Politecnico di Torino

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica
A.a. 2022/2023
Sessione di Laurea Aprile 2023

Tesi di laurea magistrale

Modellazione high-fidelity e analisi preliminare di un sistema PHM per un freno elettro-meccanico per applicazioni aeronautiche

Relatori:
Prof. Massimo Sorli
Prof. Andrea De Martin

Candidato:
Achille Riccardo
Matricola 291401

Sommario

In campo aeronautico gli impianti frenanti sono per la maggior parte costituiti da sistemi ad attuazione idraulica, i quali garantiscono robustezza ed elevata affidabilità, grazie alla presenza di un numero ridotto di componenti che possono incorrere in cedimenti o rotture.
Negli ultimi anni, tuttavia, la maggiore attenzione rivolta verso l'impatto ambientale delle tecnologie aeronautiche ha incentivato lo sviluppo di sistemi di trasporto meno inquinanti.
Ciò si traduce in una maggiore elettrificazione a bordo velivolo con conseguente riduzione del peso dello stesso, al fine di diminuire il consumo di carburante e quindi le emissioni di CO2 e NOx.
In tal senso si comprende il crescente interesse verso i sistemi frenanti ad attuazione elettromeccanica, destinati a sostituire, almeno inizialmente nei velivoli di piccola taglia, i suddetti sistemi frenanti ad attuazione idraulica.
I freni elettromeccanici, detti anche E-brakes, a differenza della controparte idraulica, non presentano problemi relativi alla gestione di fluidi (trafilamenti, gestione dell'olio esausto) e hanno il vantaggio di avere un'architettura più semplice; d'altro canto, la loro applicazione è tutt'ora limitata a velivoli leggeri a causa di una più impegnativa gestione del calore, la cui dissipazione è un aspetto da tenere in prima considerazione nei sistemi in cui sono presenti componenti elettronici quali convertitori di potenza e sensori.
Per assicurare il corretto funzionamento di un sistema frenante elettrico è necessario monitorarne costantemente lo stato di salute, al fine di rilevare l'insorgenza di un guasto, come ad esempio un'usura eccessiva del materiale di attrito, e valutare la *Remaining Useful Life* (RUL) del componente. Tale compito è affidato a opportuni sistemi diagnostici e prognostici che consentono di attuare una manutenzione predittiva o CBM (Condition *Based Maintance*).

Scopo dell'elaborato è la presentazione di un modello realizzato in ambiente Matlab-Simulink di un freno elettro-meccanico da impiegare su un futuro velivolo di piccola taglia e lo sviluppo preliminare di una logica PHM (*Prognostics and Health Management*), finalizzata alla valutazione del processo di usura del materiale frenante.
Avendo come base un modello preesistente realizzato per lo studio del banco prova E-LISA, sono state apportate aggiunte e opportune modifiche in modo tale da ottenere un modello funzionante, fedele ai dati sperimentali forniti da partner industriali e che fosse in grado di simulare il comportamento del freno in diverse condizioni operative e di usura.
Ultimato ciò, si è proceduto con l'attività di diagnostica: sono state ricercate delle *feature* che potessero testimoniare il grado di avanzamento dell'usura e che quindi consentissero di identificare celermente il discostamento del comportamento del sistema frenante dalle condizioni nominali. Tali feature sono state poi valutate in termini di correlazione con l'avanzamento del guasto e sensibilità a fattori esterni.

Indice

Indice delle figure 1
Elenco delle tabelle 4
Nomenclature 4
Abbreviazioni 4
1. Introduzione 5
1.1 Impianto frenante aeronautico 5
1.1.1 Carrello di atterraggio 5
1.1.2 Freni aeronautici 6
1.1.3 Funzionamento e struttura del freno aeronautico 6
1.1.4 Freno a singolo disco 7
1.1.5 Freno multidisco 7
1.1.6 Anti-skid breaking system 8
1.2 PHM e prognostica 9
1.2.1 Architettura di un sistema CBM/PHM 9
1.2.2 Benefici manutenzione predittiva 10
2. Modello 11
2.1 Attuatore elettromeccanico 12
2.1.1 Motore elettrico brushless DC 14
2.1.2 Anello di controllo forza 17
2.1.3 Anello di controllo corrente 19
2.1.4 Modello termico avvolgimenti 27
2.1.5 Trasmissione meccanica 29
2.2 Freno 34
2.2.1 Modello termico 35
2.2.2 Modello di usura 36
2.3 Sistema Anti-skid 38
2.3.1 Scorrimento longitudinale 38
2.3.2 Stima del coefficiente di aderenza 39

2.3.3 Anello di controllo scorrimento 42
2.4 Dinamica del velivolo 46
2.4.1 Dinamica verticale 46
2.4.2 Dinamica rotazionale della ruota 47
2.4.3 Dinamica longitudinale 48
3. Risultati simulazioni 50
3.1 Frenata su pista di atterraggio asciutta e bagnata 50
3.1.1 Dinamica velivolo 51
3.1.2 Sistema Anti-skid 52
3.1.3 Attuatori elettro-meccanici 55
3.1.4 Temperature impianto frenante 59
3.2 Atterraggio in zone climatiche differenti 61
4. Feature Selection 64
4.1 Analisi preliminare 64
4.2 Individuazione 64
4.2.1 Campagna di simulazione 68
4.3 Valutazione 79
4.3.1 Correlazione 79
4.3.2 Signal to Noise Ratio 83
5. Conclusioni 85
Bibliografia 86

