due flange traslazionali (figura 4.11) rappresentanti la piastra premente (libera

di muoversi) e la contropiastra (fissa) descritte nella sezione 3.3.

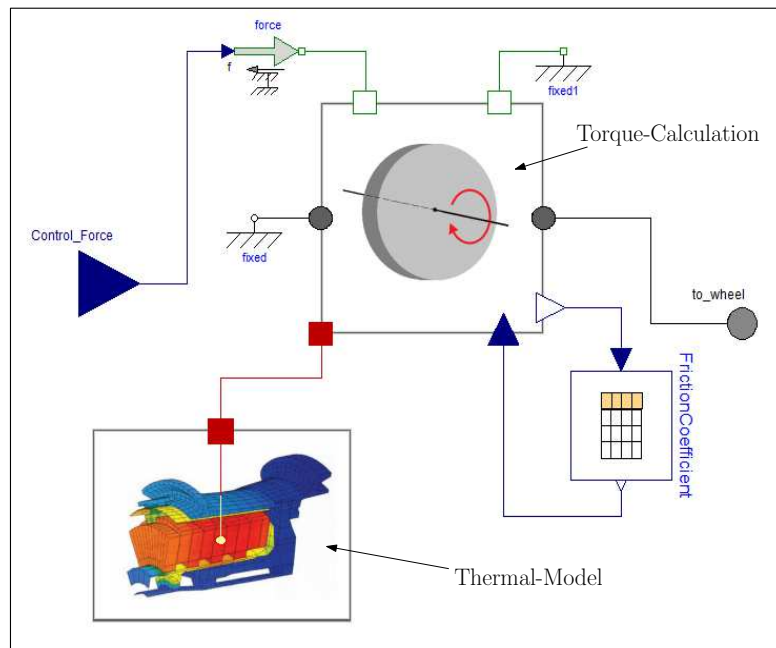


Figura 4.11: Diagramma *Modelica* del modello *Brake*

Descrizione	Dato	Valore
Spessore rotore	s_{rot}	0,011 m
Spessore statore	s_{stat}	0,011 m
Raggio interno rotore	$R_{i_{rot}}$	0,0587 m
Raggio interno statore	$R_{i_{stat}}$	0,0477 m
Raggio esterno rotore	$R_{e_{rot}}$	0,1028 m
Raggio esterno statore	$R_{e_{stat}}$	0,1065 m
Densità del carbonio	ρ_{car}	1800 Kg/m ³
Calore specifico del carbonio	c_{car}	0,175 m
Conducibilità termica assiale del carbonio	k_{car}	10 W/mK
Spessore del singolo nodo	s_{node}	0,001 m

Tabella 4.4: Parametri utilizzati nel modello dei freni

La tabella che appare in figura 4.11 è una tabella interpolante che, preso in ingresso il valore della temperatura delle pastiglie (calcolato dal modello *Thrmal-Model*), calcola il valore corrente del coefficiente di attrito tramite interpolazione.

Tutti i dati relativi al modello dei freni sono riportati in tabella 4.4.

4.4.4 Sensori di Velocità

Come già accennato nella sottosezione 3.3.4, l'effetto del sensore di velocità è quello di operare una sorta di quantizzazione sulla posizione angolare della ruota. In particolar modo, il sensore emette un impulso ogniqualvolta la ruota compie una rotazione di $\Delta\theta$ rad (si veda l'equazione (3.27)). Contando il numero di impulsi emessi dal sensore e moltiplicando per la quantità $\Delta\theta$ si ottiene la posizione angolare attuale della ruota. Per simulare tale effetto, si è implementato in *Simulink* uno schema come quello di figura 4.12.

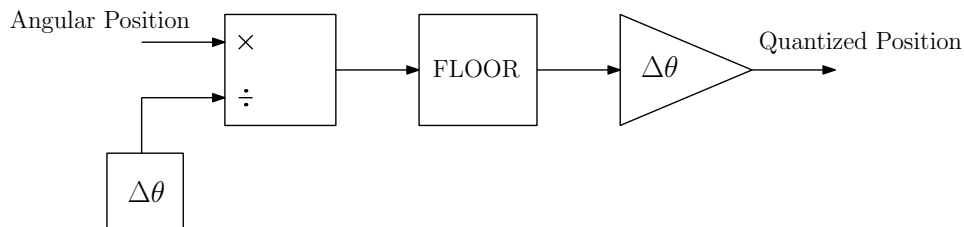


Figura 4.12: Schema *Simulink* per la quantizzazione della posizione angolare

Il valore corrente di posizione angolare viene diviso per la quantità $\Delta\theta$ (minima variazione rilevabile dal sensore), il risultato di tale divisione viene approssimato al più vicino numero intero dal blocco *Floor* che ne tronca le cifre decimali, ed infine il segnale viene ricostruito attraverso un guadagno di valore $\Delta\theta$.

La figura 4.13 mostra un esempio della quantizzazione ottenuta applicando lo schema di figura 4.12 (la risoluzione del sensore scelta è molto bassa per rendere più agevole la visualizzazione).

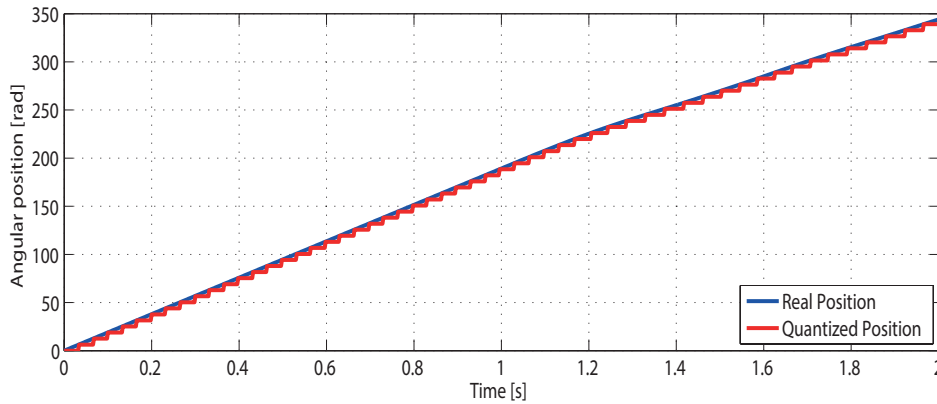


Figura 4.13: Esempio di segnale di posizione quantizzato (risoluzione del sensore di 1 *impulso/giro*)

La velocità viene calcolata a partire dal segnale di posizione quantizzato, non è quindi possibile operare una derivazione diretta dal momento che tale segnale non è continuo.

Esistono diversi metodi per il calcolo della velocità, questi possono essere classificati in due categorie: algoritmi a tempo fisso e a algoritmi a posizione fissa [2]. Negli algoritmi a tempo fisso, la velocità angolare viene stimata ogni periodo di campionamento T_s (tempo fisso) contando il numero di impulsi emessi nell'intervallo di tempo. Negli algoritmi a posizione fissa, la velocità angolare viene stimata calcolando il tempo che intercorre fra un impulso ed il successivo. Entrambe le categorie presentano degli svantaggi e non è possibile individuare un metodo che sia ottimale in qualsiasi situazione.

Nel corso di questa trattazione si è scelto di utilizzare un metodo di semplice implementazione appartenente alla categoria degli algoritmi a tempo fisso. La velocità angolare viene calcolata attraverso l'uso di una tecnica di interpolazione ai minimi quadrati: si costruisce un polinomio di ordine N che interpoli gli M dati di posizione più recenti in modo tale che sia minimo l'errore quadratico totale fra i dati e i punti stimati (deve essere $M > N + 1$); la velocità viene stimata valutando la derivata del polinomio nel punto corrispondente all'ultimo dato disponibile. La tecnica di calcolo appena descritta può essere implementata impostando opportunamente i

coefficienti di un filtro FIR [37, 38].

La scelta del tempo di campionamento del filtro, del numero di dati usati nell'interpolazione e del grado del polinomio interpolante influiscono sul calcolo della velocità in termini di rumore e di ritardo.

A partire dalla stima della velocità, l'accelerazione angolare viene calcolata attraverso l'utilizzo di un filtro di Kalman [39].

Capitolo 5

Controllo ABS Auto-Regolante a 6 Stati

I sistemi di controllo ABS si basano su una caratterizzazione pneumatico strada come quella di figura 3.10. La frenatura ottimale si verifica quando la forza longitudinale F_x opera al suo valore minimo lungo la curva. Il valore di slittamento ottimale λ_{opt} e il picco minimo di F_x dipendono da diversi fattori (condizioni della strada, angolo di sterzata, forza normale, ecc.). In tutti i casi, tuttavia, la curva $F_x(\lambda) - \lambda$ ha un unico minimo per un qualche valore λ_{opt} .

Il principale obiettivo delle strategie di controllo ABS è quello di inseguire il valore ottimale di slittamento anche in presenza di grandi incertezze e mantenendo dei costi contenuti (ad esempio utilizzando un numero limitato di sensori). Per risolvere questi problemi sono state applicate molte strategie nel corso degli anni.

Molti autori hanno presentato strategie basate sul controllo diretto dello slittamento longitudinale λ [27, 40–42]. Teoricamente, quello del controllo dello slittamento sarebbe il metodo ideale, tuttavia esso presenta due importanti problemi: il valore ottimale dello slittamento è sconosciuto e deve essere identificato; la velocità del veicolo deve essere misurata o stimata in modo economico ed affidabile. Per superare questi problemi, sono stati proposti controlli che prevedessero la misurazione della pressione [43] o la misurazione della coppia frenante [25, 44]. Queste soluzioni portano ad ottime prestazioni, ma sono difficilmente implementabili nei sistemi reali.

Attualmente la maggior parte dei controlli ABS è di tipo “threshold”, si basa cioè su soglie di decelerazione delle ruote [4, 5]. Queste strategie di controllo hanno il vantaggio di utilizzare soltanto misurazioni sulla velocità delle ruote (sensori molto economici), ma le soglie di decelerazione sono calibrate attraverso esperimenti e simulazioni riguardanti casi specifici. Pertanto, questi sistemi non sono adattativi e la questione della robustezza viene spesso trascurata.

Il controllo presentato in questo capitolo si propone di dimostrare che è possibile inseguire lo slittamento ottimale misurando solo la velocità delle ruote e stimandone l’accelerazione. La strategia di controllo proposta è robusta rispetto alle variazioni delle condizioni stradali, tiene conto delle dinamiche degli attuatori e si basa sugli stessi presupposti e modelli generalmente presentati in letteratura [45]. In particolare, il controllo sarà testato sul modello di velivolo precedentemente descritto. E’ importante notare che nel caso di veicoli aeronautici la massa del mezzo è solitamente molto più grande di quella di una normale automobile, mentre le ruote frenanti sono soltanto quelle del carrello principale ed hanno dimensioni paragonabili a quelle di un’auto (se non inferiori). Altre importanti differenze sono rappresentate dalla forza di portanza, che, negli aeroplani, influenza molto il carico verticale sulle ruote frenanti; dalla cedevolezza dei carrelli di atterraggio (sottosezione 3.1.3) e dalla forte dipendenza dalla temperatura che caratterizza il coefficiente d’attrito dei freni multidisco in carbonio.

5.1 Analisi del Modello

Dal momento che il modello utilizzato è la rappresentazione di mezzo velivolo e che la ruota anteriore non può frenare, l’intero sistema può essere descritto dalle due equazioni (3.3) e (3.15):

$$\begin{cases} J_w \dot{\omega} = -R_{load} F_x(\lambda) + T_b \\ m_{tot} \dot{v}_x = F_x(\lambda) - F_{drag} \end{cases} \quad (5.1)$$

Senza perdere la validità di questa analisi, possiamo considerare il raggio R_{load} ed il raggio R_e come costanti in quanto le loro variazioni risultano

trascurabili rispetto a quelle degli altri termini in gioco. Consideriamo pertanto i pneumatici come se fossero rigidi ed imponiamo $R_e = R_{load} = R$. Possiamo inoltre trascurare il contributo della forza aerodinamica F_{drag} in quanto molto piccolo rispetto a quello della forza frenante F_x .

Il sistema (5.1) può essere riscritto come:

$$\begin{cases} J_w \dot{\omega} = -R F_x(\lambda) + T_b \\ m_{tot} \dot{v}_x = F_x(\lambda) \end{cases} \quad (5.2)$$

Nel sistema (5.2), le variabili di stato sono la velocità del velivolo v_x e la velocità angolare della ruota ω . Dal momento che λ , v_x , e ω sono legati dalla relazione (3.16), è possibile cambiare ω con la variabile di stato λ . In particolare, sostituendo

$$\dot{\lambda} = R \frac{\dot{\omega} v_x - \omega \dot{v}_x}{v_x^2} \quad (5.3)$$

e

$$\omega = \frac{v_x}{R} (\lambda + 1) \quad (5.4)$$

nella prima equazione del sistema (5.2), si ottiene:

$$\begin{cases} \dot{\lambda} = -\frac{1}{v_x} \left(\frac{R^2}{J_w} + \frac{(1+\lambda)}{m_{tot}} \right) F_z \mu(\lambda) + \frac{R}{J_w v_x} T_b \\ m_{tot} \dot{v}_x = F_z \mu(\lambda) \end{cases} \quad (5.5)$$

Si presume che la dinamica longitudinale del velivolo (espressa dalla variabile di stato v_x) sia molto più lenta della dinamica di rotazione della ruota (espressa dalla variabile di stato λ) a causa delle grandi differenze di inerzia. Pertanto, assumendo che v_x sia costante e che $\lambda \in (-1, 0]$, si può ridurre il modello ad un modello del primo ordine:

$$\dot{\lambda} = -\frac{(1+\lambda)}{R\omega} \left(\frac{R^2}{J_w} + \frac{(1+\lambda)}{m_{tot}} \right) F_z \mu(\lambda) + \frac{(1+\lambda)}{\omega J_w} T_b \quad (5.6)$$

5.1.1 Punti di Equilibrio

Prima di individuare i punti di equilibrio del sistema descritto dalla (5.6), bisogna notare che ponendo $\dot{v}_x = 0$ e $\dot{\omega} = 0$, l'equilibrio corrispondente è dato da $\lambda = 0$ e $T_b = 0$. Questo equilibrio corrisponde ad una situazione con velocità di avanzamento costante e senza l'intervento dei freni; tale

condizione è banale e non ha alcun significato per la progettazione di un controllo di frenata [2].

I punti di equilibrio interessanti sono quelli caratterizzati da $\dot{\lambda} = 0$, cioè con slittamento costante. L'equazione (5.6) si può riscrivere come:

$$\dot{\lambda} = -\frac{(1+\lambda)}{\omega J_w}(\psi(\lambda) - T_b) \quad (5.7)$$

con $\omega > 0$ (per ipotesi $\lambda(-1, 0]$) e con

$$\psi(\lambda) = \left(R + \frac{J_w}{Rm_{tot}}(1+\lambda) \right) F_z \mu(\lambda) \quad (5.8)$$

Dalla (5.7) è chiaro che i punti di equilibrio sono caratterizzati da:

$$\bar{T}_b = \psi(\bar{\lambda}) \quad (5.9)$$

In particolare, ricordando che $F_x(\lambda) = F_z \mu(\lambda)$ e che $\mu(\lambda)$ è espressa dalla (3.17), se la coppia frenante è costante, il sistema presenta i punti di equilibrio rappresentati in figura 5.1 dalle intersezioni tra la curva $\psi(\lambda)$ ed il valore costante della coppia \bar{T}_b .

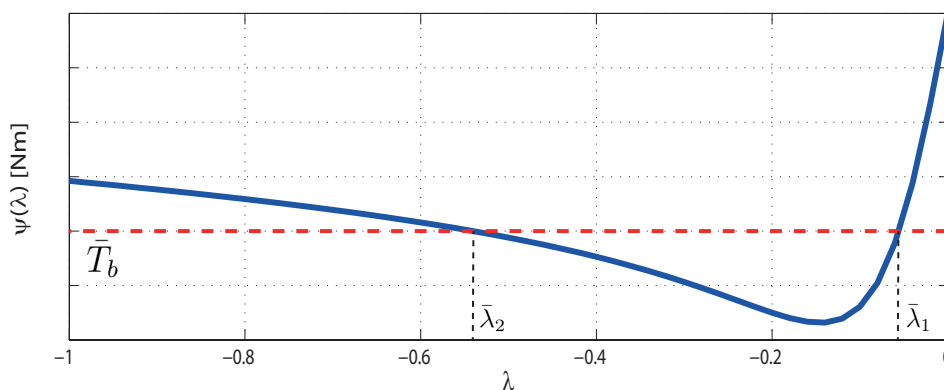


Figura 5.1: Punti di equilibrio del sistema sul piano $(\lambda - T_b)$

Per riassumere il comportamento del sistema si può notare quanto segue:

- Se $\bar{T}_b < \min_{\lambda} \psi(\lambda)$, il sistema non ha alcun equilibrio (ricordando che per la derivazione del modello si è assunto $\lambda \in (-1, 0]$).

- Se $\bar{T}_b \geq \min_{\lambda} \psi(\lambda)$, il sistema ha al massimo due equilibri $\bar{\lambda}_1$ e $\bar{\lambda}_2$ (figura 5.1) con $\bar{\lambda}_2 \leq \bar{\lambda}_1$.

Poiché il sistema non lineare considerato (equazione (5.7)) è del primo ordine, le proprietà di stabilità dei punti di equilibrio possono essere facilmente studiate analizzando il comportamento in anello aperto nel caso $\bar{T}_b \geq \min_{\lambda} \psi(\lambda)$.

A tal fine, si faccia riferimento alla figura 5.2, dove il grafico di $\dot{\lambda}$ in funzione di λ è visualizzato per $T_b = \bar{T}_b \geq \min_{\lambda} \psi(\lambda)$ in una condizione identica a quella di figura 5.1. Come si può vedere dalla figura 5.2 e dall'analisi dell'equazione (5.7), $\bar{\lambda}_1$ è localmente asintoticamente stabile, mentre $\bar{\lambda}_2$ è instabile.

Infine bisogna osservare che, togliendo l'ipotesi $\lambda \in (-1, 0]$, la condizione di ruota bloccata ($\lambda = -1$) implica $\dot{\lambda} = 0$ per tutti i valori di T_b , il che significa che la condizione di bloccaggio è un equilibrio del sistema.