Indice delle figure

Figura 1.1 - esempi di MLG e NLG [2] 5
Figura 1.2 - esempio di freno aeronautico multidisco [3] 6
Figura 1.3 - schema freno a disco flottante [4] 7
Figura 1.4 - architettura sistema CBM/PHM 10
Figura 1.5 - manutenzione predittiva e curva P-F 11
Figura 2.1 - modello del carrello di atterraggio 12
Figura 2.2 - esempio di schema di EMA[9] 13
Figura 2.3 - modello E-brake 13
Figura 2.4 - architettura E-brake[8] 14
Figura 2.5 - andamento forze contro-elettromotrici in funzione dell'angolo di rotazione 15
Figura 2.6 - correnti di fase nei vari sistemi di riferimento 16
Figura 2.7 – anello controllo forza 17
Figura 2.8 - sensore di forza 17
Figura 2.9 - modello controllore Pi con schema anti-windup 18
Figura 2.10 - confronto segnale di set a gradino e forza erogata da un attuatore 18
Figura 2.11 - controllore forza PI 19
Figura 2.12 – controllore iq 19
Figura 2.13 - controllore id 20
Figura 2.14 - modello controllo motore elettrico 20
Figura 2.15 - modello driver PWM 21
Figura 2.16 - modulazione PWM 21
Figura 2.17 – schema inverter 22
Figura 2.18 – modello inverter 22
Figura 2.19 - circuito elettrico di fase equivalente 23
Figura 2.20 – dinamica BLDC 23
Figura 2.21 – modello dinamica elettrica 24
Figura 2.22 – modello calcolo R e L 24
Figura 2.23 – modello calcolo fem 25
Figura 2.24 – modello calcolo coppia motore elettrico 25
Figura 2.25 - coppia erogata da un singolo motore elettrico 26
Figura 2.26 - andamento correnti di fase 26
Figura 2.27 - andamento forze contro-elettromotrici 27
Figura 2.28 - modello termico avvolgimenti 28
Figura 2.29 - esempio andamento Tw e Th 28
Figura 2.30 – collegamento modello BLDC e modello trasmissione meccanica 29
Figura 2.31 - modello trasmissione meccanica 29

Figura 2.32 - modello riduttore 30
Figura 2.16 – vite a ricircolo di sfere[13] 30
Figura 2.33 - modello equilibrio di momento albero riduttore 31
Figura 2.34 - moto di accostamento materiale di attrito 32
Figura 2.35 - modello contatto materiale di attrito 33
Figura 2.36 - modello calcolo forza dopo contatto 33
Figura 2.37 – modello per il calcolo della coppia frenante 34
Figura 2.38 – esempio andamento Tbrake e Tcase 35
Figura 2.39 – andamento di $k^w(T)$ 37
Figura 2.40 - modello di usura 37
Figura 2.41 - variazione corsa brake pads in seguito a usura per singola frenata 38
Figura 2.42 – modello del raggio effettivo della ruota 39
Figura 2.43 – dipendenza di $\mu 0$ dalle condizioni della pista 40
Figura 2.44 – superficie 3D asfalto asciutto 41
Figura 2.45 – superficie 3D pneumatici con battistrada a coste, asfalto bagnato 41
Figura 2.46 - superficie 3D pneumatici con battistrada liscio, asfalto bagnato 41
Figura 2.47 – modello coefficiente di aderenza μ 42
Figura 2.48 – modello sistema Anti-skid 43
Figura 2.49 – controllore Anti-skid e segnale di comando di forza 44
Figura 2.50 – azione del sistema Anti-skid sullo scorrimento 44
Figura 2.51 - forze erogate dai quattro attuatori 45
Figura 2.52 – modello MLG 46
Figura 2.53 – modello dinamica verticale 47
Figura 2.54 – diagramma di corpo libero ruota[8] 47
Figura 2.55 – andamento velocità angolare ruota 48
Figura 2.56 – modello runway simulator 48
Figura 2.57 – diagramma di corpo libero rullo 49
Figura 2.58 – andamento velocità di avanzamento del velivolo 49
Figura 3.1 – esempi di battistrada [18] 50
Figura 3.2 - confronto andamento velocità velivolo 51
Figura 3.3 - confronto spazi di frenata 52
Figura 3.4 - confronto valori coefficiente di aderenza 53
Figura 3.5 - confronto velocità angolare ruota 54
Figura 3.6 - confronto scorrimento 54
Figura 3.7 - confronto segnale di forza dell'anti-skid 56
Figura 3.8 – confronto contributi controllo forza 57
Figura 3.9 -confronto segnale di riferimento anello di corrente 57
Figura 3.10 - confronto correnti di fase 58
Figura 3.11 - confronto coppia motore elettrico 59
Figura 3.12 - confronto temperature freno 60

Figura 3.13 - dipendenza coefficiente di usura da temperatura del freno 61
Figura 3.14 - distribuzione temperatura freno zona fredda 62
Figura 3.15 - distribuzione temperatura freno zona temperata 62
Figura 3.16 - distribuzione temperatura freno zona calda 63
Figura 4.1 – rotazione motore elettrico all'aumentare dell'usura 64
Figura 4.2 - spostamento madrevite all'aumentare dell'usura 65
Figura 4.3 - velocità di rotazione motore elettrico all'aumentare dell'usura 66
Figura 4.4 - forza esercitata da attuatori all'aumentare dell'usura 67
Figura 4.5 - corrente di riferimento all'aumentare dell'usura 68
Figura 4.6 - istogramma massima rotazione motore elettrico 69
Figura 4.7 - pdf massima rotazione motore elettrico 70
Figura 4.8 - istogramma velocità media motore elettrico 71
Figura 4.9 - pdf velocità media motore elettrico 72
Figura 4.10 - istogramma OS % 73
Figura 4.11 - pdf OS % 74
Figura 4.12 - istogramma OS 75
Figura 4.13 - pdf OS 76
Figura 4.14 - istogramma corrente di riferimento massima 77
Figura 4.15 - pdf corrente di riferimento massima 78
Figura 4.16 - correlazione massima rotazione motore elettrico 79
Figura 4.17 - correlazione velocità media motore elettrico 80
Figura 4.18 - correlazione OS% 81
Figura 4.19 - correlazione OS 81
Figura 4.20 - correlazione massima corrente di riferimento 82