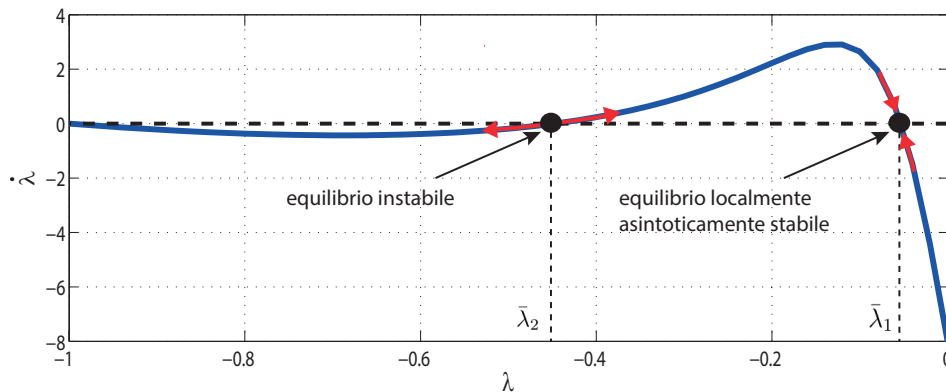


Figura 5.2: Andamento di $\dot{\lambda}$ in funzione di λ

5.1.2 Linearizzazione del Modello

Prima di effettuare la linearizzazione del sistema è necessario considerare come gestire la dipendenza dinamica dalla variabile v_x . L'approccio più semplice è quello di trascurare la seconda equazione del sistema (5.2) considerando v_x come costante e lavorare direttamente sul modello del primo ordine che descrive la dinamica di ruota. Tuttavia, per incrementare la validità del modello linearizzato è preferibile tenere in qualche modo conto

della variabilità della velocità v_x utilizzando un approccio intermedio: la linearizzazione viene fatta considerando esplicitamente le variazioni di v_x , intorno al valore non di equilibrio \bar{v}_x (cioè $\delta v_x = v_x - \bar{v}_x$); \bar{v}_x viene allora considerato un parametro lentamente variante nel modello linearizzato [2]. Si considerino quindi le variabili, definite nell'intorno di un punto caratterizzato da $\bar{T}_b, \bar{\omega}, \bar{\lambda}$:

$$\delta T_b = T_b - \bar{T}_b; \quad \delta \omega = \omega - \bar{\omega}; \quad \delta \lambda = \lambda - \bar{\lambda}.$$

Si definisca inoltre

$$\mu_1(\bar{\lambda}) := \left. \frac{\partial \mu}{\partial \lambda} \right|_{\lambda=\bar{\lambda}} \quad (5.10)$$

che rappresenta la pendenza della curva $\mu(\lambda)$ attorno ad un punto di lavoro. Lo sviluppo di Taylor arrestato al primo ordine di $\mu(\lambda)$ è dunque dato da

$$\mu(\lambda(v_x, \omega)) \approx \mu(\bar{\lambda}) + \left[\frac{\partial \mu}{\partial \lambda} \frac{\partial \lambda}{\partial v_x} \right] \Big|_{\lambda=\bar{\lambda}} \delta v_x + \left[\frac{\partial \mu}{\partial \lambda} \frac{\partial \lambda}{\partial \omega} \right] \Big|_{\lambda=\bar{\lambda}} \delta \omega = \quad (5.11)$$

$$= \mu(\bar{\lambda}) - \mu_1(\bar{\lambda}) \frac{\bar{\omega} R}{v_x^2} \delta v_x + \mu_1(\bar{\lambda}) \frac{R}{\bar{v}_x} \delta \omega \quad (5.12)$$

Linearizzando il sistema (5.2) utilizzando l'espressione (5.12) per la curva di attrito si ottiene il sistema:

$$\begin{cases} \delta \dot{\omega} = \left[-\mu_1 \frac{R^2 F_z}{\bar{v}_x J_w} \right] \delta \omega + \left[\mu_1 \frac{\bar{\omega} R^2}{J_w \bar{v}_x^2} F_z \right] \delta v_x + \frac{1}{J_w} \delta T_b \\ \delta \dot{v}_x = \left[\mu_1 \frac{R}{m_{tot} \bar{v}_x} \right] \delta \omega + \left[-\mu_1 \frac{\bar{\omega} R}{m_{tot} \bar{v}_x^2} F_z \right] \delta v_x \end{cases} \quad (5.13)$$

Con alcuni passaggi si trovano le due funzioni di trasferimento (rispettivamente da $\delta \omega$ a δT_b e da δv_x a δT_b):

$$G_\omega(s) = \frac{1}{J_w s} \frac{s + \frac{\mu_1(\bar{\lambda}) F_z}{m_{tot} \bar{v}_x} (1 + \bar{\lambda})}{s + \left[\frac{\mu_1(\bar{\lambda}) F_z}{m_{tot} \bar{v}_x} \left((1 + \bar{\lambda}) + \frac{m_{tot} R^2}{J_w} \right) \right]} \quad (5.14)$$

$$G_{v_x}(s) = \frac{1}{J_w s} \frac{\frac{\mu_1(\bar{\lambda}) R F_z}{m_{tot} \bar{v}_x}}{s + \left[\frac{\mu_1(\bar{\lambda}) F_z}{m_{tot} \bar{v}_x} \left((1 + \bar{\lambda}) + \frac{m_{tot} R^2}{J_w} \right) \right]} \quad (5.15)$$

Facendo riferimento alle funzioni di trasferimento appena calcolate e all'espressione che definisce $\delta \lambda$

$$\delta \lambda = \frac{R}{\bar{v}_x} \delta \omega - \frac{\bar{\omega} R}{\bar{v}_x^2} \delta v_x \quad (5.16)$$

Si ottiene la funzione di trasferimento da $\delta\lambda$ a δT_b

$$G_\lambda(s) = \frac{\left[\frac{R}{\bar{v}_x J_w} \right]}{s + \left[\frac{\mu_1(\bar{\lambda}) F_z}{m_{tot} \bar{v}_x} \left((1 + \bar{\lambda}) + \frac{m_{tot} R^2}{J_w} \right) \right]} \quad (5.17)$$

La condizione di stabilità per il sistema linearizzato con funzione di trasferimento $G_\lambda(s)$ è data da:

$$\frac{\mu_1(\bar{\lambda}) F_z}{m_{tot} \bar{v}_x} \left[(1 + \bar{\lambda}) + \frac{m_{tot} R^2}{J_w} \right] > 0 \quad (5.18)$$

che si riduce semplicemente a $\mu_1(\bar{\lambda}) > 0$. Questo significa che G_λ è instabile in anello aperto se l'equilibrio $\bar{\lambda}$ si trova oltre il picco della curva $\mu(\lambda)$. Questo risultato è coerente con l'analisi precedentemente fatta sulle equazioni del sistema non lineare.

E' importante notare che il polo della $G_\lambda(s)$ è caratterizzato da un fattore moltiplicativo di $1/\bar{v}_x$. La figura 5.3 mostra i diagrammi di Bode di modulo e fase della risposta in frequenza associata a $G_\lambda(s)$ per diversi valori di \bar{v}_x .

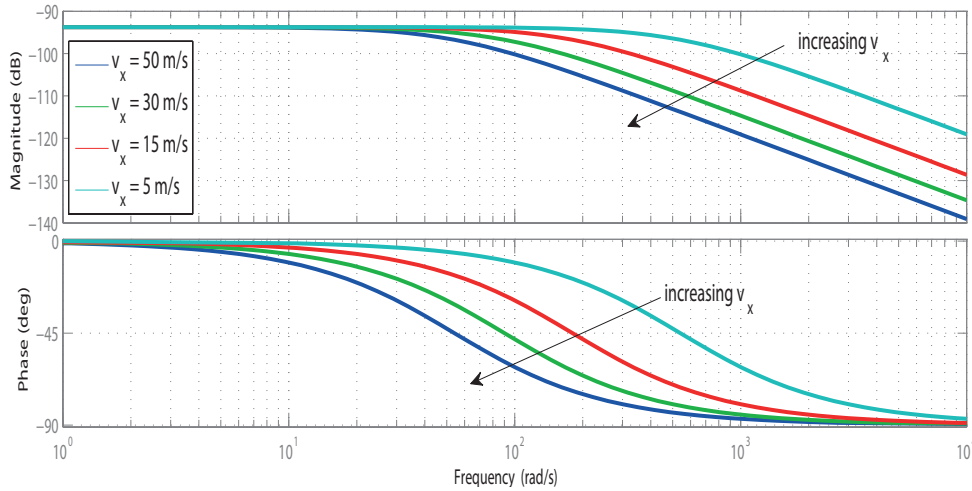


Figura 5.3: Diagrammi di Bode di modulo e fase della risposta in frequenza associata a $G_\lambda(s)$ per diversi valori di velocità

Come si può vedere la velocità v_x funziona come un fattore di scala della dinamica della ruota: al decrescere della velocità, la dinamica diventa più veloce. Si noti che la frequenza angolare del polo per $v_x = 5 \text{ m/s}$ è una decade più grande di quella che si ha per $v_x = 50 \text{ m/s}$.

5.1.3 Proprietà del Sistema

La frenata ottimale si ottiene quando la forza longitudinale F_x raggiunge il valore minimo lungo la curva di figura 5.4. Il controllo proposto in questo capitolo ha lo scopo di portare il sistema su un ciclo limite che mantenga lo slittamento λ in prossimità del valore ottimo λ_{opt} . Per far ciò è necessario trovare un metodo in grado di determinare quando si sta operando nella zona stabile o nella zona instabile del sistema.

Richiamiamo dalla (5.3) l'espressione della derivata di λ :

$$\dot{\lambda} = R \frac{\dot{\omega}v_x - \omega\dot{v}_x}{v_x^2} \quad (5.19)$$

Si noti che quando il valore di v_x si avvicina allo zero, lo slittamento λ può variare molto più velocemente che ad alte velocità (come si è visto anche dall'analisi del sistema linearizzato). Questo spiega perché le prestazioni dei controlli ABS peggiorino fortemente a basse velocità.

L'equazione (5.19) ci permette di evidenziare alcune importanti proprietà del sistema:

- **Proprietà 1:** Se $\dot{\omega} \geq 0$ allora $\dot{\lambda} > 0$.

Dimostrazione: Il segno di $\dot{\lambda}$ è il segno del termine $\dot{\omega}v_x - \omega\dot{v}_x$.

Durante la frenata $\dot{v}_x \leq 0$ e ω è limitata dalla velocità del velivolo: $v_x \geq R\omega \geq 0$. Di conseguenza, se $\dot{\omega} \geq 0$ allora $\dot{\lambda} > 0$ ed il valore assoluto dello slittamento diminuisce.

- **Proprietà 2:** Esiste un valore limitato $\dot{\omega}_N$ per l'accelerazione angolare tale che, se $\dot{\omega} \leq \dot{\omega}_N$, allora $\dot{\lambda} < 0$.

Dimostrazione: Dal momento che l'accelerazione longitudinale minima \dot{v}_x (massima frenatura nelle migliori condizioni) è limitata ($A_x^{min} \leq \dot{v}_x \leq 0$) e che durante la frenata si ha $v_x \geq R\omega \geq 0$, esiste un valore limitato di accelerazione angolare tale che la condizione $\dot{\lambda} < 0$ sia assicurata. Questo valore può essere facilmente calcolato come $\dot{\omega}_N = A_x^{min}/R$. Infatti si ha:

$$\dot{\omega} < \frac{A_x^{min}}{R} = \frac{A_x^{min}\omega}{R\omega} \leq \frac{A_x^{min}\omega}{v_x} \leq \frac{\dot{v}_x\omega}{v_x} \Rightarrow \dot{\lambda} < 0 \quad (5.20)$$

Si considerino i due parametri di progetto $\dot{\omega}_p \geq 0$ e $\dot{\omega}_n \leq \dot{\omega}_N < 0$. Se $\dot{\omega} \geq \dot{\omega}_p$ allora, grazie alla Proprietà 1, si ha $\dot{\lambda} > 0$; mentre, se $\dot{\omega} \leq \dot{\omega}_N$ allora, grazie alla Proprietà 2, si ha $\dot{\lambda} < 0$.

Si riprenda ora la prima equazione del sistema (5.2):

$$J_w \dot{\omega} = -R F_x(\lambda) + T_b \quad (5.21)$$

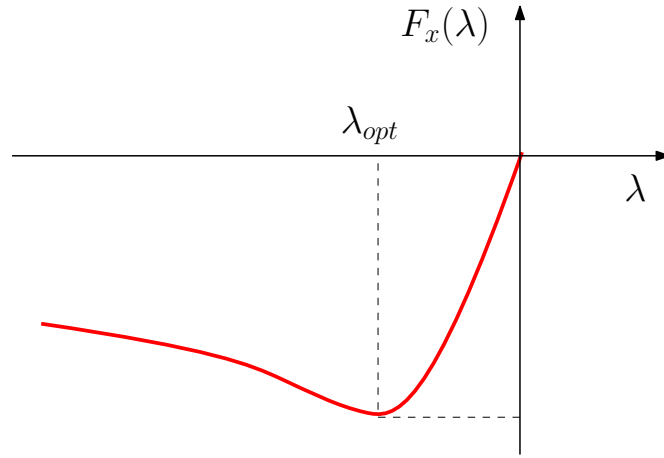


Figura 5.4: Forza longitudinale in funzione dello slittamento (fase di frenata)

Considerando che la coppia T_b può essere riscritta in funzione della forza F_b applicata sui dischi e di un guadagno $K_b > 0$ che tenga conto della geometria delle pastiglie, del loro numero e del coefficiente di attrito, la (5.21) diventa:

$$J_w \dot{\omega} = -R F_x(\lambda) - K_b F_b \quad (5.22)$$

Bisogna inoltre considerare che alcuni termini della (5.22) sono tempo varianti: il guadagno K_b è fortemente influenzato dalla temperatura delle pastiglie, mentre la forza $F_x(\lambda)$ dipende dal carico verticale F_z che può subire forti variazioni durante la frenata. L'equazione (5.22) deve quindi essere riscritta come:

$$J_w \dot{\omega} = -R F_x(\lambda, t) - K_b(t) F_b \quad (5.23)$$

Che derivata rispetto al tempo diventa:

$$J_w \ddot{\omega} = -K_b \dot{F}_b - \dot{K}_b F_b - R \frac{\partial F_x}{\partial \lambda} \dot{\lambda} - R \frac{\partial F_x}{\partial t} \quad (5.24)$$

Il punto di lavoro del sistema si trova nella regione stabile se $\partial F_x / \partial \lambda > 0$ (figura 5.4). Assumendo che $\dot{\lambda} \neq 0$, dalla (5.24) si ottiene l'espressione di $\partial F_x / \partial \lambda$:

$$\frac{\partial F_x}{\partial \lambda} = -\frac{1}{R\dot{\lambda}} \left(J_w \ddot{\omega} + K_b \dot{F}_b + \dot{K}_b F_b + R \frac{\partial F_x}{\partial t} \right) \quad (5.25)$$

I termini sconosciuti nella (5.25) sono $K_b(t)$, $\dot{K}_b(t)$ e $\partial F_x / \partial t$. Tuttavia quando F_b è costante, il termine $K_b \dot{F}_b$ è nullo.

- **Proprietà 3:** Se la forza F_b è costante e $\dot{\omega} \geq \dot{\omega}_p$ allora:

$$\frac{\partial F_x}{\partial \lambda} > 0 \Leftrightarrow \left(J_w \ddot{\omega} + \dot{K}_b F_b + R \frac{\partial F_x}{\partial t} \right) < 0 \quad (5.26)$$

Dimostrazione: Dal momento che $\dot{\omega} \geq \dot{\omega}_p$ per la Proprietà 1 si ha $\dot{\lambda} > 0$. La relazione (5.26) può essere quindi derivata dalla (5.25) con $\dot{F}_b = 0$.

- **Proprietà 4:** Se la forza F_b è costante e $\dot{\omega} \leq \dot{\omega}_n$ allora:

$$\frac{\partial F_x}{\partial \lambda} < 0 \Leftrightarrow \left(J_w \ddot{\omega} + \dot{K}_b F_b + R \frac{\partial F_x}{\partial t} \right) < 0 \quad (5.27)$$

Dimostrazione: Dal momento che $\dot{\omega} \leq \dot{\omega}_n$ per la Proprietà 2 si ha $\dot{\lambda} < 0$. La relazione (5.27) può essere quindi derivata dalla (5.25) con $\dot{F}_b = 0$.

5.2 Algoritmo

La strategia di controllo proposta si basa sulle proprietà presentate nella precedente sezione e sulle seguenti assunzioni:

- la velocità angolare della ruota ω è misurata; l'accelerazione angolare della ruota $\dot{\omega}$ è misurata o stimata;
- la curva che descrive $F_x(\lambda, t)$ ha un unico minimo per $-1 \leq \lambda < 0$;
- l'attuatore elettromeccanico può mantenere una forza F_b costante ed è possibile determinare quando questa è effettivamente costante.

Indichiamo con k l'istante di campionamento corrente e con T_{samp} il periodo di campionamento del controllore.

Le proprietà 3 e 4 della precedente sezione richiedono la derivata seconda della velocità angolare ω . Questo rappresenta un problema nelle applicazioni reali in cui solo la velocità angolare della ruota viene misurata. Per superare il problema si può approssimare la derivata seconda $\ddot{\omega}$ con la variazione dell'accelerazione $\Delta\dot{\omega}$. Un metodo per ottenere una stima realizzabile è quello di calcolare $\Delta\dot{\omega}$ attraverso una regressione lineare (o polinomiale) ai minimi quadrati dei valori di accelerazione angolare $\dot{\omega}(i)$ per $i = k - n_h, \dots, k$ dove $n_h \in \mathbb{N}$ è un parametro di progetto che indica il numero di periodi di campionamento necessari ad ottenere una misura affidabile di $\Delta\dot{\omega}$. Con un valore di n_h piccolo, se la variazione dell'accelerazione è piccola, il rumore di misura potrebbe compromettere il risultato. Con dei buoni sensori n_h può avere un valore piccolo.

L'idea alla base della strategia proposta è quella di utilizzare le proprietà 3 e 4 (con $\Delta\dot{\omega}$ al posto di $\ddot{\omega}$) per determinare quando il punto di lavoro sta passando dalla regione stabile a quella instabile e viceversa. La soglia $\Delta\dot{\omega} \leq 0$ viene quindi utilizzata per determinare approssimativamente quando $\lambda = \lambda_{opt}$. In questo modo i due termini sconosciuti della (5.26) e della (5.27) hanno l'effetto di ritardare o anticipare l'azione di controllo. Tuttavia, se questi termini sono sufficientemente piccoli, questo ritardo/anticipo non incide sull'efficienza del controllo come si vedrà nelle successive simulazioni.

Le tre azioni di controllo previste dall'algoritmo sono:

- **DECREASE:** $F_b(k+1) = F_b(k) + \Delta F_{dec} T_{samp}$
Si decrementa la forza agente sui dischi.
- **HOLD:** $F_b(k+1) = F_b(k)$
Si mantiene una forza costante sui dischi.
- **INCREASE:** $F_b(k+1) = F_b(k) + \Delta F_{inc} T_{samp}$
Si incrementa la forza agente sui dischi.

I parametri $\Delta F_{dec} < 0$ e $\Delta F_{inc} > 0$ vanno impostati tenendo conto della dinamica dell'attuatore.

Il controllo proposto si basa su un algoritmo a 6 stati il cui diagramma di stato è rappresentato in figura 5.5.

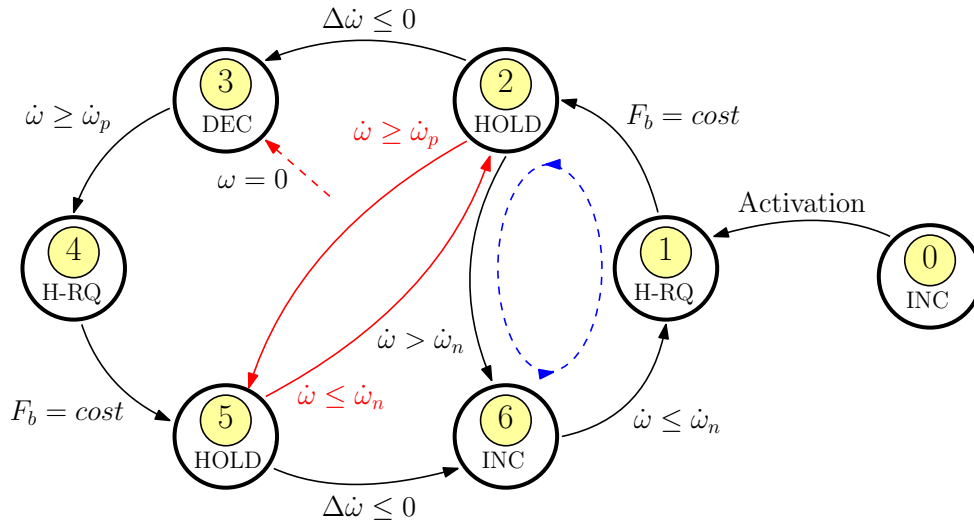


Figura 5.5: Diagramma di stato dell'algoritmo

La descrizione del funzionamento dei diversi stati è la seguente:

(0) Azione di controllo: INCREASE (*start*)

Eventi:

- Attivazione

Descrizione:

Questo stato ha lo scopo di portare il sistema il più velocemente possibile ad un punto di lavoro nella zona instabile. Normalmente questo stato non esiste nei tradizionali controlli ABS. L'azione di controllo incrementa la forza agente sui dischi (con una velocità diversa da quella degli altri stati) fino ad una certa soglia di attivazione. Una spiegazione più dettagliata di questo stato verrà data nel seguito.

(1) Azione di controllo: HOLD (*required*)

Eventi:

- se $\omega = 0$, prossimo stato = **(3)**.
- se F_b è costante, prossimo stato = **(2)**.

Descrizione:

Si richiede agli attuatori di mantenere una forza costante. A causa della dinamica degli attuatori stessi questo stato dura fino a che non si rileva che la forza F_b è costante.

(2) Azione di controllo: HOLD

Inizializzazione: $k_0 := k$

Eventi:

- se $\omega = 0$, prossimo stato = **(3)**.
- se $\dot{\omega} \geq \dot{\omega}_p$, prossimo stato = **(5)**.
- se $(k - k_0) \geq n_h$ e $\Delta\dot{\omega}(k) \leq 0$, prossimo stato = **(3)**. Caso (a) di figura 5.6.
- se $\dot{\omega} > \dot{\omega}_n$, prossimo stato = **(6)**. Caso (c) di figura 5.6.

Descrizione:

La forza F_b può essere considerata costante. Se $(k - k_0) \geq n_h$, la misura di $\Delta\dot{\omega}(k)$ può essere considerata affidabile. Si utilizza la relazione (5.27) per determinare quando $\lambda < \lambda_{opt}$.

Il passaggio allo stato **(5)** quando $\dot{\omega} \geq \dot{\omega}_p$ è utile nel caso di rapidi cambiamenti delle condizioni stradali.

Il passaggio allo stato **(6)** quando $\dot{\omega} > \dot{\omega}_n$ fa in modo di ristabilire un'accelerazione minore di $\dot{\omega}_n$. In questo modo si potrebbe instaurare un ciclo **(2)(6)(1)(2)** che porti λ ad un valore più vicino a λ_{opt} .

(3) Azione di controllo: DECREASE

Eventi:

- se $\dot{\omega} \geq \dot{\omega}_p$, prossimo stato = **(4)**.

Descrizione:

Questo stato si attiva non appena il punto di lavoro della ruota si suppone essere nella zona instabile o quando la ruota è bloccata.

Diminuendo la forza sui dischi dei freni, il termine $RF_x(\lambda, t)$ dell'equazione (5.22) diventa dominante e l'accelerazione angolare della ruota diventa positiva.

(4) Azione di controllo: HOLD (required)

Eventi:

- se $\omega = 0$, prossimo stato = **(3)**.
- se F_b è costante, prossimo stato = **(5)**.

Descrizione:

Si richiede agli attuatori di mantenere una forza costante. A causa della dinamica degli attuatori stessi questo stato dura fino a che non si rileva che la forza F_b è costante.

(5) Azione di controllo: HOLD

Inizializzazione: $k_0 := k$

Eventi:

- se $\omega = 0$, prossimo stato = **(3)**.
- se $\dot{\omega} \leq \dot{\omega}_n$, prossimo stato = **(2)**.
- se $(k - k_0) \geq n_h$ e $\Delta\dot{\omega}(k) \leq 0$, prossimo stato = **(6)**. Caso (e) di figura 5.6.

Descrizione:

La forza F_b può essere considerata costante. Se $(k - k_0) \geq n_h$, la misura di $\Delta\dot{\omega}(k)$ può essere considerata affidabile. Si utilizza la relazione (5.26) per determinare quando $\lambda > \lambda_{opt}$.

Il passaggio allo stato **(2)** quando $\dot{\omega} \leq \dot{\omega}_n$ è utile nel caso di rapidi cambiamenti delle condizioni stradali.

(6) Azione di controllo: INCREASE**Eventi:**

- se $\omega = 0$, prossimo stato = **(3)**.
- se $\dot{\omega} \leq \dot{\omega}_n$, prossimo stato = **(1)**.

Descrizione:

Questo stato si attiva non appena il punto di lavoro è supposto essere nella regione stabile.

Aumentando la forza sui dischi dei freni, il termine $K_b(t)F_b$ dell'equazione (5.22) diventa dominante e l'accelerazione angolare della ruota diventa negativa.

Una rappresentazione schematica del funzionamento del ciclo limite instaurato dal controllo è data in figura 5.6. Questa rappresentazione semplificata si ottiene calcolando la forza F_b dall'equazione (5.22) quando $F_x(\lambda, t) = \bar{F}_x(\lambda)$ e $\dot{K}_b = 0$. Per un valore costante $\dot{\omega} = a$, la curva $F_b(\lambda, a)$ ha la stessa forma della curva $\bar{F}_x(\lambda)$, inoltre se si ha $a_2 > a_1$ allora $F_b(\lambda, a_2) < F_b(\lambda, a_1)$; di conseguenza ogni accelerazione

$\dot{\omega}$ definisce un'unica curva $F_b(\lambda, \dot{\omega})$ che non interseca nessuna altra curva $F_b(\lambda, \dot{\omega})$. Per ogni valore di $\dot{\omega}$ il picco della curva si ha per lo stesso valore $\lambda = \lambda_{opt}$.

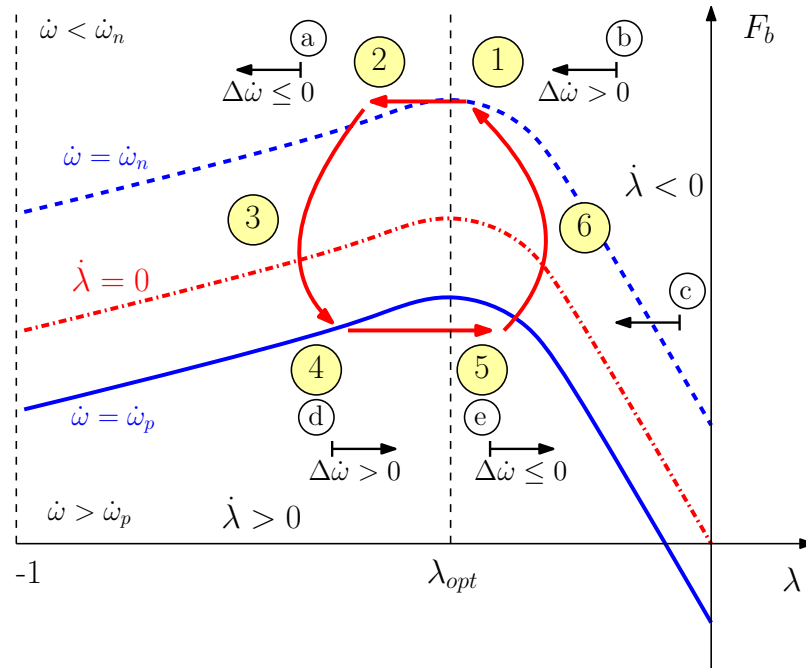


Figura 5.6: Ciclo di lavoro dell'algoritmo nel piano $F_b - \lambda$

5.3 Taratura dei Parametri

Come per gli altri controlli di tipo “threshold” anche l'algoritmo proposto richiede che le soglie di accelerazione e le velocità di incremento/decremento della forza F_b siano impostate mediante delle simulazioni. Le simulazioni descritte nelle successive sottosezioni sono state fatte sotto le seguenti condizioni (se non diversamente specificato):

- Si considera una condizione della strada di “asfalto asciutto” con $\lambda_{opt} = -0.18$ e $\mu(\lambda_{opt}) = 1$.
- Per simulare la dinamica degli attuatori si utilizza un filtro passa-basso con banda di circa 16 Hz (100 rad/s) e un ritardo di 5 ms.

- Gli stati **(1)** e **(5)** dell'algoritmo richiedono che ci sia la possibilità di sapere quando la forza F_b applicata dagli attuatori è costante. Per assicurare ciò si è impostato l'algoritmo in modo tale che non sia possibile uscire dagli stati **(1)** e **(5)** prima che sia trascorso un tempo pari alla somma del tempo di assestamento degli attuatori (5 volte la costante di tempo del filtro) e del ritardo.
- I sensori sono considerati ideali e restituiscono gli andamenti reali di velocità ed accelerazione angolari.
- Il tempo di campionamento del controllore T_{samp} è posto a 2 ms, mentre il numero di campioni necessari alla stima di $\Delta\dot{\omega}$ è $n_h = 2$.
- Il coefficiente di attrito delle pastiglie dei freni è considerato costante ed uguale a 1.
- Le sospensioni del velivolo sono considerate rigide se non lungo la direzione verticale (non si tiene conto del fenomeno del "GearWalk").
- Il valore di coppia ottima che talvolta appare nei grafici è un valore approssimativo calcolato dall'equazione 5.9.

5.3.1 Attivazione

Normalmente il controllo ABS si attiva quando viene rilevata una frenata di emergenza, cioè quando il pilota del veicolo richiede una coppia frenante più elevata di quella massima consentita dalle condizioni stradali. Nel caso in esame si ipotizza che il pilota remoto del velivolo non possa modulare la coppia frenante, ma possa decidere soltanto di attivare o disattivare i freni e che quindi l'algoritmo debba prevedere uno stato iniziale che porti la coppia frenante ad un valore opportuno per l'attivazione dell'algoritmo vero e proprio. Questo stato iniziale è rappresentato in figura 5.5 dallo stato **(0)**. Finché il controllo rimane in questo stato la forza F_b viene incrementata il più velocemente possibile per portare il sistema ad un valore di coppia frenante superiore a quella massima consentita dall'attrito. Dal momento che si è scelto di utilizzare soltanto misurazioni della velocità della ruota, la condizione per il passaggio dallo stato **(0)** allo stato **(1)** dell'algoritmo

deve riguardare l'accelerazione della ruota. Si considerino quindi i parametri di progetto $\dot{\omega}_0$ e ΔF_{inc0} . Teoricamente la variazione della forza F_b dovrebbe essere la più veloce possibile, ma più è alto il valore ΔF_{inc0} e più il controllo risulta sensibile al ritardo dell'attuazione (un maggiore ritardo comporta un aumento importante dello slittamento raggiunto in questa fase dell'algoritmo). Dopo alcune prove si è scelto il valore $\Delta F_{inc0} = 40kN/s$.

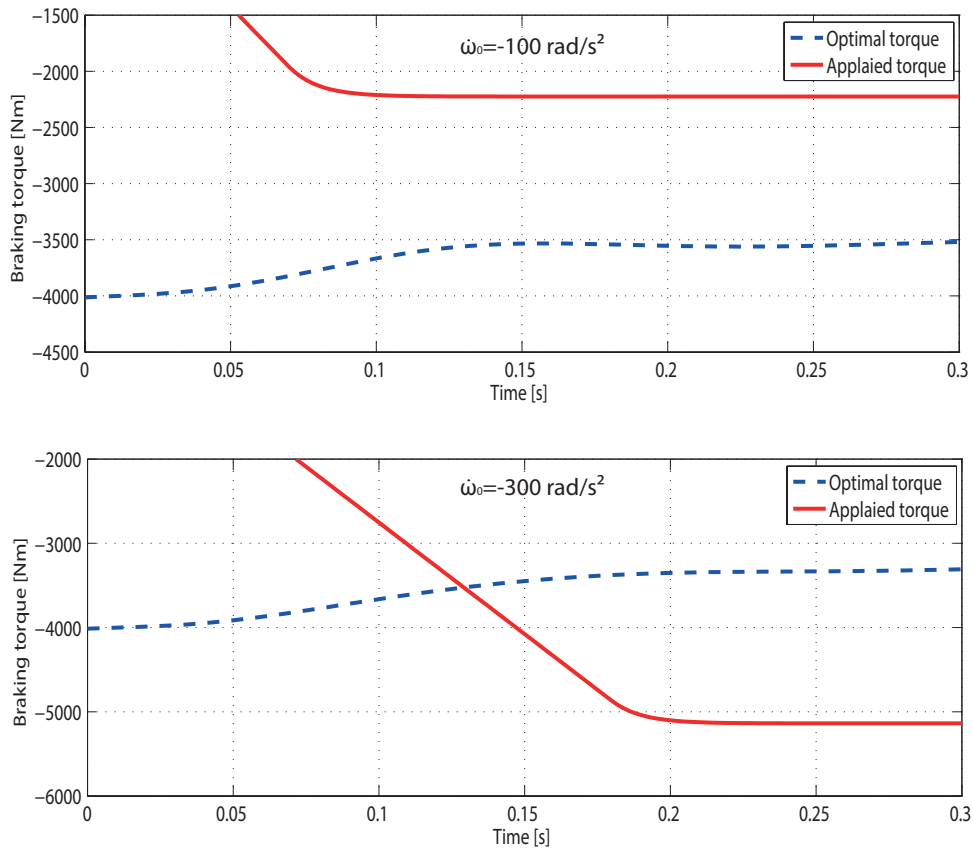


Figura 5.7: Coppie frenanti raggiunte con diverse soglie di decelerazione

Lo stato **(1)** dell'algoritmo si attiva quando $\dot{\omega} \leq \dot{\omega}_0$. In figura 5.7 vengono mostrati i casi con $\dot{\omega}_0 = -100 \text{ rad/s}^2$ e $\dot{\omega}_0 = -300 \text{ rad/s}^2$. Nel caso con $\dot{\omega}_0 = -100 \text{ rad/s}^2$, la coppia frenante applicata non è sufficiente a superare quella ottimale, pertanto il sistema non è in grado di raggiungere la zona instabile della curva $F_x(\lambda) - \lambda$. Nel caso con $\dot{\omega}_0 = -300 \text{ rad/s}^2$ la coppia ottimale viene abbondantemente superata; questo porterebbe il

sistema in un punto della curva con un valore dello slittamento troppo vicino al valore minimo. Dopo alcuni test si è scelto il valore $\dot{\omega}_0 = -200 \text{ rad/s}^2$. Si noti che, nel caso in cui fosse possibile per il pilota remoto modulare la coppia frenante, l'attivazione dell'algoritmo sarebbe simile a quella di un controllo classico: lo stato **(0)** dell'algoritmo non dovrebbe prevedere un incremento della forza da parte del controllo (la forza sarebbe imposta dal pilota remoto), e dovrebbe essere seguito da uno stato con azione di decremento della forza (come lo stato **(3)** dell'algoritmo presentato).

5.3.2 Soglie di Decelerazione

Teoricamente con la scelta delle soglie di decelerazione è possibile impostare l'ampiezza del ciclo limite innescato dall'algoritmo. In realtà, a causa del ritardo dell'attuazione, l'ampiezza di questo ciclo viene fortemente influenzata dai valori scelti per le velocità di incremento/decremento della forza imposta ai freni (ΔF_{inc} e ΔF_{dec}).

La figura 5.8 mostra l'andamento del ciclo limite nel piano $\dot{\omega} - \lambda$ ottenuto per due simulazioni in cui si sono lasciate invariate le soglie $\dot{\omega}_n$ e $\dot{\omega}_p$, mentre si sono impostati diversi valori di ΔF_{inc} e ΔF_{dec} . Si può vedere che un aumento dei valori delle velocità di incremento/decremento della forza comporta un allargamento del ciclo limite.

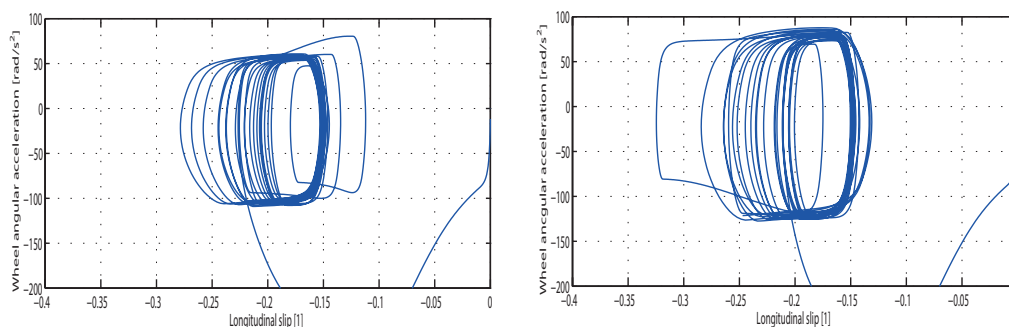


Figura 5.8: Ciclo limite nel piano $\dot{\omega} - \lambda$ per diversi valori di ΔF_{inc} e ΔF_{dec}

Pertanto non è possibile impostare le soglie di decelerazione $\dot{\omega}_p$ e $\dot{\omega}_n$ a prescindere dai valori impostati per le velocità di incremento/decremento

della forza ΔF_{inc} e ΔF_{dec} .

Al fine di comprendere quale sia la sensibilità del controllo ai cambiamenti dei diversi parametri sono state effettuate alcune simulazioni. In ogni simulazione si è cercato di analizzare l'effetto ottenuto sul sistema cambiando il valore di un singolo parametro (mantenendo invariati gli altri).

Le due soglie di decelerazione da impostare per l'algoritmo sono $\dot{\omega}_p$ e $\dot{\omega}_n$. Come già accennato nella sottosezione riguardante le proprietà alla base dell'algoritmo, deve essere $\dot{\omega}_p \geq 0$, e $\dot{\omega}_n \leq \dot{\omega}_N = A_x^{min}/R$. Il valore minimo (teorico) di accelerazione del velivolo A_x^{min} può essere calcolato come:

$$A_x^{min} = \mu(\lambda_{opt})g \quad (5.28)$$

dove $\mu(\lambda_{opt})$ è il valore massimo del coefficiente d'attrito pneumatico/strada e g è l'accelerazione di gravità.

La figura 5.9 mostra l'andamento nel tempo dello slittamento longitudinale per tre diversi valori di soglia: $\dot{\omega}_n = -35 \text{ rad/s}^2$, $\dot{\omega}_n = -50 \text{ rad/s}^2$ e $\dot{\omega}_n = -90 \text{ rad/s}^2$.

La figura 5.9 (A) mostra che nelle fasi finali della frenata il valore dello slittamento corrente tende a rimanere al di sopra di quello ottimale. Il sistema lavora per troppo tempo in una regione con slittamento troppo basso, con una conseguente perdita di prestazioni che si traduce in un aumento della distanza di arresto.

Risultati migliori si possono ottenere aumentando il valore assoluto della soglia $\dot{\omega}_n$, come si vede in figura 5.9 (B), dove il valore di slittamento λ rimane in oscillazione attorno al valore ottimo fino al termine della simulazione. Tuttavia, la figura 5.9 (C) mostra che, pur mantenendo buone prestazioni, il sistema raggiunge dei valori di slittamento molto elevati nelle fasi finali se viene posto un valore assoluto di $\dot{\omega}_n$ troppo alto.

Osservando la figura 5.9 si nota che le oscillazioni dello slittamento λ aumentano di ampiezza con il procedere della simulazione; questo è dovuto al progressivo decrescere della velocità del velivolo che, come spiegato in precedenza (si veda la figura 5.3), agisce da fattore di scala per la dinamica della ruota: per velocità del velivolo più basse si ha una dinamica di ruota più veloce.