Elenco delle tabelle

Tabella 2.1 – valori coefficienti modello Burckhardt 40
Tabella 2.2 – guadagni Kp e Ki Anti-skid 43
Tabella 3.1 - temperature mensili zone climatiche [19] 61
Tabella 4.1 – elenco feature 69
Tabella 4.2 - coefficiente di correlazione di Pearson per le feature selezionate 83
Tabella 4.3 – SNR per le feature selezionate 83

Nomenclature

Abbreviazioni

E-brake: Electro-mechanical brake
CBM: Condition-Based Maintenance
MLG: Main Landing Gear
EMA: Electro-Mechanical Actuators
ACE: Actuator Control Electronics
PDE: Power Drive Electronics
BCU: Brakes Control Unit
BLDC: Brushless DC electric motor
BLAC: Brushless AC electric motor
AC: Corrente alternata
DC: Corrente continua
PI: Controllore proporzionale-integrativo
FOC: Field Oriented Control
PWM: Pulse Width Modulation
RUL: Remaining Useful Life
PHM: Prognostic and Health Management
FMECA: Failure Modes and Effects Criticality Analysis
PDF: Probability Density Function
SNR: Signal to Noise Ratio

1. Introduzione

Il capitolo introduttivo è costituito da due parti: nella prima parte verrà trattato l'impianto frenante dei moderni aerei, comprendente il carrello di atterraggio, i freni e il sistema elettronico Anti-skid; nella seconda parte si discuteranno i sistemi di prognostica e gestione della salute, anche detti sistemi PHM.

1.1 Impianto frenante aeronautico

1.1.1 Carrello di atterraggio

Il carrello di atterraggio rappresenta il supporto principale dell'aereo quando è parcheggiato, in rullaggio, in decollo e in atterraggio; è un sistema costituito da elementi strutturali, idraulici, componenti di assorbimento dell'energia, freni, ruote e pneumatici.
Dal momento che deve reggere i pesanti carichi di atterraggio e impedire alla fusoliera di toccare il suolo, gli elementi strutturali del carrello devono avere un'elevata resistenza statica, una buona tenacità alla frattura e resistenza a fatica, per cui sono realizzati in acciaio alto resistenziale e lega di titanio [1].
Generalmente si distinguono due tipi di carrello, a seconda dei compiti che svolgono: il carrello di atterraggio principale (main landing gear o MLG) e il carrello di atterraggio anteriore (nose landing gear o NLG). Il primo ospita i freni e assolve alla frenata, il secondo garantisce direzionalità nelle manovre a terra.

Figura 1.1 - esempi di MLG e NLG [2]

1.1.2 Freni aeronautici

I freni entrano in funzione per consentire all'aeroplano di fermarsi entro la lunghezza della pista durante gli atterraggi, per trattenere l'aereo durante l'avvio del motore e, in alcuni casi, per guidare l'aereo attraverso la frenata differenziale (fase di rullaggio o taxiing). Essi intervengono anche in caso di decollo rifiutato, in cui un tentativo di decollo viene annullato prima che l'aereo si sollevi da terra, a causa ad esempio di un guasto al motore.
L'aereo non è tuttavia frenato dalla sola azione dei freni sopra citati; quest'ultimi, infatti, collaborano con invertitori di spinta, freni ad aria compressa e spoiler.

1.1.3 Funzionamento e struttura del freno aeronautico

Il tipo più comune di freno utilizzato sugli aerei è il freno a disco, il cui funzionamento si basa sull'azione di attrito tra i dischi rotanti solidali alla ruota e i dischi fissi, su cui sono installate le pastiglie del freno, i brake pads. Tale soluzione consente di amplificare l'azione frenante, potendo usufruire di un numero maggiore di superfici di attrito.
In seguito alla ricezione del comando di frenata, proveniente dal pilota che preme un pedale o dal sistema di frenata automatica, gli attuatori (idraulici o elettro-meccanici) presenti nel freno spingono un pistone che comprime le pastiglie contro i dischi rotanti, generando una forza di attrito che rallenta la rotazione della ruota. L'attrito è tale da convertire l'energia cinetica del veicolo in energia termica e tale calore viene assorbito dai freni; dal momento che il materiale di attrito si usura col tempo, è opportuno monitorarne lo stato di integrità.
Il gruppo che contiene le pastiglie dei freni e il pistone è detto pinza.