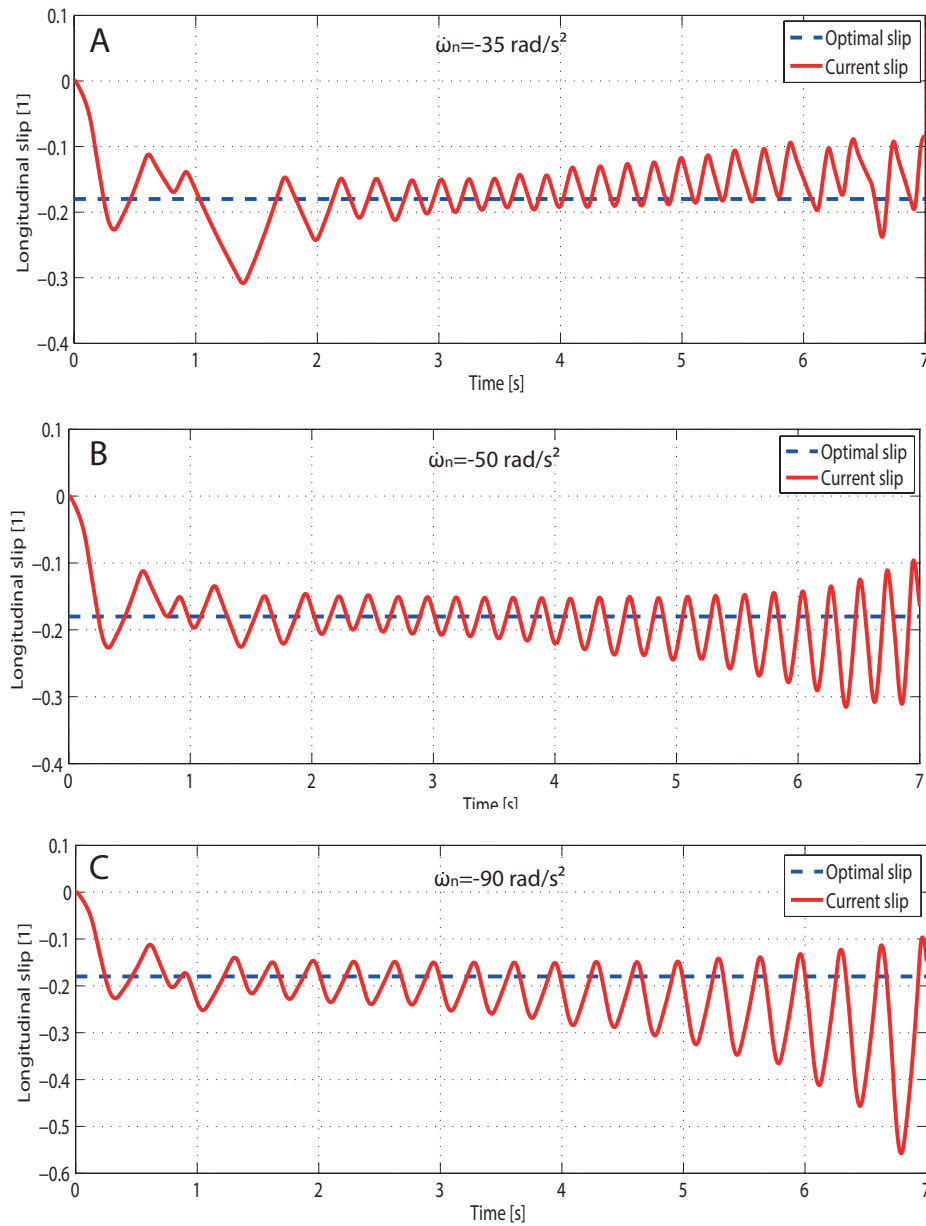


Figura 5.9: Andamento dello slittamento λ per diversi valori di $\dot{\omega}_n$

Per quanto riguarda la soglia $\dot{\omega}_p$, essa deve essere maggiore di zero. La figura 5.10 mostra l'andamento dello slittamento λ in alcune prove effettuate imponendo diversi valori di $\dot{\omega}_p$.

Come si può vedere dalle figure 5.10 (A) e (B) non vi è praticamente alcuna differenza per $\dot{\omega}_p = 0 \text{ rad/s}^2$ e $\dot{\omega}_p = 10 \text{ rad/s}^2$. Se però si aumenta il

valore di $\dot{\omega}_p$ fino a 50 rad/s^2 (figura 5.10 (C)), lo slittamento rimane spesso su valori troppo alti ed è possibile che per velocità molto basse il sistema abbia difficoltà a raggiungere tale soglia portando il controllo a permanere troppo a lungo nello stato **(3)** dell'algoritmo.

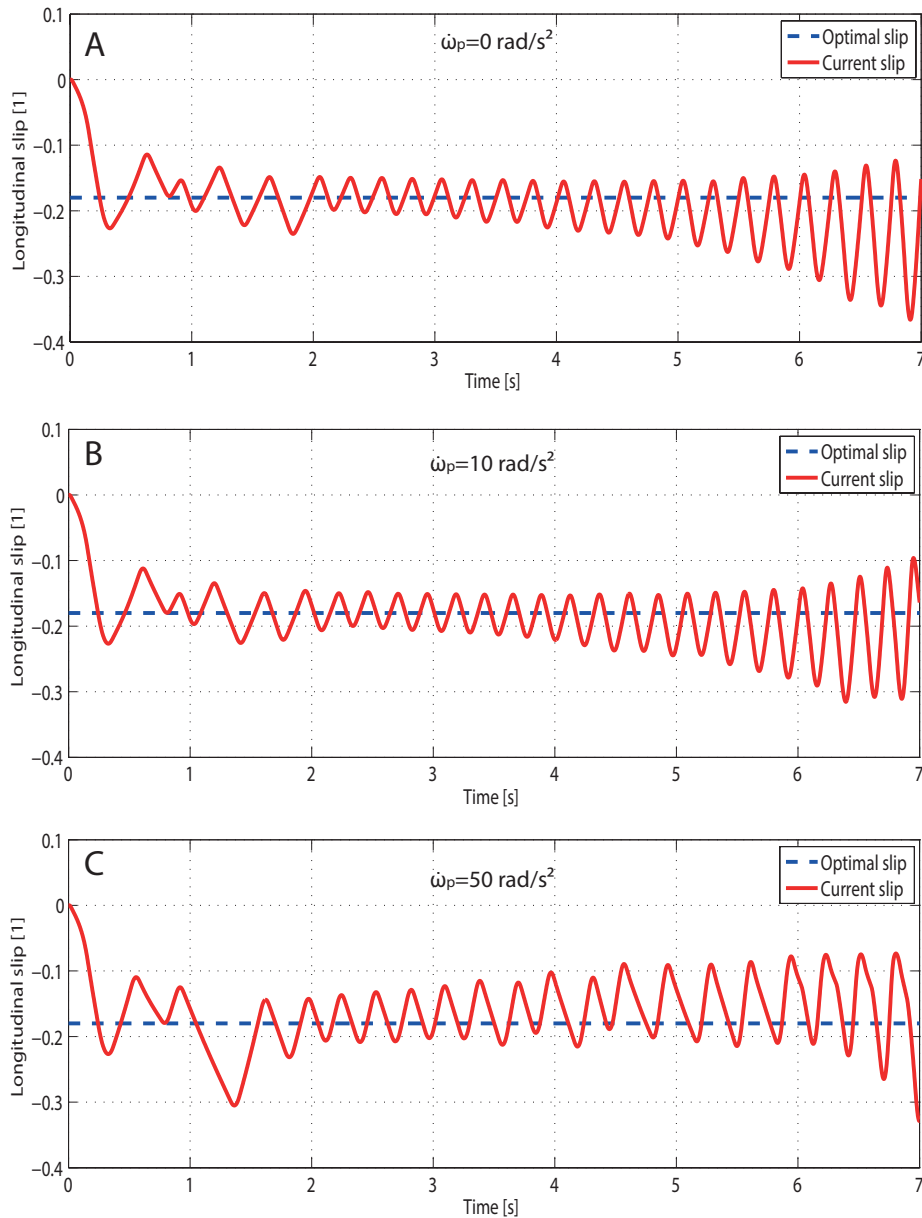


Figura 5.10: Andamento dello slittamento λ per diversi valori di $\dot{\omega}_p$

Come osservato in precedenza, oltre alle soglie di decelerazione, è necessario tarare correttamente anche i termini ΔF_{inc} e ΔF_{dec} che determinano la velocità dell'azione di controllo.

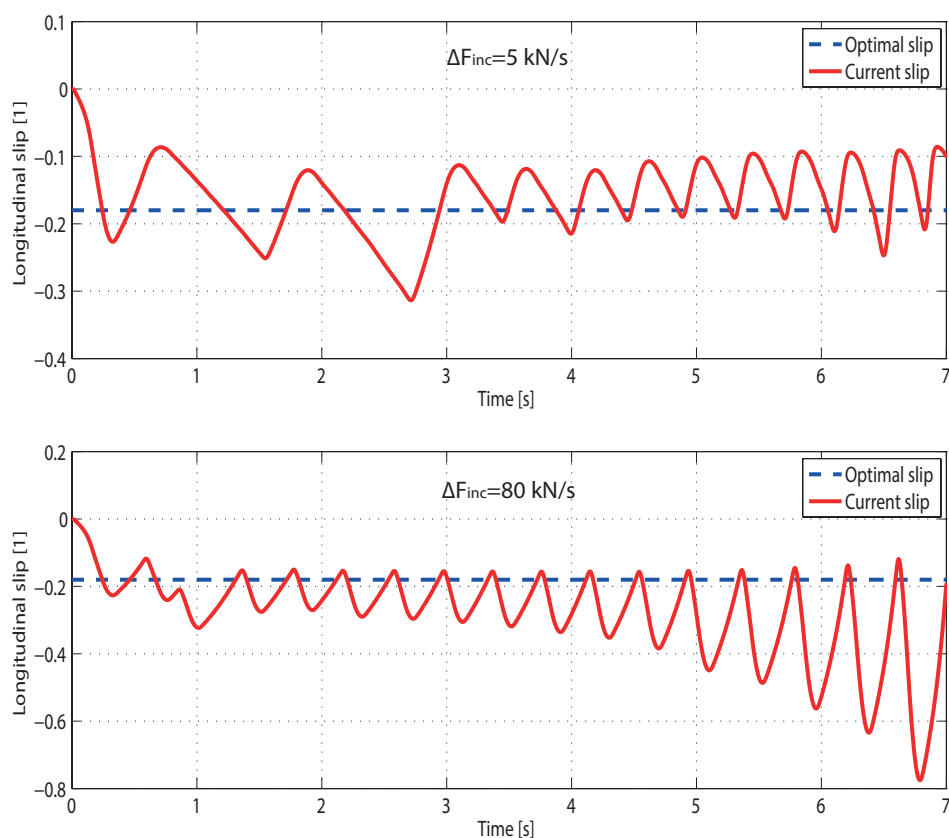


Figura 5.11: Andamento dello slittamento λ per diversi valori di ΔF_{inc}

La figura 5.11 mostra l'andamento dello slittamento longitudinale per due diversi valori di ΔF_{inc} : uno molto basso ($\Delta F_{inc} = 5 \text{ kN/s}$) ed uno molto alto ($\Delta F_{dec} = 80 \text{ kN/s}$).

Nel primo caso lo slittamento rimane per lungo tempo molto al di sopra dello slittamento ottimale, mentre negli istanti iniziali, in cui il carico verticale sulla ruota cresce velocemente a causa del diminuire della forza di portanza, il controllo rimane a lungo all'interno di un ciclo fra gli stati **(2)(6)(1)** nel tentativo di riportare $\dot{\omega}$ al di sotto della soglia $\dot{\omega}_n$ alzando gradualmente il valore assoluto della coppia frenante.

La situazione appena descritta è mostrata in figura 5.12, dove viene visualizzato l'andamento della coppia frenante applicata alla ruota nei primi secondi di simulazione: la coppia viene gradualmente aumentata compiendo un ciclo fra gli stati **(2)(6)(1)**.

Nel secondo caso, invece, lo slittamento raggiunge spesso valori troppo bassi avvicinandosi al valore minimo ($\lambda = -1$). Questo, pur non compromettendo molto l'efficienza in termini di spazio di frenata, può causare una perdita della controllabilità del velivolo a causa di un eccessivo abbassamento del valore della forza laterale agente al contatto pneumatico-strada (questo concetto sarà approfondito nel seguito).

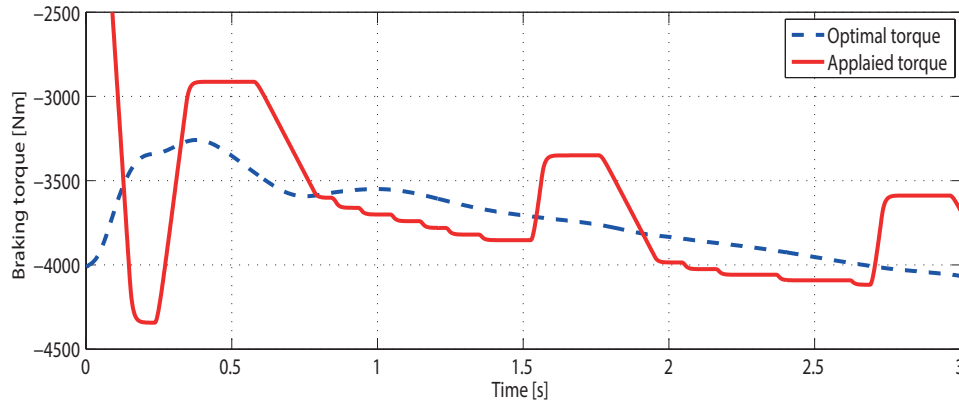


Figura 5.12: Andamento della coppia frenante nei primi istanti di frenata con $\Delta F_{inc} = 5 \text{ kN/s}$

Similmente a quanto fatto per ΔF_{inc} , la figura 5.13 mostra l'andamento di λ per i valori $\Delta F_{dec} = -5 \text{ kN/s}$ e $\Delta F_{dec} = -80 \text{ kN/s}$.

Nel primo caso, il sistema rimane per lungo tempo nella zona instabile raggiungendo valori assoluti di slittamento molto alti.

Nel secondo caso il sistema si comporta in maniera molto simile al caso in cui il valore della soglia $\dot{\omega}_p$ è troppo alto (si veda figura 5.10 C). Come già accennato, infatti, a causa del ritardo di attuazione, imporre alte velocità di incremento/decremento di F_b porta il sistema a raggiungere valori di $\dot{\omega}$ che eccedono le soglie di decelerazione effettivamente impostate (si vedano i cicli limite di figura 5.8).

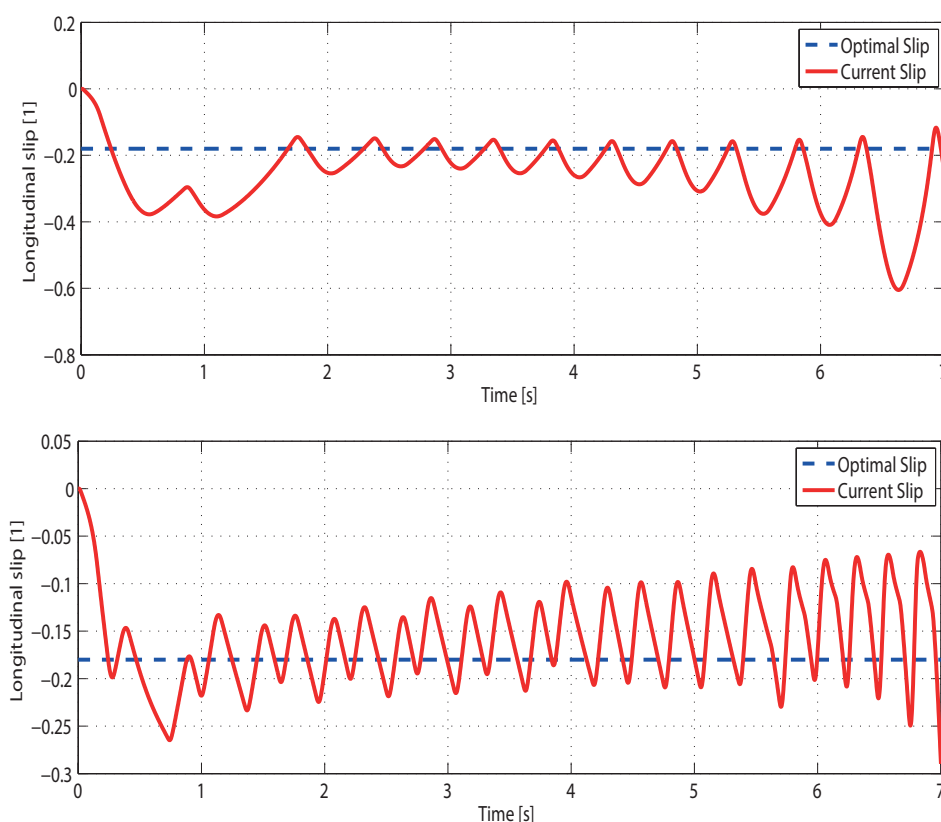


Figura 5.13: Andamento dello slittamento λ per diversi valori di ΔF_{dec}

Dal momento che lo scopo del controllo ABS è quello di mantenere la forza frenante F_x il più possibile vicino al suo picco e che in questa trattazione si considera soltanto la dinamica longitudinale del velivolo, i parametri dell'algoritmo sono stati tarati cercando di minimizzare lo spazio di frenata. Tuttavia bisogna tener conto che nella realtà, se per alti valori di slittamento non si ha una grave perdita per quanto riguarda la forza longitudinale, si ha invece un forte abbassamento del valore di forza laterale (che arriva addirittura a zero per $\lambda = -1$) come si può osservare nel grafico di figura 5.14, che mostra il tipico andamento del coefficiente di attrito laterale μ_y per diversi valori dell'angolo di deriva α (angolo fra l'asse longitudinale del pneumatico ed il vettore velocità del punto di contatto). Un abbassamento troppo grande della forza laterale comprometterebbe la controllabilità del velivolo. Per questo motivo, durante la taratura dei parametri, è necessario

assicurarsi che lo slittamento non raggiunga valori troppo elevati (se non a bassissime velocità).

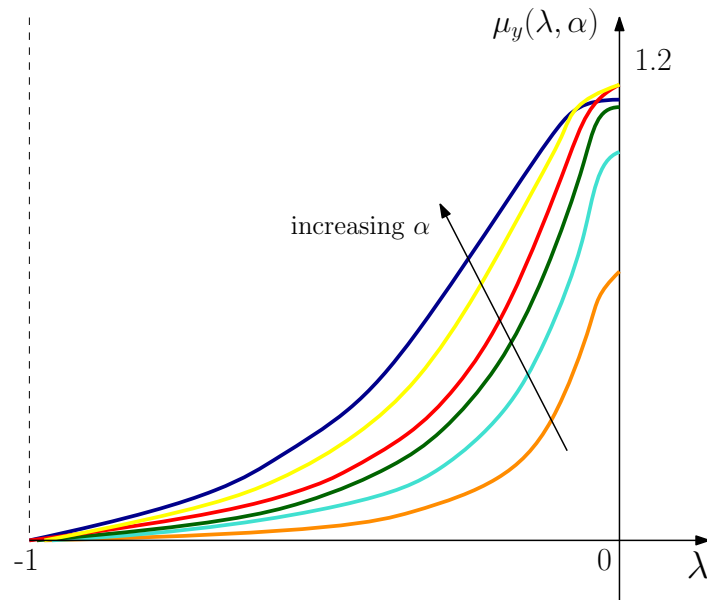


Figura 5.14: Coefficiente di attrito μ_y in funzione dello slittamento λ e dell'angolo di deriva α

Dopo aver impostato delle soglie di decelerazione ragionevoli si sono tarati i termini di incremento/decremento della forza, i valori selezionati sono: $\dot{\omega}_p = 10 \text{ rad/s}^2$, $\dot{\omega}_n = -50 \text{ rad/s}^2$, $\Delta F_{dec} = -20 \text{ kN/s}$, $\Delta F_{inc} = -28 \text{ kN/s}$. La distanza di frenata ottenuta per questi valori e sotto le condizioni specificate all'inizio di questa sezione è di 210,46 m (la velocità del velivolo a inizio frenata è di 180 km/h).

Capitolo 6

Simulazioni e Analisi

Questa sezione è dedicata alla valutazione dei risultati ottenuti con l'applicazione dell'algoritmo precedentemente descritto in diversi casi di interesse. In particolare, si analizzeranno diversi aspetti del sistema sotto controllo e l'influenza che ognuno di essi può avere sulle prestazioni dell'algoritmo stesso. Si imposteranno, pertanto, simulazioni che tengano conto del moto di beccheggio, della banda passante e del ritardo degli attuatori, della dipendenza dalla temperatura del coefficiente d'attrito, della possibilità di incontrare diverse condizioni d'aderenza anche con brusche variazioni, della cedevolezza dei carrelli e della qualità dei sensori di velocità delle ruote.

I valori dei parametri del controllo $\dot{\omega}_p$, $\dot{\omega}_n$, ΔF_{dec} , ΔF_{inc} e dei parametri che caratterizzano lo stato di “attivazione” dell'algoritmo utilizzati in simulazione sono quelli selezionati nella sezione 5.3.

Per poter considerare diversi casi di simulazione, i risultati riportati sono stati ottenuti modificando alcune delle ipotesi di partenza specificate all'inizio della sezione precedente. I cambiamenti apportati a tali ipotesi sono opportunamente specificati nelle diverse sottosezioni.

6.1 Effetto del Beccheggio

La figura 6.1 mostra l'andamento della velocità periferica della ruota $R_e\omega$ e della velocità del velivolo v_x . Perché la frenata sia ottimale la velocità periferica della ruota deve oscillare attorno al valore ottimale $R_e\omega_{opt}$, che può essere calcolato inserendo nell'equazione (3.16) (che definisce lo slittamento longitudinale), il valore ottimo λ_{opt} :

$$\omega_{opt} = \frac{(1 + \lambda_{opt})v_x}{R_e} \quad (6.1)$$

Come si può vedere dalla figura 6.1, la velocità periferica della ruota impiega più di un secondo per “stabilizzarsi” su un ciclo limite attorno al valore ottimo.

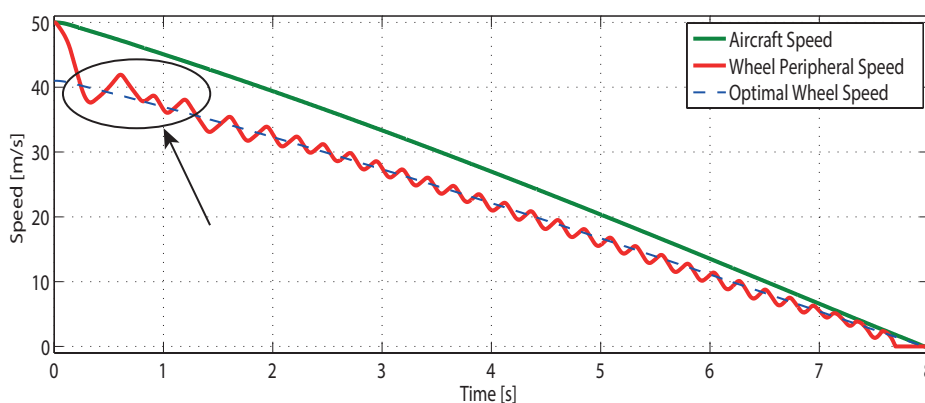


Figura 6.1: Velocità periferica della ruota e velocità di avanzamento del velivolo

Questo fatto è dovuto alle oscillazioni del moto di beccheggio innescate dallo spostamento di carico dal carrello posteriore verso il carrello anteriore che si ha in fase di frenata. A causa di queste oscillazioni, il carico verticale sulla ruota subisce forti variazioni (come mostrato in figura 6.2) ed essendo la forza longitudinale $F_x(\lambda, t)$ proporzionale a tale carico ($F_x(\lambda, t) = F_z\mu(\lambda)$), essa subisce le medesime variazioni. Pertanto, il termine $R\frac{\partial F_x}{\partial t}$ che compare nelle relazioni (5.26) e (5.27) assume dei valori importanti nelle prime fasi dell'oscillazione, fintanto che questa non sia stata sufficientemente smorzata. Questo fa sì che il passaggio dagli stati **(2)**

e (5) dell'algoritmo a quelli successivi venga anticipato o ritardato rispetto al momento in cui si avrebbe $\lambda = \lambda_{opt}$ (istante in cui si passa dalla zona stabile alla zona instabile della curva $F_x(\lambda) - \lambda$ o viceversa).

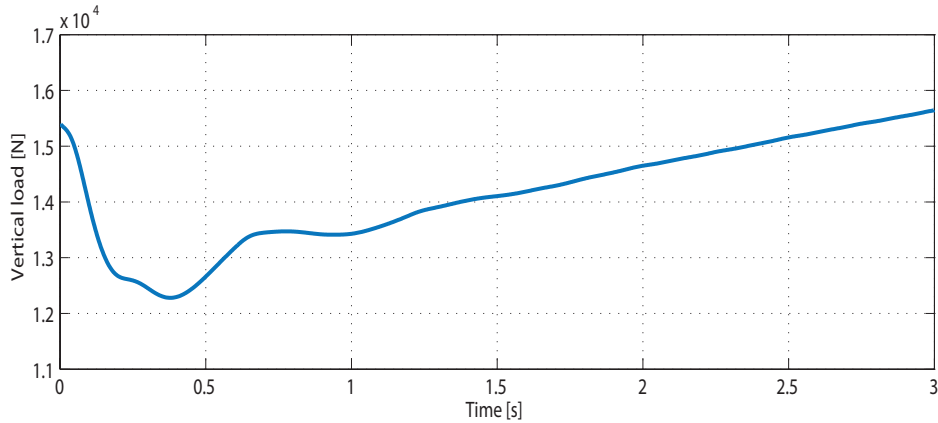


Figura 6.2: Forza verticale agente sulla ruota (frenante)

Abbassando di un ordine di grandezza le costanti di smorzamento delle sospensioni all'interno del modello di simulazione, si può notare un peggioramento nel funzionamento dell'algoritmo (figura 6.3) dovuto alle continue oscillazioni del carico verticale sulla ruota frenante (figura 6.4).

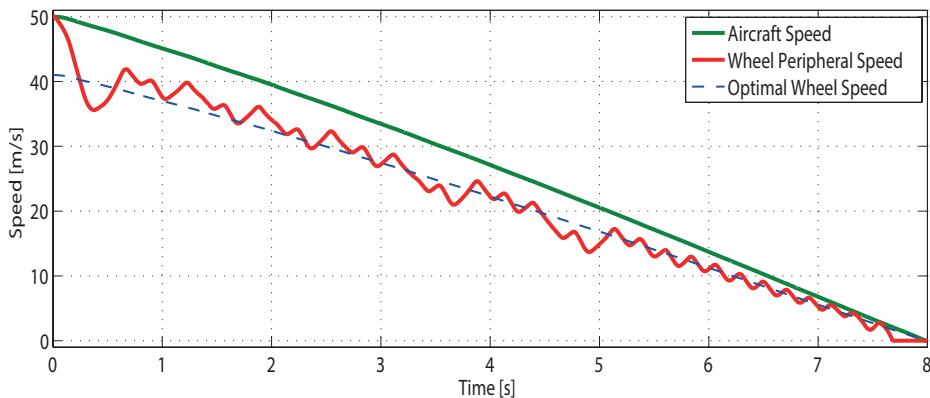


Figura 6.3: Velocità periferica della ruota e velocità di avanzamento del velivolo

Il passaggio da un'azione di controllo all'altra avviene spesso nel momento sbagliato facendo sì che il punto di lavoro del sistema rimanga troppo a

lungo nella zona stabile o instabile della curva $F_x(\lambda) - \lambda$. E', quindi, importante valutare se le sospensioni sono in grado di fornire uno smorzamento sufficientemente alto per l'applicazione di un simile controllo.

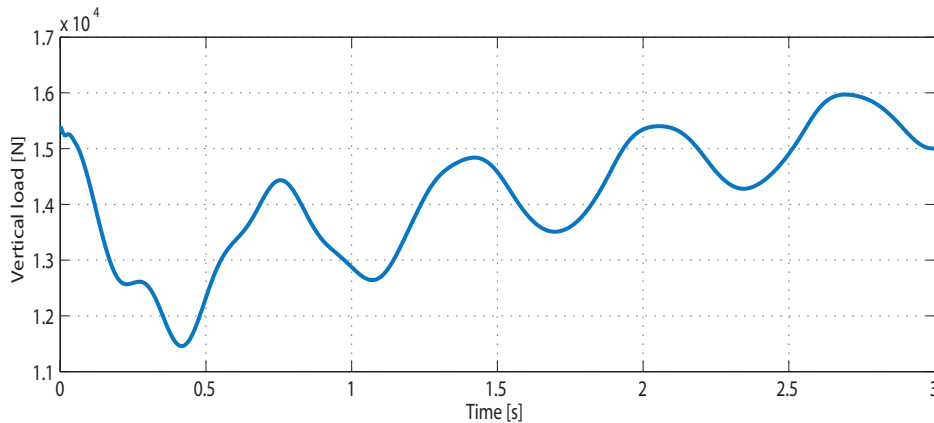


Figura 6.4: Forza verticale agente sulla ruota (frenante)

6.2 Effetto del Ritardo e della Banda Passante

La principale differenza fra il sistema frenante ideale ed il sistema frenante reale è rappresentata dal fatto che gli attuatori hanno una banda passante limitata e sono caratterizzati da un certo ritardo di tempo. Ovviamente, il ritardo influenza negativamente le prestazioni del controllo ABS.

Come mostrato in figura 6.5, il sistema raggiunge la condizione $\Delta\dot{\omega} \leq 0$ nel punto A; si dovrebbe iniziare a diminuire la forza F_b applicata ai dischi, ma quest'ultima viene mantenuta costante fino al punto B. Questo porta ad un aumento o ad una diminuzione (a seconda dello stato in cui si trova l'algoritmo) dello slittamento. Ovviamente questo aumento (o diminuzione) di λ non è previsto dal controllore ed è totalmente indesiderato.

Sempre facendo riferimento alla figura 6.5 è possibile notare un altro importante problema dovuto al ritardo introdotto dall'attuatore. Nel momento in cui il sistema raggiunge la soglia $\dot{\omega} \leq \dot{\omega}_n$ (punto C) la forza corrente applicata è minore di quella imposta dal controllo. Quindi, anche se è già stata raggiunta la soglia di decelerazione richiesta, la forza esercitata dal-

l'attuatore è destinata a crescere fino al valore imposto dal controllo: la soglia $\dot{\omega}_n$ viene superata; questo porta ad un allargamento del ciclo limite come quello mostrato in figura 5.8.

La presenza di un ritardo nell'attuazione impone, pertanto, di impostare delle soglie di decelerazione diverse rispetto al caso in cui si considerasse un attuatore ideale privo di ritardo.

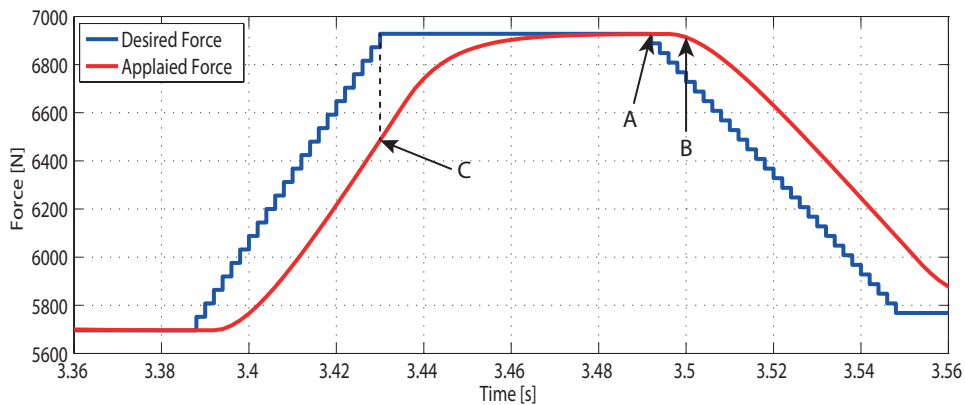


Figura 6.5: Effetto del ritardo sulla forza applicata ai freni

Infine il ritardo (insieme al tempo di assestamento) determina il tempo di permanenza negli stati **(2)** e **(5)** dell'algoritmo. Per uscire da questi stati è infatti necessario che la forza F_b possa essere considerata costante. Il tempo che gli attuatori impiegano a raggiungere tale situazione dipende, ovviamente, dal ritardo di tempo che li caratterizza e dalla loro banda passante (il tempo di assestamento è uguale a 5 volte la costante di tempo del filtro).

Le figure 6.6 e 6.7 mostrano l'aumento della distanza di arresto rispetto al caso base (ritardo di 5 ms e frequenza di 100 rad/s) per diversi valori di ritardo e di banda passante degli attuatori. Si tenga presente che la distanza di arresto ottenuta in simulazione per il caso base è di 210,46 m per una velocità di partenza di 180 km/h.

Si può notare che l'aumento del ritardo influisce negativamente sulle prestazioni del controllo molto più di quanto faccia il ridursi della banda passante.

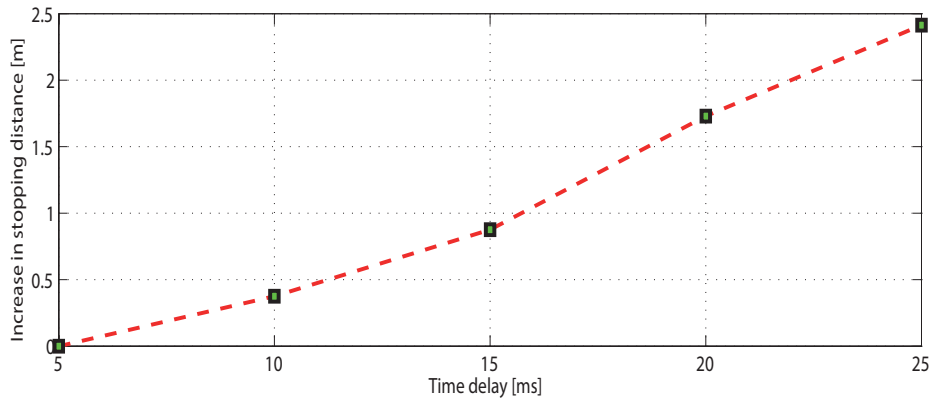


Figura 6.6: Aumento della distanza di arresto per diversi valori di ritardo degli attuatori

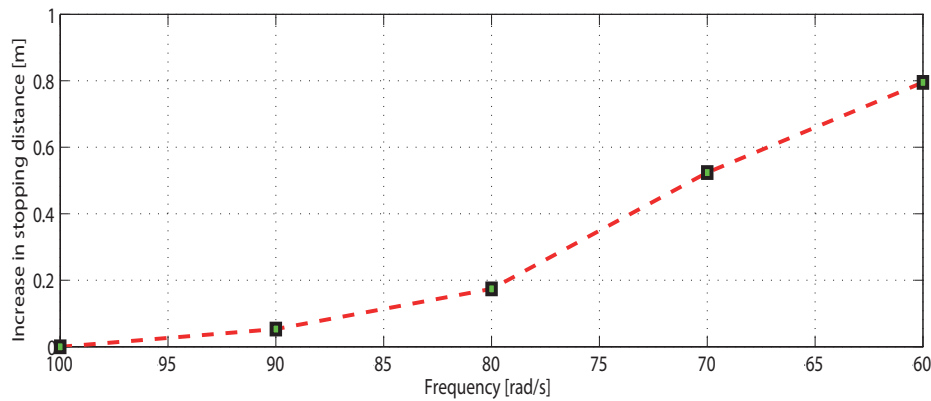


Figura 6.7: Aumento della distanza di arresto per diversi valori di banda passante degli attuatori

6.3 Effetto della Temperatura

Come già accennato nella sezione riguardante l'impianto frenante (sezione 3.3), nelle applicazioni reali il coefficiente di attrito delle pastiglie non è costante, ma varia con la temperatura. La figura 6.8 mostra la distribuzione di temperatura lungo la coordinata assiale di un singolo disco statorico per diversi momenti della fase di frenata.

Inizialmente si ha una forte differenza di temperatura fra gli strati esterni, più caldi in quanto a contatto diretto con le pastiglie, e gli strati interni del disco, che rimangono invece molto più freddi (linea viola in figura 6.8). Successivamente, con il passare del tempo, il calore comincia a penetrare all'interno dei diversi strati, i quali tendono a raggiungere una distribuzione di temperatura più uniforme (linea blu in figura 6.8).

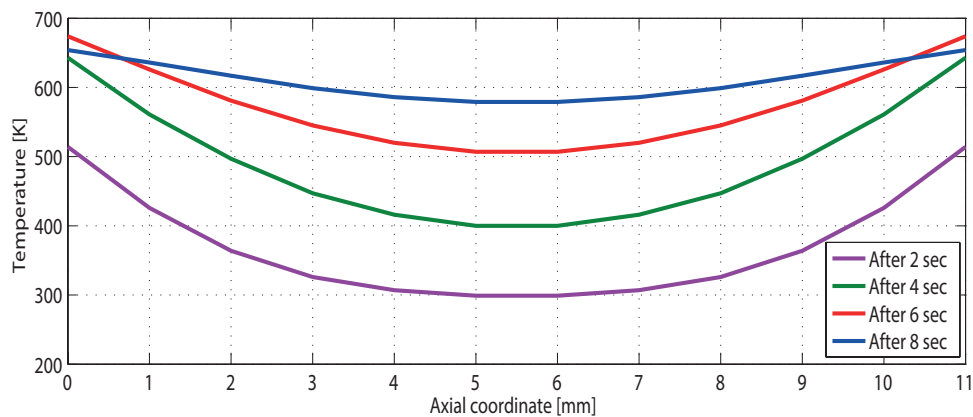


Figura 6.8: Distribuzione di temperatura all'interno di un disco statico in diversi istanti della fase di frenata

Nel caso di freni realizzati in carbonio, come quelli presi in considerazione per questa trattazione, il coefficiente d'attrito ha valori piuttosto bassi a temperatura ambiente e le pastiglie necessitano di scaldarsi prima di raggiungere una situazione ottimale.

Per testare la validità del controllo proposto anche nel caso di attrito variante con la temperatura si è ipotizzato un andamento non lineare del coefficiente di attrito come quello mostrato in figura 6.9. Il valore del coefficiente è piuttosto basso per temperature vicine alla temperatura ambiente, ma tende a salire abbastanza velocemente all'aumentare della temperatura. Una volta raggiunte temperature superiori ai $500K$ l'andamento del coefficiente incorre in una sorta di saturazione (in realtà il valore tende a scendere leggermente una volta superati i $600K$).