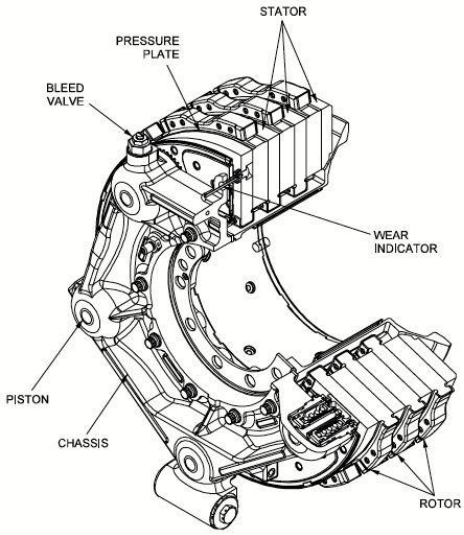

Figura 1.2 - esempio di freno aeronautico multidisco [3]

1.1.4 Freno a singolo disco

Gli aerei più piccoli presentano generalmente un singolo disco fissato alla ruota, inserito tra due pastiglie e collegato a ciascuna gamba del MLG. Quando il pilota frena, la pinza preme le pastiglie contro il disco frenando l'aereo. Si possono distinguere due configurazioni: freno a disco flottante e freno a disco fisso.

Nella prima configurazione il disco è libero di fluttuare lateralmente tra le due pinze, una fissa e una mobile: quando i freni vengono applicati, la pinza esterna si sposta internamente entrando in contatto con il disco e spingendolo sulla pinza fissa interna. In questo modo l'attrito viene applicato uniformemente su entrambi i lati del disco. Quando i freni vengono rilasciati, una molla allontana il pistone dal disco, rimuovendo l'azione frenante in modo che il disco sia nuovamente libero di ruotare[4].

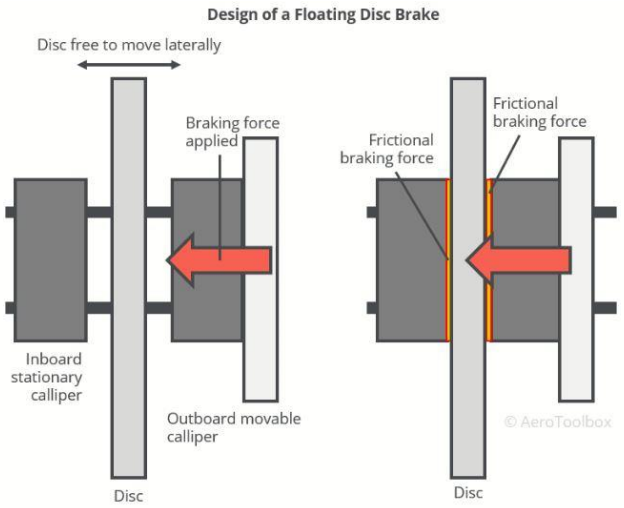

Figura 1.3 - schema freno a disco flottante [4]

La configurazione a disco fisso, invece, prevede che il disco sia fissato rigidamente alla ruota con le pinze che possono muoversi lateralmente quando viene applicato il freno. Simile alla disposizione flottante, questo assicura che le pastiglie dei freni applichino una forza frenante uniforme al disco durante l'operazione di frenata.

1.1.5 Freno multidisco

I velivoli più grandi e pesanti con velocità di atterraggio elevate installano sistemi frenanti con più serie di dischi fissi in acciaio (statori) inseriti tra rotori che ruotano con la ruota. La pressione idraulica, nel caso di attuazione idraulica, applicata alla pila di statori e rotori comprime le piastre insieme, generando una forza sufficientemente alta a frenare il velivolo.
Attualmente, il gruppo disco-rotore è segmentato, presenta cioè dei ritagli nelle piastre per migliorare la dissipazione di calore.
Inizialmente progettati in rame o bronzo, i rotori sono ora fabbricati con materiali compositi di carbonio: rispetto all'acciaio, il carbonio presenta un valore di calore specifico (ovvero la

quantità di calore che una massa unitaria di carbonio assorbe per aumentare la sua temperatura di un'unità) più elevato; di conseguenza, a pari calore assorbito, il peso del freno è minore.
La maggiore conducibilità termica del carbonio consente un trasferimento di calore più rapido e una distribuzione uniforme del calore attraverso il disco. Il carbonio ha anche una minore espansione termica, una maggiore resistenza agli shock termici e un limite di temperatura più elevato rispetto all'acciaio. La resistenza specifica del carbonio è relativamente costante in un intervallo di temperature molto ampio, a differenza dell'acciaio, che mostra un forte calo della resistenza specifica alle alte temperature, scendendo al di sotto di quella del carbonio intorno a 650° C [5]. Queste caratteristiche comportano che i freni in carbonio richiedano una manutenzione ridotta rispetto ai freni tradizionali.

1.1.6 Anti-skid breaking system

Il sistema di frenatura antislittamento, anche detto Anti-skid, ha il compito di garantire una frenata sicura, prevenendo il bloccaggio delle ruote e impedendone così lo scoppio o un'usura eccessiva.
Un tradizionale impianto frenante aeronautico regola la forza applicata sui dischi del freno controllando la pressione dell'olio del freno. Il sistema anti-skid interviene nel caso in cui la ruota sia bloccata o prossima al bloccaggio, riducendo la pressione di frenatura per mezzo di una servovalvola elettroidraulica. Per poter lavorare al meglio, il sistema di antislittamento richiede il riconoscimento delle condizioni della pista (pista asciutta, bagnata, innevata, ecc.) e un'elevata velocità di risposta dinamica.
A causa però delle vibrazioni e delle alte temperature che si hanno durante la frenata, l'olio idraulico può subire carbonizzazione, bloccando così lo stadio pilota di una servovalvola. Tale blocco ha come conseguenza la perdita della funzione di regolazione della pressione del freno, incidendo negativamente sulla sicurezza dell'aereo [6].
Da quanto detto si possono comprendere alcuni vantaggi che deriverebbero dall'elettrificazione dell'impianto frenante, nel quale non si ha circolazione di olio, risparmiando anche in spazio occupato dal circuito idraulico (serbatoio, pompe, valvole). D'altro canto, la maturità tecnica dei sistemi elettrici non è allo stesso livello di quelli idraulici, ragion per cui in questo elaborato si vuole investigare un sistema frenante elettro-meccanico.

1.2 PHM e prognostica

Per prognostica e gestione della salute dei sistemi (PHM) si intende una disciplina poliedrica incentrata sulla valutazione del degrado e dell'affidabilità di un prodotto, con l'intento di ottimizzarne la manutenzione riducendone i costi.
Alla base vi è il concetto di *Condition-Based Maintenance* (CBM)[5]: lo stato di salute di un prodotto è monitorato in tempo reale in modo tale da individuare tempestivamente la formazione di un guasto, predirne l'evoluzione e fornire manutenzione solo quando si ritiene necessario; così facendo, si massimizza la disponibilità e la sicurezza di un bene.
Prima degli anni '90, le condizioni su cui la CBM si basava riguardavano le condizioni di salute passate e attuali. Negli ultimi decenni, si è iniziato a includere anche le condizioni di salute future previste di un bene, dando vita al concetto di *Predictive Maintenance* [6].
La manutenzione predittiva si basa, quindi, non solo sulle condizioni di salute passate e attuali monitorate ma anche sulle condizioni future previste. Le tecnologie e applicazioni associate alla manutenzione predittiva sono tipicamente denominate *Prognostics and Health Management* (PHM).

1.2.1 Architettura di un sistema CBM/PHM

L'architettura di un sistema CBM/PHM è rappresentata in figura 1.4.
Si distinguono due fasi: una fase offline e una fase online [5].
La fase online include l'ottenimento dei dati del componente per mezzo di sensori. Tali segnali vengono elaborati (*preprocessing*) per essere poi adoperati nell'estrazione delle feature, le quali sono fondamentali per il rilevamento e la classificazione del guasto (diagnosi) e per la previsione dell'evoluzione dello stesso (prognosi).
Per *feature* si intende una proprietà del sistema o una quantità ad essa legata, misurabile, che permette la valutazione di uno stato del sistema non direttamente valutabile. Perciò, tali feature sono tali da consentire, attraverso il loro studio diretto, lo studio indiretto della degradazione di uno stato del sistema.
A partire dai risultati ottenuti nei processi di diagnosi e prognosi si procede infine alla programmazione della manutenzione del sistema.
La fase offline è la fase preliminare, i cui processi costituiscono le fondamenta di un sistema CBM/PHM.
Essi sono:

- *Feature selection*: indica il processo di individuazione delle feature che meglio si correlano ai guasti da monitorare.
- *FMECA (Failure Modes and Effects Criticality Analysis*): comprende i metodi che consentono di identificare tutti i possibili guasti, metterli in relazione con le cause principali e valutarne l'effetto sul sistema. Nel valutare l'indice di criticità (*Criticality*), si considerano la gravità' degli effetti del guasto, la frequenza di accadimento e la probabilità di manifestazione.
- *Degradation model*: consiste nell'identificazione della legge di evoluzione del guasto, essenziale per la stima della *Remaining Useful Life* (RUL).