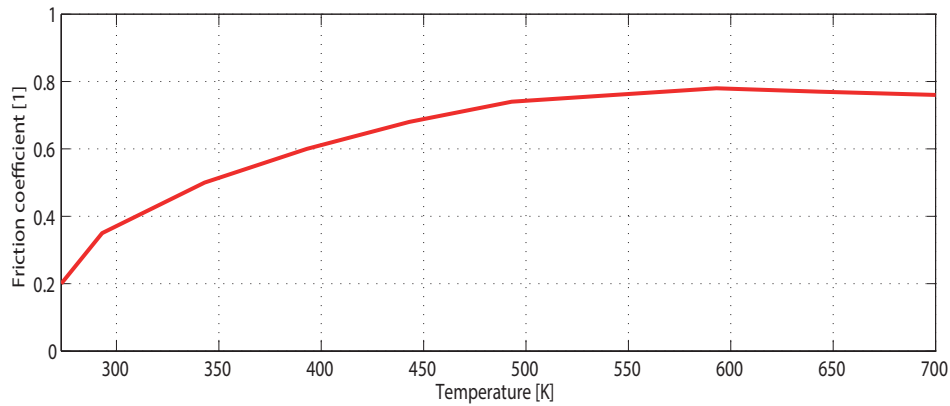


Figura 6.9: Coefficiente di attrito delle pastiglie in funzione della temperatura

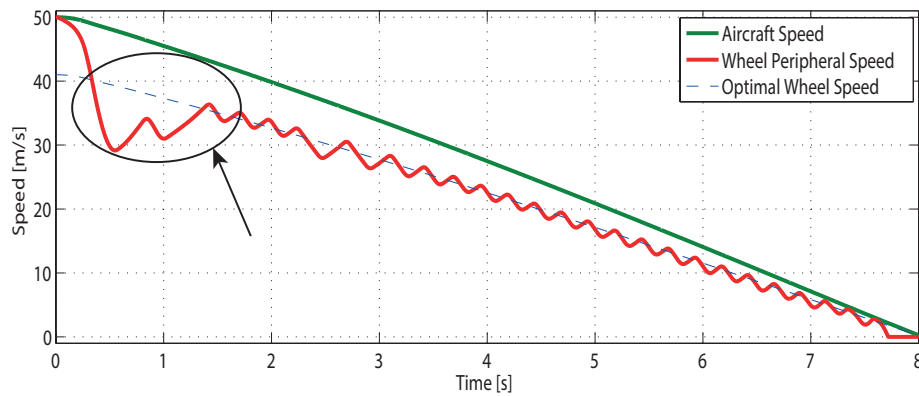


Figura 6.10: Velocità periferica della ruota e velocità di avanzamento del velivolo con coefficiente di attrito dipendente dalla temperatura

I risultati ottenuti sono mostrati in figura 6.10. Si può notare che, pur mantenendo buone prestazioni di frenata, nella fase iniziale il controllo non funziona al meglio. Questo si deve, oltre alle oscillazioni del moto di beccheggio, al fatto che le pastiglie non si sono ancora portate alla giusta temperatura e quindi il coefficiente di attrito è soggetto a forti variazioni. Se si fa riferimento alla curva di figura 6.9, infatti, si può osservare che il coefficiente di attrito cresce molto velocemente all'aumentare della temperatura fino a che si rimane sotto i 400 K (la figura 6.11 mostra l'andamento ottenuto in simulazione). Pertanto, fino a che le pastiglie non raggiungono

una certa temperatura, il termine $\dot{K}_b F_b$ che compare nelle relazioni (5.26) e (5.27) assume valori non trascurabili causando anticipi o ritardi nell'azione di controllo. Questo fatto è facilmente osservabile in figura 6.12. Nonostante la forza applicata dagli attuatori sia costante (nei punti evidenziati), la coppia frenante non lo è a causa del guadagno K_b che, come già detto, dipende anche dal coefficiente di attrito delle pastiglie.

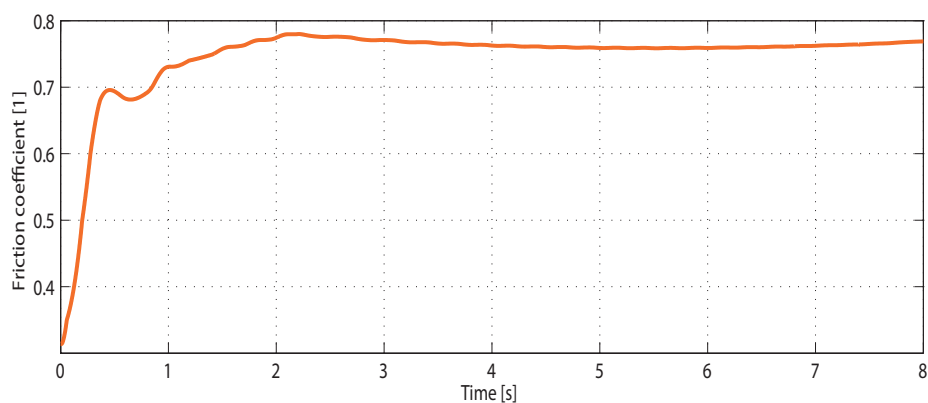


Figura 6.11: Andamento del coefficiente di attrito delle pastiglie durante la fase di frenata

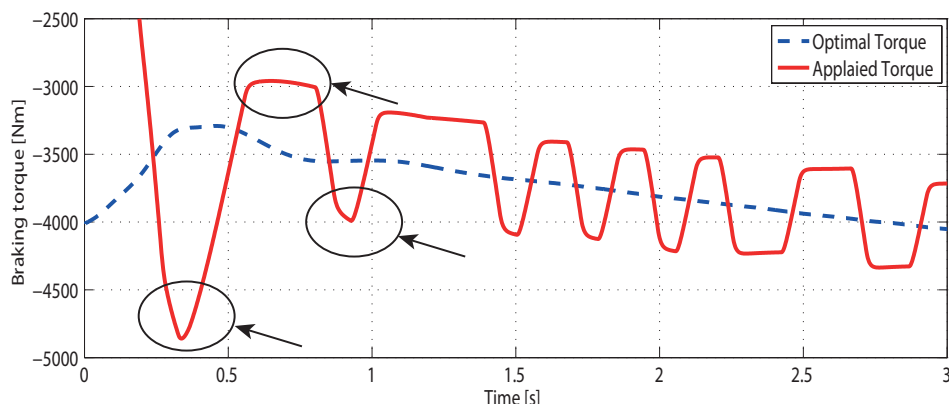


Figura 6.12: Andamento della coppia frenante con coefficiente d'attrito dipendente dalla temperatura

Un altro aspetto da tenere in considerazione è il fatto che con un basso coefficiente di attrito è necessaria una forza F_b più elevata per ottenere

un valore sufficiente di coppia frenante. Bisogna perciò assicurarsi che la forza richiesta dal controllo non ecceda i limiti dell'attuatore. Durante la simulazione si è verificato che la forza richiesta rimane abbondantemente al di sotto del massimo consentito di 30 kN [46].

6.4 Effetto delle Condizioni Stradali

Le simulazioni descritte fino ad ora sono state effettuate mantenendo il modello di attrito in condizioni di asfalto asciutto. Ovviamente, nella realtà, non è possibile pensare di trovare sempre le stesse condizioni del manto stradale. Nei normali controlli “threshold” è necessario reimpostare i parametri del controllo per ogni condizione stradale o trovare dei parametri che diano risultati soddisfacenti per diverse superfici. Tale compromesso risulta essere molto difficile da trovare per condizioni molto diverse fra loro come possono essere l'asfalto asciutto e la neve [47].

L'algoritmo proposto è in grado di funzionare con diverse condizioni della strada senza che sia necessario reimpostare i suoi parametri ed è in grado di auto-regolarsi nel caso di brusche variazioni di tali condizioni (per esempio se si passa da un tratto di strada asciutto ad uno bagnato).

Per verificare queste proprietà sono state effettuate alcune simulazioni con un modello d'attrito che descrivesse condizioni differenti di manto stradale. Richiamiamo la formula empirica che definisce il coefficiente di attrito ruota-strada:

$$\mu(\lambda) = D \sin(\text{Catan}(B\lambda - E(B\lambda - \text{atan}(B\lambda)))) \quad (6.2)$$

e la tabella dei tipici valori assunti dai parametri D, B, C ed E:

Coefficiente	Nome	Valori tipici per la forza longitudinale			
		Asfalto asciutto	Asfalto bagnato	Neve	Ghiaccio
B	Stiffness	10	12	5	4
C	Shape	1,9	2,3	2	2
D	Peak	1	0,82	0,3	0,1
E	Curvature	0,97	1	1	1

Tabella 6.1: Coefficienti adimensionali della “Magic Formula”

Per simulare le diverse condizioni della strada sono stati opportunamente modificati i coefficienti dell'equazione (6.2) utilizzando i valori riportati nella tabella 6.1.

La figura 6.13 mostra l'andamento del coefficiente d'attrito pneumatico-strada per le tre condizioni stradali utilizzate durante le simulazioni: asfalto asciutto, asfalto bagnato e strada innevata. Per ogni condizione la curva che descrive il coefficiente di attrito ha un diverso picco e un diverso valore di slittamento ottimo (ha anche una forma leggermente diversa).

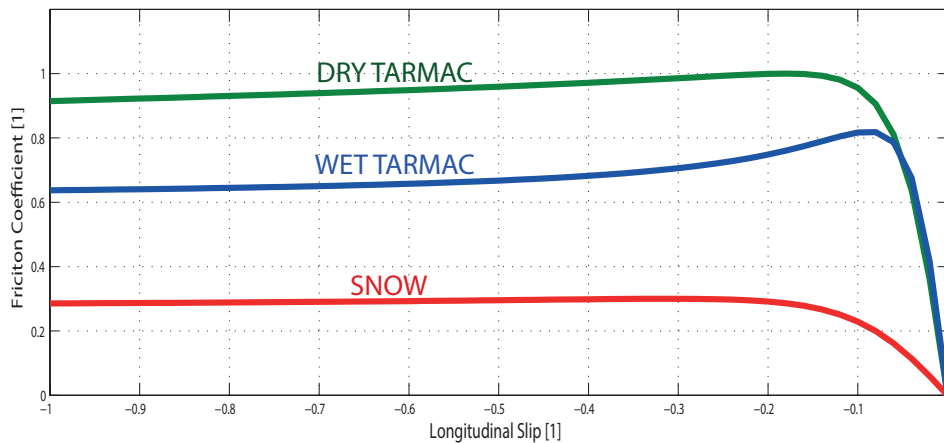


Figura 6.13: Coefficiente d'attrito per diverse condizioni stradali

In condizioni di asfalto bagnato si ha uno spostamento dello slittamento ottimale λ_{opt} verso destra (figura 6.13) ed un abbassamento del coefficiente di attrito rispetto al caso con condizioni di asfalto asciutto. Questo porta, ovviamente, ad un abbassamento del valore della forza frenante $F_x(\lambda)$ e, di conseguenza, ad un aumento della distanza necessaria a frenare il velivolo. Tuttavia, si può vedere dalle figure 6.14 e 6.15 che l'algoritmo continua ad avere buone prestazioni nel mantenere il valore di slittamento attorno al nuovo valore ottimale e che le ruote arrivano a bloccarsi soltanto per velocità inferiori a 5 m/s (circa 18 km/h).

La distanza di arresto ottenuta in condizioni di asfalto bagnato e sotto le condizioni specificate all'inizio della sezione 5.3, è di $249,98 \text{ m}$.

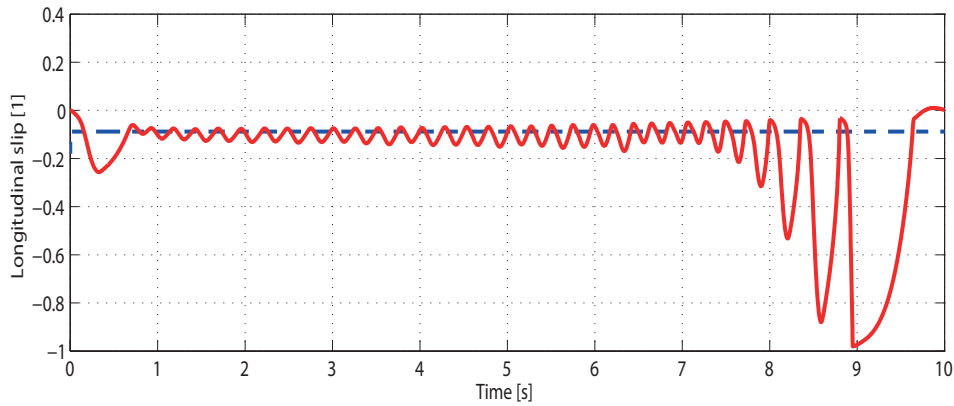


Figura 6.14: Andamento dello slittamento λ con condizioni di asfalto bagnato

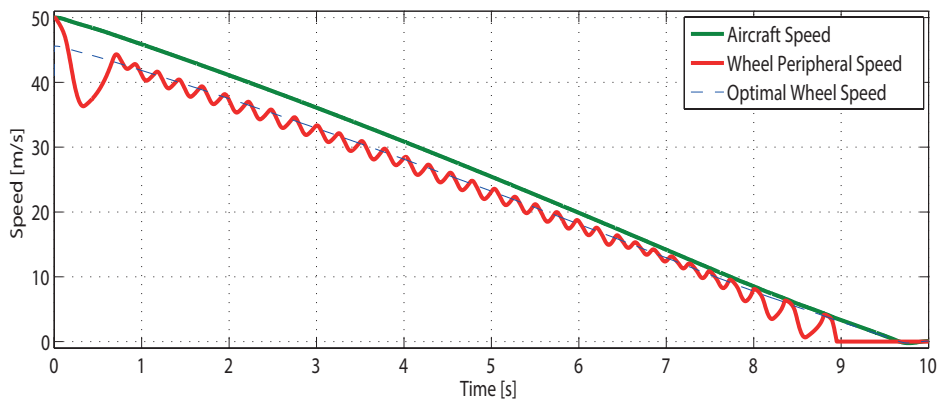


Figura 6.15: Velocità periferica della ruota e velocità di avanzamento del velivolo con condizioni di asfalto bagnato

In condizioni di manto stradale coperto da neve si ha uno spostamento dello slittamento ottimale λ_{opt} verso sinistra (figura 6.13) ed un forte abbassamento del coefficiente di attrito; inoltre il picco della curva in corrispondenza del valore λ_{opt} risulta essere molto meno pronunciato.

Le figure 6.16 e 6.17 mostrano che l'algoritmo continua a mantenere il sistema su un ciclo limite attorno al valore ottimo di slittamento (il bloccaggio delle ruote avviene per velocità inferiori a 5 m/s). La distanza di arresto ottenuta in condizioni di strada innevata e sotto le condizioni specificate all'inizio della sezione 5.3; è di $572,26 \text{ t m}$.

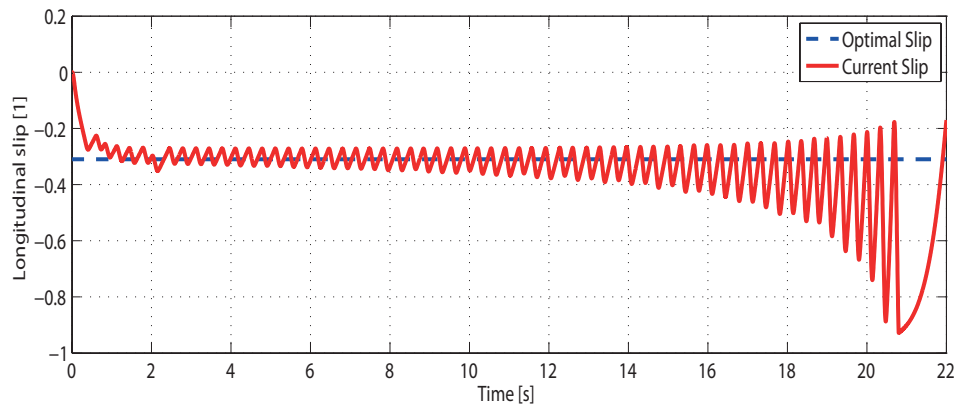


Figura 6.16: Andamento dello slittamento λ con condizioni di strada innevata

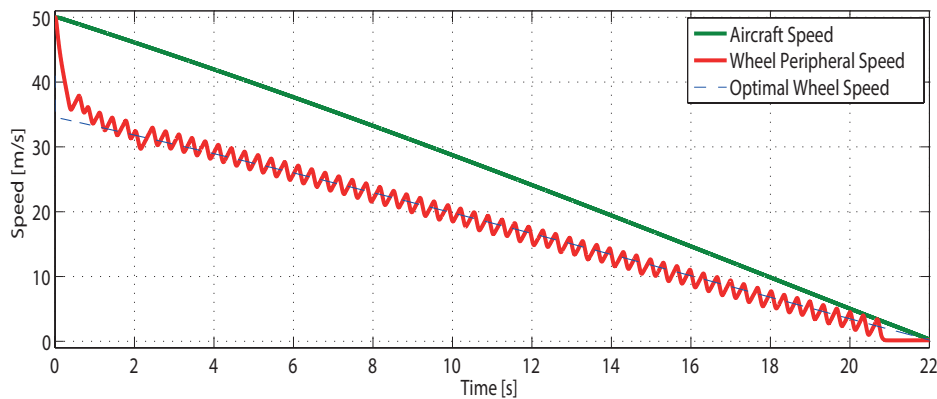


Figura 6.17: Velocità periferica della ruota e velocità di avanzamento del velivolo con condizioni di strada innevata

Per verificare la capacità dell'algoritmo di auto-regolarsi si è impostata una simulazione in cui le condizioni della strada cambino bruscamente da asfalto asciutto ad asfalto bagnato. La transizione delle due condizioni è stata ottenuta modificando i coefficienti dell'equazione (6.2) lungo la distanza percorsa dal velivolo.

Le figure 6.18 e 6.19 mostrano che l'algoritmo è effettivamente in grado di adattarsi a fronte di brusche variazioni delle condizioni stradali "spostando" il ciclo limite sul nuovo valore di slittamento ottimo.

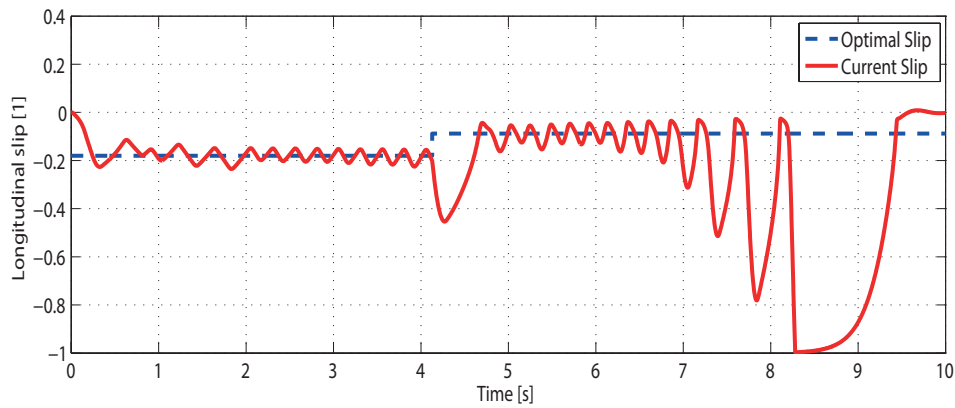


Figura 6.18: Andamento dello slittamento λ nel caso di brusca variazione delle condizioni stradali

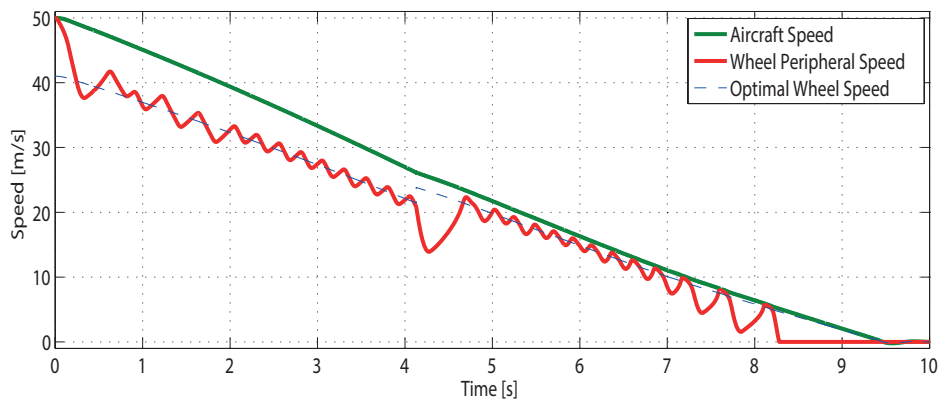


Figura 6.19: Velocità periferica della ruota e velocità di avanzamento del velivolo nel caso di brusca variazione delle condizioni stradali

Lo “spostamento” del ciclo limite che avviene nel momento in cui si passa da asfalto asciutto ad asfalto bagnato è maggiormente apprezzabile dal grafico di figura 6.20 in cui sull’asse delle ascisse è visualizzato lo slittamento longitudinale λ e sull’asse delle ordinate è visualizzata l’accelerazione angolare della ruota $\dot{\omega}$. Come prevedibile, si ha uno spostamento verso destra del valore di slittamento longitudinale intorno al quale si genera il ciclo limite (si passa da $\lambda_{opt} = -0,18$ a $\lambda_{opt} = -0,088$).