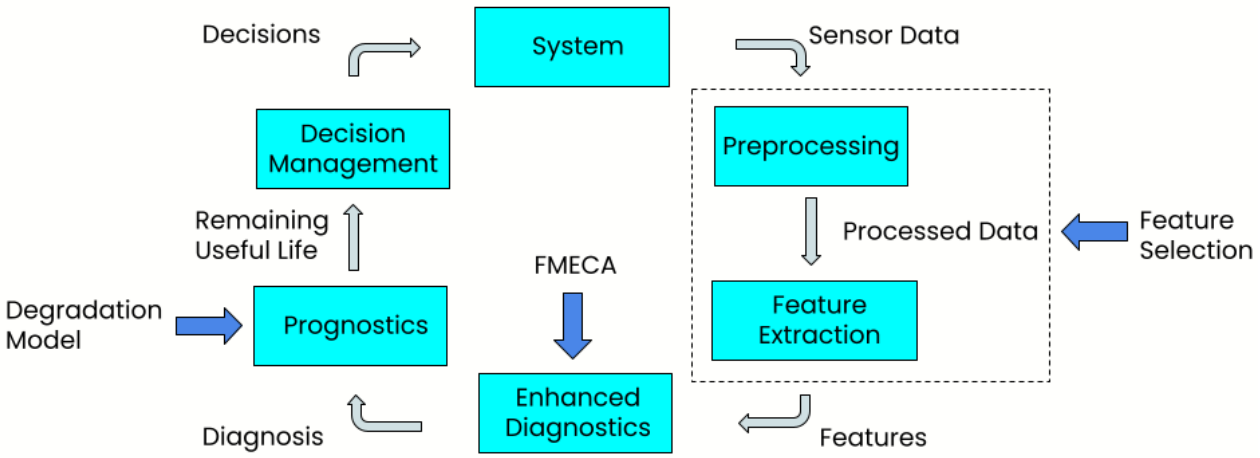

Figura 1.4 - architettura sistema CBM/PHM

1.2.2 Benefici manutenzione predittiva

Per comprendere il potenziale della manutenzione predittiva si introduce un metodo comunemente utilizzato per rappresentare il comportamento di un componente prima dell'effettivo guasto, la curva P-F presentata in [7].
La curva mostra come la condizione del componente peggiori nel tempo portando a una *functional failure* (guasto funzionale). In quest'ottica, il guasto è considerato essere un processo e non un evento istantaneo, supponendo quindi che la causa del guasto richieda tempo per svilupparsi prima che lo stesso si verifichi.
É possibile osservare una finestra temporale, l'intervallo P-F, compreso tra il tempo del potenziale guasto (P) e il tempo del guasto funzionale (F). Il punto P indica il momento in cui si constata che il componente si sta degradando, che tuttavia non coincide con il momento in cui il degrado è iniziato; il punto F indica il momento in cui effettivamente si ha il cedimento ed è rappresentato dalla distribuzione dei possibili tempi di guasto per la modalità di *failure* in esame, ottenuta dall'analisi storica dei dati.
Generalmente, la manutenzione tradizionale avviene dopo il punto F mentre la manutenzione *time-based* è programmata a specifici intervalli temporali al fine di evitare il raggiungimento del punto F.
La manutenzione predittiva, invece, usufruisce dei dati ottenuti in tempo reale per mezzo dei sensori per estendere l'intervallo P-F verso il punto di degradazione (*degradation start*). In questo modo si è in grado di identificare prontamente il passaggio dallo *stato normale* a quello *pericoloso* e, avendo un intervallo P-F più lungo, si ha a disposizione un tempo maggiore per le pratiche di manutenzione preventiva da eseguire al fine di evitare interruzioni nel funzionamento o guasti del componente.

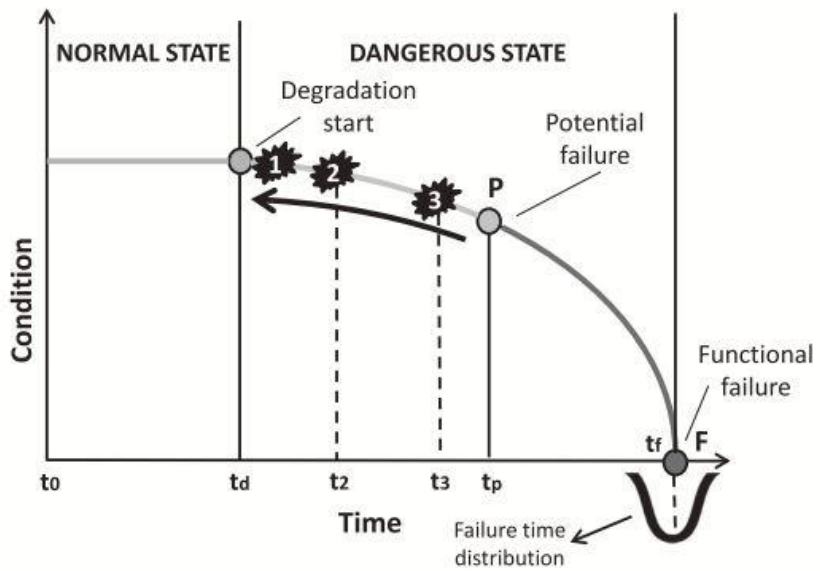

Figura 1.5 - manutenzione predittiva e curva P-F

2. Modello

Si considera un velivolo di classe executive, con un peso compreso tra 5600 e 6400 kg al decollo. Come precedentemente accennato, si intende realizzare il modello di un impianto frenante con attuatori elettromeccanici che possa sostituire l'impianto frenante idraulico attualmente presente sul velivolo.
Non avendo a disposizione tutti i dati rilevati sul campo, si rende necessario realizzare un modello fisico ad alta fedeltà, da cui deriva il vantaggio di poter usufruire di una vasta quantità di segnali, difficilmente ottenibili su un sistema reale se non con l'aggiunta di sensori specifici.
Nel realizzare il modello si adotta l'ipotesi di atterraggio simmetrico, che implica angolo di rollio nullo ed equa ripartizione del peso tra le due gambe del MLG [8].
Nel MLG sono integrati due sistemi E-brakes, uno per il lato sinistro e uno per il lato destro.
Il modello completo, mostrato in figura 2.1, rappresenta una semplificazione del carrello di atterraggio, in quanto riproduce il comportamento di una sola gamba del carrello.
Non è presente la dinamica laterale, mentre la dinamica orizzontale, spiegata più avanti, risulta semplificata per non appesantire ulteriormente il costo computazionale del modello e quindi evitare di avere tempi di simulazione ingestibili.

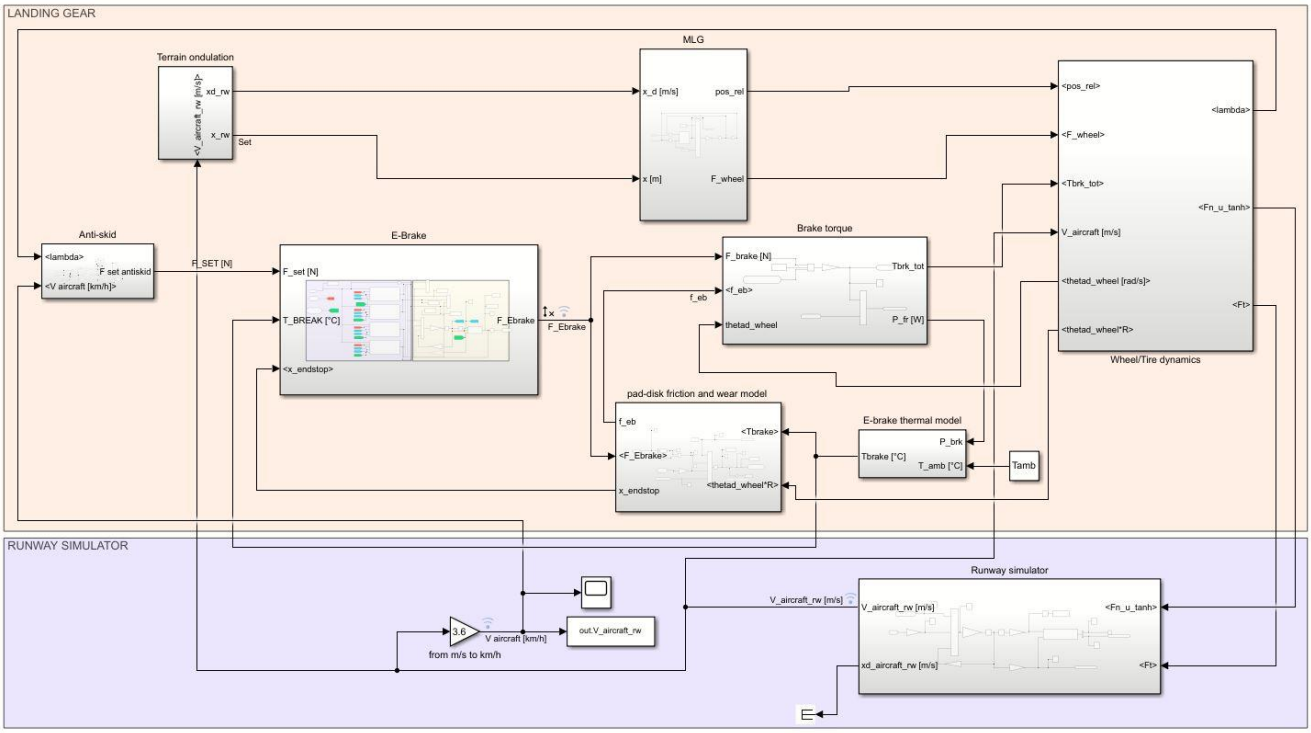

Figura 2.1 - modello del carrello di atterraggio

Nei paragrafi seguenti verranno descritte le varie parti che compongono il modello e le leggi fisiche alla base del funzionamento.

2.1 Attuatore elettromeccanico

Un attuatore elettromeccanico, o EMA, è un servosistema deputato alla trasformazione della potenza elettrica in potenza meccanica.
Facendo riferimento allo schema in figura 2.2 e seguendo il flusso dei segnali ivi descritto, si possono osservare i seguenti elementi:

- Elettronica di controllo (ACE): responsabile della gestione dei segnali di set e feedback provenienti dal sistema, nonché dell'implementazione delle leggi di controllo; l'elettronica di controllo invia all'elettronica di potenza un segnale di comando, funzione dell'errore osservato tra set e feedback.
- Elettronica di potenza (PDE): modula la potenza elettrica prelevabile dalla rete sulla base del segnale di comando ricevuto, al fine di fornire al sistema di attuazione la potenza necessaria per raggiungere il segnale di set imposto.
- Motore elettrico: converte l'energia elettrica prelevata dalla rete in energia meccanica, utile all'espressione di una forza o di uno spostamento, per mezzo dell'accoppiamento fra un campo elettrico e un campo magnetico funzione della tipologia del dispositivo.
- Trasmissione meccanica: gli organi di trasmissione sono interposti al fine di ridurre la coppia richiesta al motore elettrico oppure eventualmente trasformare l'uscita rotativa del motore in spostamento lineare.

- Sensori: utilizzati per monitorare le grandezze fisiche la cui misura è necessaria alle leggi di controllo.

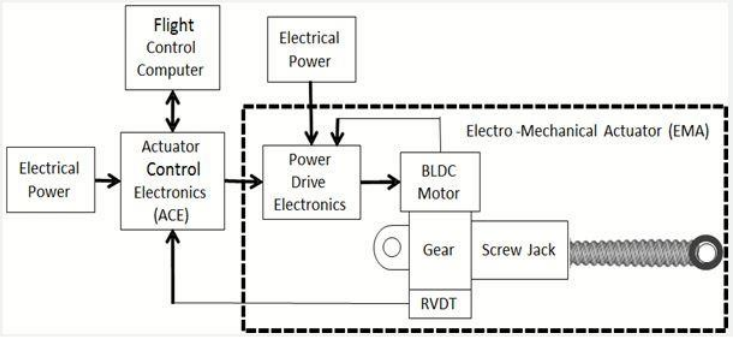

Figura 2.2 - esempio di schema di EMA[9]

Nel caso in esame, ogni E-brake è costituito da un freno multidisco comandato da quattro EMA controllati in forza.