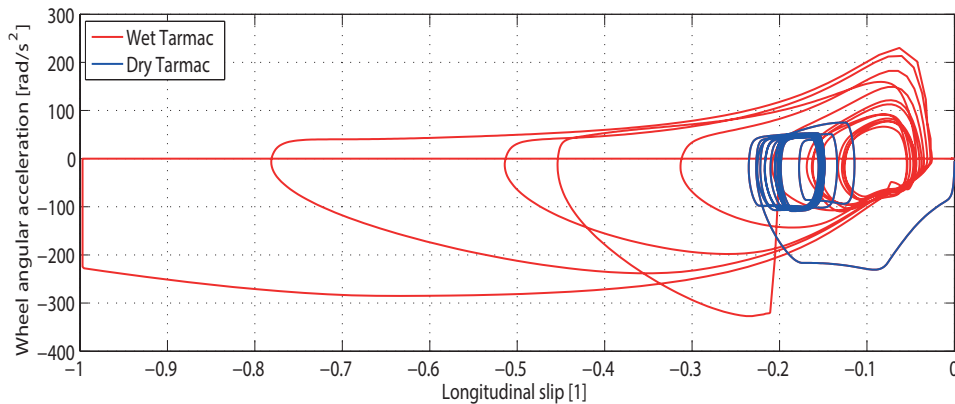


Figura 6.20: Ciclo limite nel piano $\dot{\omega} - \lambda$

6.5 Effetto del “Gear Walk”

Nelle simulazioni fin qui effettuate non si è tenuto conto della cedevolezza dei carrelli descritta nella sottosezione 3.1.3. Sostituendo all’interno della simulazione il modello di sospensione rigida con il modello di sospensione flessibile è possibile osservare l’andamento dell’angolo θ_{walk} formato fra la verticale e il sostegno del carrello (piegato). La figura 6.21 mostra tale andamento per due diversi valori della costante di rigidità della molla torsionale.

Si può notare che le oscillazioni aumentano nella fase finale della frenata. Il moto di “Gear Walk” è infatti innescato dalla forza longitudinale generata dalla frenata; tale forza varia al variare del valore di slittamento, la cui dinamica è più veloce alle basse velocità. Si può inoltre osservare che, al diminuire della costante di rigidità della molla torsionale, aumenta l’ampiezza delle oscillazioni dell’angolo θ_{walk} .

Il fenomeno del “Gear Walk” non dovrebbe avere effetti molto importanti sull’efficienza del controllo; tuttavia è importante notare che esso influisce direttamente sul valore di slittamento longitudinale λ . La velocità v_x che appare nell’equazione che definisce λ (equazione (3.16)) si riferisce, infatti, alla velocità di avanzamento del centro ruota che, nel caso di sospensioni completamente rigide è uguale alla velocità longitudinale del velivolo, ma che dipende altrimenti anche dalla variazione dell’angolo θ_{walk} .

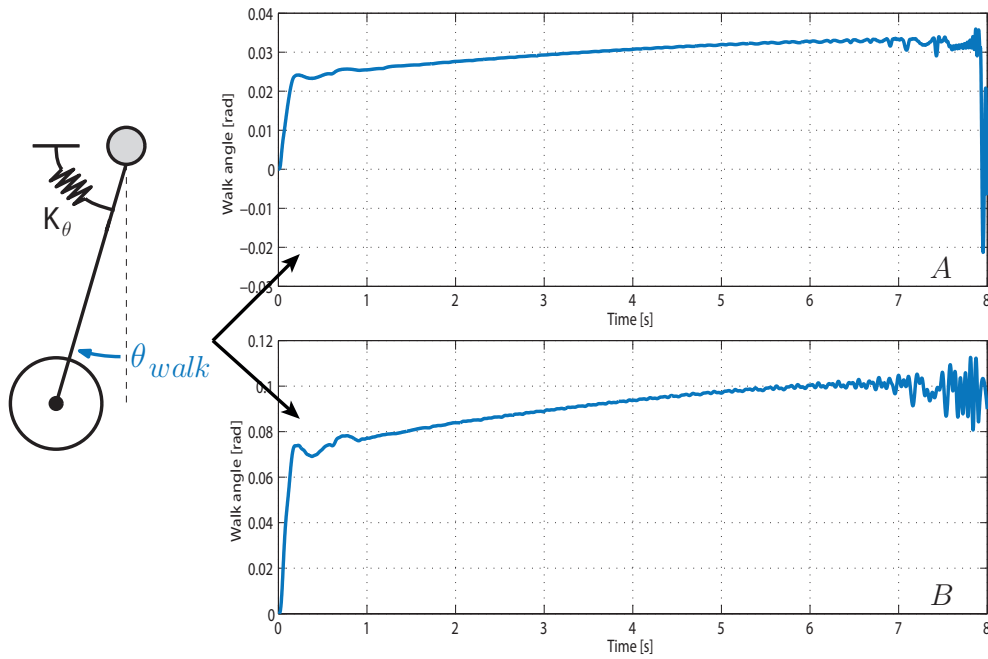


Figura 6.21: Andamento dell'angolo θ_{walk} per due diversi valori di rigidezza ($K_\theta = 300 \text{ kNm/rad}$ in figura A e $K_\theta = 100 \text{ kNm/rad}$ in figura B)

Le figure 6.22 e 6.23 mostrano l'andamento di slittamento longitudinale e di velocità periferica della ruota nei casi con sospensioni flessibili (rigidezza della molla torsionale pari a $K_\theta = 100 \text{ kNm/rad}$).

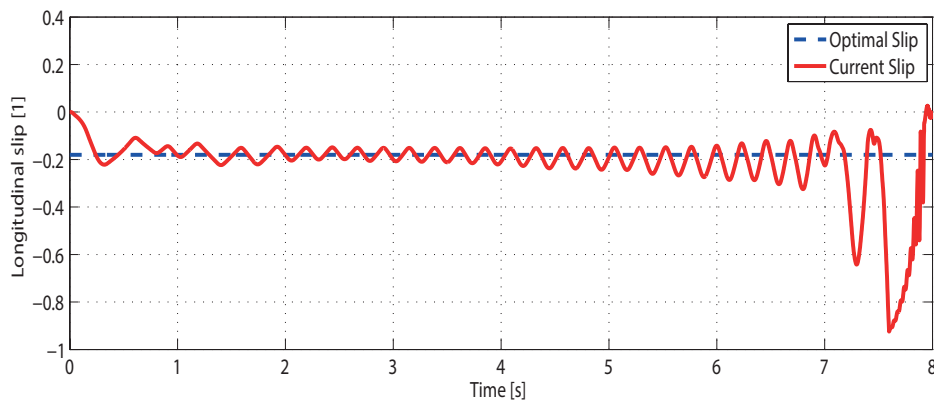


Figura 6.22: Andamento dello slittamento λ nel caso con sospensioni flessibili ($K_\theta = 300 \text{ kNm/rad}$)

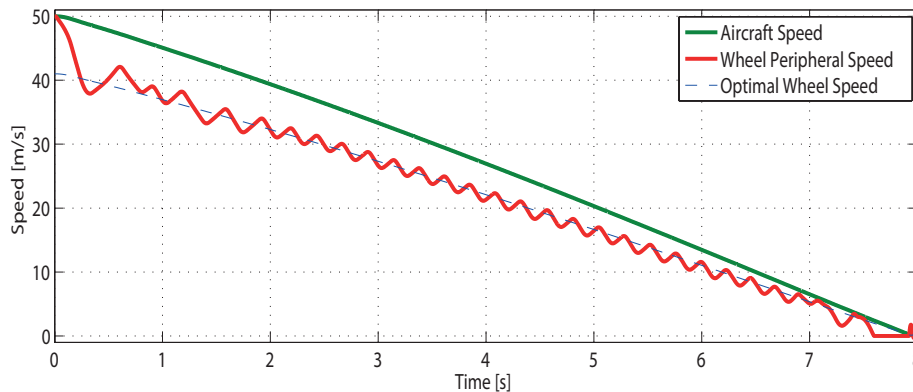


Figura 6.23: Andamento della velocità periferica della ruota nel caso con sospensioni flessibili ($K_\theta = 300 \text{ kNm/rad}$)

Come si può vedere, la cedevolezza dei carrelli non ha (quasi) alcun effetto sulle prestazioni del controllo e gli andamenti di slittamento e velocità periferica di ruota risultano essere molto simili a quelli ottenuti nel caso con sospensioni rigide (se non nella parte finale dove le oscillazioni di “*Gear Walk*” diventano più ampie).

6.6 Effetto dei Sensori

Fino ad ora si sono considerate soltanto misure “ideali” provenienti dai sensori di velocità. Dal momento che l’algoritmo necessita di informazioni, non solo sulla velocità angolare delle ruote, ma anche sull’accelerazione angolare e la sua derivata, è interessante analizzare l’effetto che la qualità dei sensori può avere sul funzionamento dell’algoritmo stesso.

Si supponga di disporre delle misure (o stime) di velocità e accelerazione ottenute tramite i metodi descritti nella sottosezione 4.4.4.

Per poter calcolare la variazione di accelerazione $\Delta\dot{\omega}$, necessaria per il funzionamento dell’algoritmo, si ipotizza di utilizzare un metodo di interpolazione ai minimi quadrati sui dati di accelerazione angolare, similmente a quanto viene fatto per il calcolo della velocità angolare con i dati di posizione. Il numero n_h di istanti di campionamento necessari ad ottenere una misura attendibile di $\Delta\dot{\omega}$ dipende dalla qualità dei sensori utilizzati. Con un

valore di n_h piccolo, se la variazione dell'accelerazione è piccola, il rumore di misura potrebbe compromettere il risultato. Il parametro n_h deve quindi essere impostato in base alla qualità dei sensori e a quanto questi sono affetti da rumore. Con dei sensori di scarsa qualità sarebbe necessario alzare il valore di n_h e di conseguenza l'algoritmo dovrebbe sostare per tempi più lunghi negli stati **(2)** e **(5)** per poter avere una stima attendibile di $\Delta\dot{\omega}$. Per poter valutare il funzionamento dell'algoritmo nel caso di diversi valori di risoluzione dei sensori impostiamo il calcolo di $\Delta\dot{\omega}$ utilizzando una regressione lineare con $n_h = 8$ e $T_{samp} = 2 \text{ ms}$. La figura 6.24 mostra l'aumento della distanza di arresto per diversi valori della risoluzione dei sensori rispetto al caso ideale (distanza di 210.46 m).

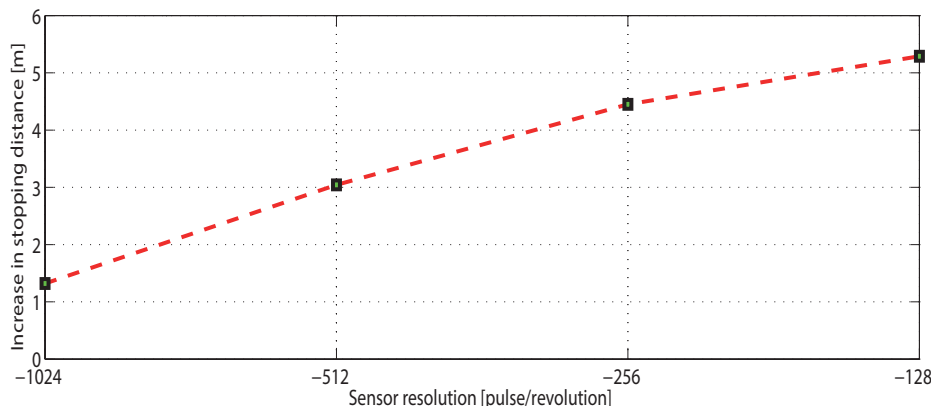


Figura 6.24: Aumento della distanza di arresto per diversi valori di risoluzione dei sensori di velocità

E' possibile notare che l'abbassamento della risoluzione dei sensori influisce negativamente sulle prestazioni del controllo.

Abbassando ancora la risoluzione a 64 impulsi/giro , l'algoritmo di controllo smette di funzionare come dovrebbe e le ruote arrivano a bloccarsi intorno ai 20 m/s .

Questa situazione viene mostrata in figura 6.25: l'imprecisione nella stima di $\Delta\dot{\omega}$ causa un malfunzionamento dell'algoritmo di controllo portando al bloccaggio delle ruote.

La figura 6.26 mostra l'andamento di $\Delta\dot{\omega}$ per il caso con risoluzione di

64 *impulsi/giro*, numero di campioni $n_h = 8$ e tempo di campionamento $T_{samp} = 2 \text{ ms}$.

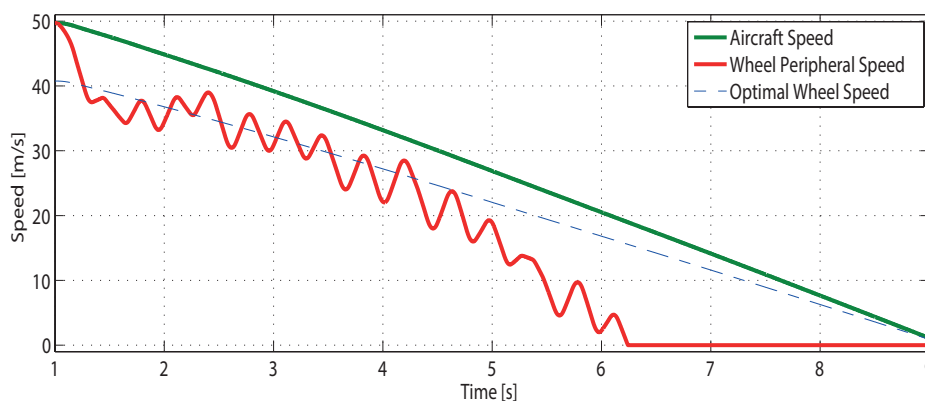


Figura 6.25: Velocità periferica della ruota con risoluzione del sensore di 64 *impulsi/giro*

La stima di $\Delta\dot{\omega}$ risulta troppo rumorosa per poter essere usata con efficacia nel determinare la condizione di passaggio degli stati (2) e (5) dell'algoritmo di controllo.

La qualità della stima di $\Delta\dot{\omega}$ dipende, ovviamente, dalle stime di velocità ed accelerazione, che a loro volta dipendono, oltre che dalla risoluzione del sensore, anche dai metodi utilizzati per il calcolo. Qualsiasi sia il metodo utilizzato per il calcolo, il problema principale è sempre quello di trovare un compromesso fra reiezione del rumore (dovuto alla quantizzazione) e ritardo introdotto.

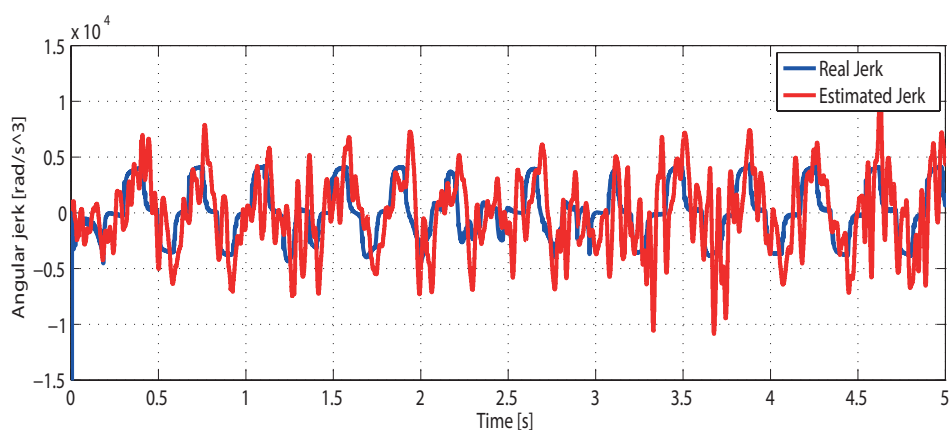


Figura 6.26: Andamento di $\Delta\dot{\omega}$ per una risoluzione del sensore di 64 impulsi/giro

Ad esempio, nell'algoritmo per il calcolo della velocità angolare, aumentare il numero di campioni usati per l'interpolazione assicura un miglior filtraggio del rumore, ma aumenta il ritardo introdotto dal calcolo; allo stesso modo aumentare il tempo di campionamento migliora il filtraggio, ma incrementa il ritardo.

Un discorso analogo può essere fatto anche sui parametri del filtro di Kalman che stima l'accelerazione angolare.

Apportando alcune modifiche sui parametri degli algoritmi per il calcolo di velocità e accelerazione è possibile migliorare la qualità della stima di $\Delta\dot{\omega}$. Una volta ottenute stime soddisfacenti di velocità e accelerazione, si può perfezionare ulteriormente il calcolo di $\Delta\dot{\omega}$ agendo sui parametri n_h , T_{samp} e sul grado N del polinomio interpolante, tenendo presente che:

- aumentare il valore di n_h (numero di dati usati per l'interpolazione) corrisponde ad incrementare l'effetto di filtraggio del rumore, ma ha come conseguenza l'aumento del ritardo rispetto al segnale reale;
- aumentare il valore di T_{samp} (tempo di campionamento dei dati) corrisponde ad incrementare l'effetto di filtraggio del rumore, ma ha come conseguenza l'aumento del ritardo rispetto al segnale reale;

- con $N = 1$ si ha un maggior filtraggio del rumore, ma si introduce un considerevole ritardo, mentre con $N = 2$ si ha una miglior risposta dinamica, ma un peggioramento del filtraggio.

La figura 6.27 mostra l'andamento della velocità periferica della ruota e della velocità longitudinale del velivolo nel caso con risoluzione dei sensori di 64 impulsi/giro , ed in seguito ad opportune modifiche sui parametri utilizzati nel calcolo di velocità, accelerazione e $\Delta\dot{\omega}$. In questo caso l'algoritmo di controllo è in grado di evitare il bloccaggio delle ruote, ma il rumore che caratterizza la stima di $\Delta\dot{\omega}$ fa sì che spesso si abbiano anticipi o ritardi nel passaggio da un'azione di controllo a quella successiva.

In conclusione, si è visto come la qualità dei sensori (in termini di risoluzione e metodi di calcolo) possa influire sulle prestazioni del controllo proposto, che risulta essere piuttosto sensibile alla presenza di rumore dal momento che necessita di informazioni sull'accelerazione angolare e sul jerk (derivata dell'accelerazione). Bisogna infatti considerare che ad ogni passo di derivazione il rumore tende ad essere amplificato e che per poterlo filtrare adeguatamente è necessario introdurre un certo ritardo di tempo. Questo ritardo ha, ovviamente, conseguenze negative sulle prestazioni del controllo ed è quindi necessario operare un compromesso fra filtraggio del rumore e ritardo durante il calcolo di velocità, accelerazione e jerk.

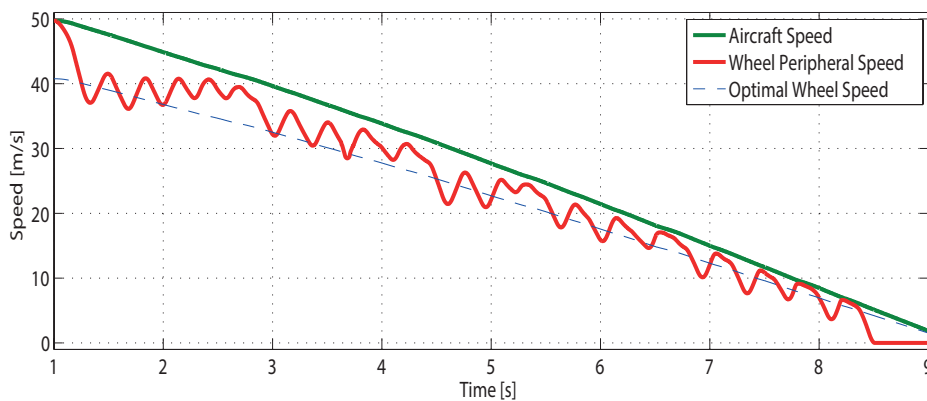


Figura 6.27: Velocità periferica della ruota con risoluzione del sensore di 64 impulsi/giro (parametri ritirati)

Avere sensori con risoluzione alta è molto di aiuto nel migliorare le prestazioni del controllo dal momento che aumentare la risoluzione del sensore corrisponde ad avere meno rumore e non ha controindicazioni in termini di ritardo. Soltanto considerazioni di produzione, installazione e riguardanti i limiti di costo possono limitare la risoluzione dei sensori di velocità.

Capitolo 7

Conclusioni

Il lavoro di tesi proposto si è concentrato sullo studio di un sistema ABS per aeromobile a pilotaggio remoto.

La prima parte del lavoro ha portato alla realizzazione di un modello virtuale, tramite il quale è possibile simulare la dinamica longitudinale di un velivolo durante la fase di frenata a terra. Il modello tiene conto dei principali aspetti che caratterizzano tale manovra: spostamento del carico causato dal moto di beccheggio, diverse condizioni del manto stradale, caratteristiche termiche dei freni, cedevolezza dei carrelli, caratteristiche dei sensori, banda passante e ritardo degli attuatori.

Successivamente, l'analisi di un modello del sistema orientato al controllo ha permesso lo studio e l'implementazione di un algoritmo di controllo di tipo "Threshold". L'algoritmo è costituito da una macchina a stati finiti ed ha lo scopo di controllare la forza applicata ai freni (quindi la coppia frenante) così che il sistema lavori su un ciclo limite nell'intorno del punto di minimo della curva che descrive l'andamento della forza di attrito pneumatico/strada. I passaggi fra i diversi stati sono innescati da informazioni riguardanti velocità e accelerazioni angolari delle ruote, cioè da informazioni provenienti (o ricavate) dai sensori di velocità montati sulle ruote frenanti. Questo fa sì che sia possibile controllare il velivolo utilizzando un numero limitato di sensori permettendo una ovvia riduzione dei costi di realizzazione. Le simulazioni effettuate hanno dimostrato che l'algoritmo proposto è in grado di controllare il sistema anche nel caso di condizioni della strada molto diverse fra loro (come ad esempio asfalto asciutto e neve) senza che

sia necessaria una reimpostazione dei suoi parametri; in presenza di vari fenomeni non considerati nel modello utilizzato per lo sviluppo del controllore, quali il trasferimento di carico o la dipendenza del coefficiente d'attrito dalla temperatura.

7.1 Sviluppi Futuri

Il progetto esposto ha portato alla realizzazione di un modello virtuale capace di simulare con sufficiente accuratezza la fase di frenata di un velivolo a pilotaggio remoto (o di un generico aeromobile) e allo sviluppo di un algoritmo di regolazione capace di controllarne il sistema frenante ottenendo buone prestazioni in termini di robustezza e distanza di arresto.

Tuttavia è importante notare che, nel corso della trattazione, si sono applicate al modello diverse semplificazioni trascurando aspetti importanti del sistema reale, e non sono state analizzate strategie di controllo differenti per poter operare un confronto fra i diversi metodi. Per questo motivo, di seguito vengono presentate alcune fra le possibili proposte di sviluppo per questo progetto.

7.1.1 Studio di Diverse Tecniche di Controllo

Come visto nel capitolo 5, l'algoritmo proposto nel corso di questa trattazione si inserisce all'interno della categoria dei controlli di tipo "Threshold". Questi controlli hanno il vantaggio di utilizzare soltanto informazioni provenienti dai sensori di velocità delle ruote e di sfruttare un principio di funzionamento semplice ed intuitivo. Tuttavia questi controlli non garantiscono le migliori prestazioni dal momento che non permettono una modulazione continua della coppia frenante.

Per poter operare una scelta sulla strategia di controllo da implementare sul sistema reale sarebbe opportuno lo studio di una o più tecniche di controllo a modulazione continua (si veda il capitolo 2), così da permettere un confronto che tenga conto dei vari aspetti in gioco (prestazioni, realizzabilità, costi, ecc.).

7.1.2 Estensione del Modello e Sviluppo di un Controllo ESC

Il modello considerato nel presente lavoro di tesi è stato realizzato sotto alcune importanti assunzioni; in particolare non è stata considerata alcuna dinamica laterale del velivolo, né moti di rollio o imbardata. E' immediato capire che queste assunzioni risultano particolarmente limitanti nel caso in cui si considerino situazioni nelle quali è necessario affrontare traiettorie curve a velocità elevate, come accade per i normali veicoli terrestri (automobili e motociclette).

Anche nel caso degli aeromobili, per i quali le operazioni di terra ad alte velocità si svolgono soltanto lungo la direzione longitudinale (decollo e atterraggio), non è comunque possibile trascurare completamente le dinamiche laterali e di imbardata. Si consideri, ad esempio, una situazione in cui le ruote frenanti del velivolo si trovino a frenare in condizioni diverse di aderenza: un semplice controllo ABS porterebbe ad avere un valore di forza frenante differente su ciascuna ruota generando così un momento di imbardata che porta alla rotazione del velivolo.

La situazione appena descritta viene schematizzata in figura 7.1.

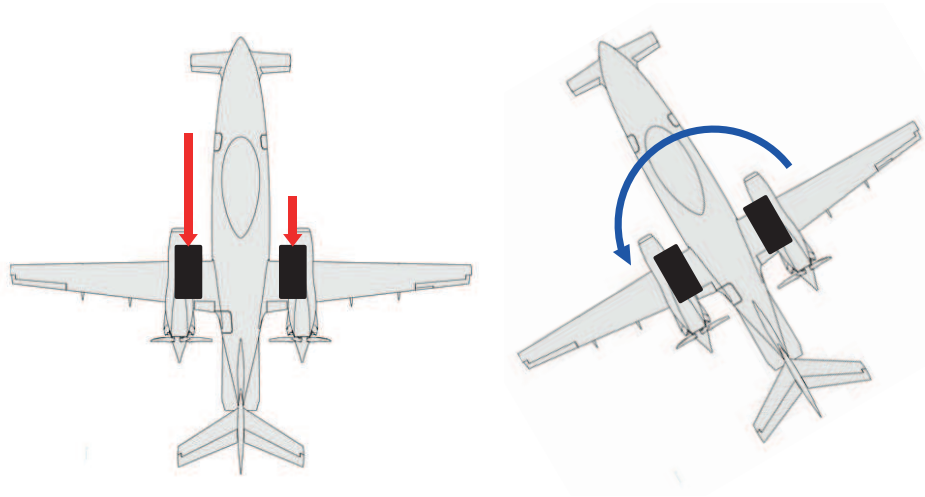


Figura 7.1: Rotazione del velivolo sotto l'azione di forze frenanti differenti

Durante la fase di frenata che segue l'atterraggio, una rotazione del velivolo causata da differenti condizioni di aderenza è ovviamente indesiderata e potrebbe causare gravi incidenti. Per questo motivo è necessario introdurre un sistema per il controllo elettronico della stabilità (ESC-*Electronic Stability Control*) in grado di rilevare l'occorrenza di situazioni come quella schematizzata in figura 7.1 e di intervenire per garantire la stabilità del velivolo. L'idea alla base dei sistemi ESC è quella di frenare le ruote con differente intensità in modo da stabilizzare l'assetto del velivolo.

Un interessante sviluppo per questo progetto consisterebbe, quindi, nell'estendere il modello virtuale prendendo in considerazione possibili spostamenti laterali e rotazioni di imbardata, e nello sviluppo di un opportuno sistema di controllo ESC.

7.1.3 Caratterizzazione del Fenomeno dello “*Shimmy*”

Nella sottosezione 3.1.3 è stato introdotto il cosiddetto fenomeno del “*Gear Walk*”. Tale fenomeno rappresenta solo una delle diverse tipologie di vibrazione che possono innescarsi durante le operazioni a terra di un velivolo. Il carrello di atterraggio degli aeromobili è infatti un complesso sistema dinamico a molti gradi di libertà che può avere diverse modalità di vibrazione influenzate dalla forza d'attrito e dalle caratteristiche di progettazione.

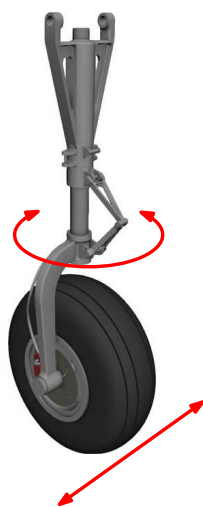


Figura 7.2: Rappresentazione schematica del fenomeno dello “*Shimmy*”

Fra le oscillazioni che possono innescarsi nel carrello di atterraggio ricoprono un ruolo molto importante quelle riassunte nel cosiddetto fenomeno dello “*Shimmy*”, oscillazioni auto-indotte rappresentate dalla flessione laterale e dalla torsione attorno al proprio asse della gamba del carrello di atterraggio (figura 7.2). Queste oscillazioni possono influire negativamente sulla controllabilità del velivolo e sarebbe dunque opportuno tenerne conto qualora si andasse a sviluppare un controllo elettronico di stabilità per il velivolo stesso.

Bibliografia

- [1] A. A. Aly, E. Zeidan, A. Hamed, F. Salem, «An Antilock-Braking System (ABS) Control: A Technical Review», *Intelligent Control and Automation*, 2011, 2, pp. 186-195.
- [2] S. M. Savaresi, M. Tanelli, «Active Braking Control Systems Design for Vehicles», *Springer Science and Business Media*, 2010.
- [3] S. Kumar, K. L. Verghese and K. K. Mahapatra, «Fuzzy Logic Based Integrated Control of Anti-Lock Brake System and Collision Avoidance System Using CAN for Electric Vehicles», *IEEE International Conference on Industrial Technology*, Gippsland, 2009, pp. 1-5.
- [4] W. Pasillas-Lépine, «Hybrid modelling and limit cycle analysis for a class of five-phase ABS algorithms», *Vehicle System Dynamics, Taylor and Francis: STM, Behavioural Science and Public Health Titles*, 2006, 44 (2), pp. 173-188.
- [5] P. Wellstead, N. Pettit «Analysis and redesign of an antilock brake system controller», *IEEE Proceedings on Control Theory and Applications* 144, 413–426 (1997).
- [6] F. Jiang, «An Application of Nonlinear PID Control to a Class of Truck ABS Problems», *Proceedings of the 40th IEEE Conference on Decision and Control*, Orlando, 2000, pp. 516-521.
- [7] Z. Ming, N. Hong, W. Xiao-hui, Z. Enzhi, «Research on Modelling and Simulation for Aircraft Anti-skid Braking», *Systems and Control in Aerospace and Astronautics*, 2008.

- [8] H. Song, B. Fang, P. Wang, «Research and Applications of Immune PID Adaptive Controller in Anti-skid Braking System for Aircraft», *Information Engineering and Computer Science*, 2009.
- [9] M. Tanelli, A. Astolfi, S. M. Savaresi, «Robust Nonlinear Output Feedback Control for Brake by Wire Control Systems», *Automatica*, Vol. 44, No. 4, 2008, pp. 1078-1087.
- [10] J. S. Yu, «A Robust Adaptive Wheel-Slip Controller for Antilock Brake System», *Proceedings of 36th IEEE Conference on Decision Control*, San Diego, 1997, pp. 2545-2546.
- [11] J. Yi, L. Alvarez, R. Horowitz, C. C. DeWit, «Adaptive Emergency Braking Control Using a Dynamical Tire/Road Friction Model», *Proceedings of 39th IEEE Conference on Decision Control*, Sydney, 2000, pp. 456-461.
- [12] Y. Liu, J. Sun, «Target Slip Tracking Using Gain-Scheduling for Braking Systems», *Proceedings of the 1995 American Control Conference*, Seattle, 1995, pp. 1178-1182.
- [13] T. A. Johansen, J. Kalkkuhl, J. Lüdemann, I. Petersen, «Hybrid Control Strategies in ABS», *Proceedings of the 2001 American Control Conference*, Arlington 2001, pp. 704-1705.
- [14] P. V. Kokotovic, «The Joy of Feedback: Nonlinear and Adaptive», *Bode Prize Lecture*, 1991.
- [15] W. Ting, J. Lin, «Nonlinear Control Design of Anti-lock Braking Systems Combined with Active Suspensions», *Technical report of Department of Electrical Engineering*, National Chi Nan University, 2005.
- [16] R.-G. Wang, Z.-D. Liu, Z.-Q. Qi, «Multiple Model Adaptive Control of Antilock Brake System via Backstepping Approach», *Proceedings of 2005 International Conference on Machine Learning and Cybernetics*, Guangzhou, 2005, pp. 591-595.

- [17] H. S. Tan, M. Tomizuka, «An Adaptive Sliding Mode Vehicle Traction Controller Design», *Proceedings of the 1989 American Control Conference*, Pittsburgh, 1989, pp. 1053-1058.
- [18] Y. K. Chin, W. C. Lin, D. Sidlosky, «Sliding-Mode ABS Wheel Slip Control», *Proceedings of 1992 ACC*, Chicago, 1992, pp. 1-6.
- [19] E. Kayacan, O. Kaynak, «A Grey System Modeling Approach for Sliding Mode Control of Antilock Braking System», *IEEE Transactions On Industrial Electronics*, Vol. 56, No. 8, 2009, pp. 3244-3252.
- [20] S.W. Kim, J. J. Lee, «Design of a Fuzzy Controller with Fuzzy Sliding Surface», *Fuzzy Sets and Systems*, Vol. 71, No. 3, 1995, pp. 359-369.
- [21] B. Ozdalyan, «Development of A Slip Control Anti-Lock Braking System Model», *International Journal of Auto-motive Technology*, Vol. 9, No. 1, 2008, pp. 71-80.
- [22] J. R. Layne, K. M. Passino, S. Yurkovich, «Fuzzy Learning Control for Antiskid Braking Systems», *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 1, No. 2, 1993, pp. 122-129.
- [23] G. F. Mauer, «A Fuzzy Logic Controller for an ABS Braking System», *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, Vol. 3, No. 4, 1995, pp. 381-388.
- [24] M. Oudghiri, M. Chadli, A. El Hajjaji, «Robust Fuzzy Sliding Mode Control for Antilock Braking System», *Journal on Sciences and Techniques of Automatic Control*, Vol. 1, No. 2, 2007, pp. 13-28.
- [25] W. K. Lennon, K. M. Passino, «Intelligent Control for Brake Systems», *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 7, No. 2, 1999, pp. 188-202.
- [26] C. K. Chen, M. C. Shih, «PID Type Fuzzy Control for Antilock Brake System with Parameter Adaptation», *JSME International Journal, Series C*, Vol. 47, No. 2, 2004, pp. 675-685.

- [27] C.-M. Lin, C.-F. Hsu, «Self-Learning Fuzzy Sliding-Mode Control for Antilock Braking Systems», *IEEE Transactions On Control Systems Technology*, Vol. 11, No. 2, 2003, pp. 273-278.
- [28] L. Mascolo, «L'Aeroplano e le sue Parti», *Nozioni Fondamentali di Tecnica Aeronautica*, Unità 2, pp. 14-15.
- [29] I. Tunay, «Antiskid Control for Aircraft via Extremum-Seeking», *Proceedings of the American Control Conference*, 2001, pp. 665-670.
- [30] P. D. Khapane, «Simulation of Aircraft Landing Gear Dynamics Using Flexible Multibody Dynamics Methods in SIMPACK», *25th International Congress of the Aeronautical Sciences*, 2006.
- [31] P. Astori, «Organi di Atterraggio», *Dispense del Corso di Impianti e Sistemi Aerospaziali*, Capitolo 8, 2013.
- [32] TRW Safety, *TRW Safety Homepage*, <http://www.trwaftermarket.com/>.
- [33] EE-Times, *EE-Times Homepage*, <http://www.eetimes.com/>.
- [34] H.B. Pacejka, «Tyre and Vehicle Dynamics», 3rd Edition, *Butterworth-Heinemann*, Oxford, 2002, pp. 618-620.
- [35] S.E. Mattsson, H. Elmqvist, M. Otter, «Physical System Modeling with Modelica», *Control Engineering Practice* 6, 1998, pp. 501-510.
- [36] D. Zimmer, «A Planar Mechanical Library for Teaching Modelica», *Proceedings of the 9th International Modelica Conference*, Munich, 2012, pp. 681-690.
- [37] R. Brown, S. Schneider, M. Mulligan, «Analysis of Algorithms for Velocity Estimation from Discrete Position Versus Time Data», *IEEE Transactions on industrial electronics*, Vol. 39, No. 1, 1992, pp. 11-19.
- [38] P. Carpenter, R. Brown, J. Heinen, S. Schneider, «On Algorithms for Velocity Estimation Using Discrete Position Encoders», *IEEE IECON 21st International Conference on Industrial Electronics, Control and Instrumentation*, vol. 2, 1995, pp. 844-849.

- [39] Q. Zhang, G. Liu, Y. Wang, T. Zhou, «A Study of Calculation Method of Wheel Angular Acceleration in ABS System», *Proceedings of 2004 International Conference on Information Acquisition*, 2004, pp. 147-150.
- [40] H. Tan, M. Tomizuka, «Discrete-Time Controller Design for Robust Vehicle Traction», *Control System Magazine*, Vol. 10, No. 3, 1990, pp. 107-113.
- [41] S. Armeni, E. Mosca, «ABS with Constrained Minimum Energy Control Law», *Proc. of the CCA 2003*, Vol.1, 2003, pp.19-24.
- [42] S. Savaresi, M. Tanelli, C. Cantoni, D. Charalambakis, F. Previdi, S. Bittanti, «Slip-Deceleration Control in Anti-Lock Braking Systems», *Proc. 16th IFAC world congress*, Prague, Czech Republic, 2005.
- [43] S. Drakunov, U. Ozguner, P. Dix, B. Ashrafi, «ABS Control Using Optimum Search Via Sliding Modes», *Proc. of the 33rd Conference on Decision and Control*, Lake Buena Vista, FL, USA, 1994.
- [44] C. Unsal, P. Kachroo, «Sliding Mode Measurement Feedback Control for Antilock Braking Systems», *IEEE Trans. on Control Systems Technology*, Vol.7, No.2, 1999.
- [45] R. Morselli, R. Zanasi, «A Self-Tuning ABS Control for Electromechanical Braking Systems», *Mechatronics 2006*, Heidelberg, 2006.
- [46] T. Yamasaki, M. Eguchi, Y. Makino, «Actuator for Electromechanical Brakes», *NTN Technical Review*, No. 77, 2009, pp. 42-46.
- [47] W. Li, «ABS Control on Modern Vehicle Equipped With Regenerative Braking», *Master of Science Thesis*, Delft University of Technology, 2010, pp. 40-45.