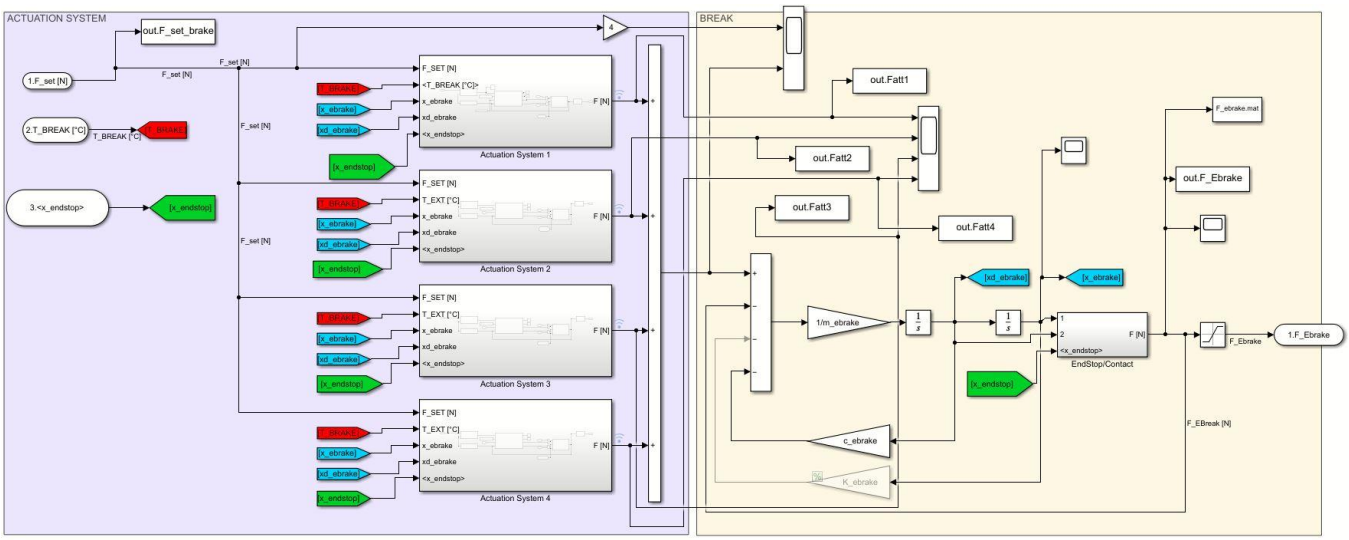

Figura 2.3 - modello E-brake

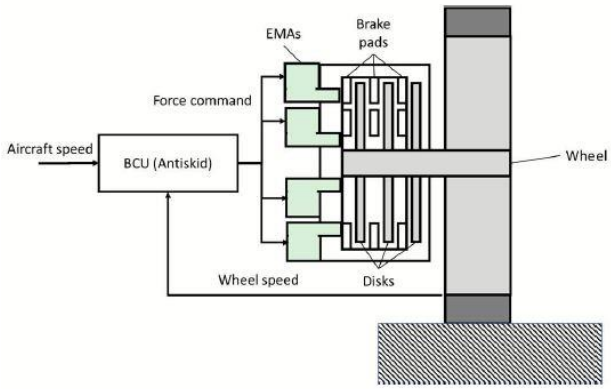

Figura 2.4 - architettura E-brake[8]

Nel momento in cui il pilota agisce sul pedale del freno, un comando di frenata è inviato al sistema Anti-skid presente nel Brakes Control Unit, dove viene elaborato e inviato come segnale di set agli attuatori.
Ognuno dei quattro attuatori elettro-meccanici è azionato da un motore elettrico BLDC e agisce sulle pastiglie del freno per mezzo di una trasmissione meccanica realizzata con un riduttore a singolo stadio e un sistema vite-madrevite.

2.1.1 Motore elettrico brushless DC

Il motore elettrico impiegato negli attuatori è un motore brushless in corrente continua trifase.
Le macchine in corrente continua dotate di spazzole (brushes) presentano una serie di inconvenienti dovuti alla presenza del sistema spazzole-collettore: le spazzole sono infatti soggette a usura e tendono a degradarsi col tempo, possono generare scintille pericolose in ambienti infiammabili e tendono ad aumentare l'ingombro assiale del motore. Per tali motivi si tende a preferire i motori di tipo brushless in servosistemi elettromeccanici ad alte prestazioni.
Ne deriva che la commutazione delle correnti avviene per mezzo di opportuni dispositivi di elettronica di potenza, in funzione della posizione angolare del rotore.

Funzionamento del motore brushless DC

Nei motori brushless gli avvolgimenti elettrici sono presenti solo sullo statore, mentre sul rotore sono calettati magneti permanenti.
A differenza dei motori con spazzole, i motori brushless DC sono dispositivi a più fasi: nella configurazione più comune, gli avvolgimenti di ciascuna fase sono distribuiti in modo da occupare 120° elettrici, dove l'angolo elettrico ϑ_{el} si ottiene moltiplicando l'angolo meccanico ϑ_m per il numero di coppie polari Z_p.
In questo caso le coppie polari sono pari a sette, per cui ciascun polo si estende per circa 25.7°.
I magneti permanenti generano un campo di induzione magnetica *B* solidale con il rotore; quando il rotore è posto in rotazione, gli avvolgimenti a statore vedono un campo magnetico rotante e quindi variabile.
Dalla legge di Faraday ne deriva che all'interno dei conduttori statorici si sviluppa una tensione indotta, o *forza contro-elettromotrice*:

$$e_{a,b,c} = l\ [B(\vartheta_{el})x\ v]\ N_w$$

(2. 1)

Dove l è la lunghezza dell'avvolgimento, v la velocità dell'avvolgimento o del campo di induzione magnetica B e N_w è il numero di spire della singola fase. Si intuisce che B dipende dalla posizione occupata dal rotore nel tempo.
Nei brushless DC la forza contro-elettromotrice assume una forma a trapezio, per cui per la modellazione del motore BLDC si è sfruttato il modello di un motore BLAC, avendo opportunatamente modificato la forma delle forze contro-elettromotrici da sinusoidale a trapezoidale.

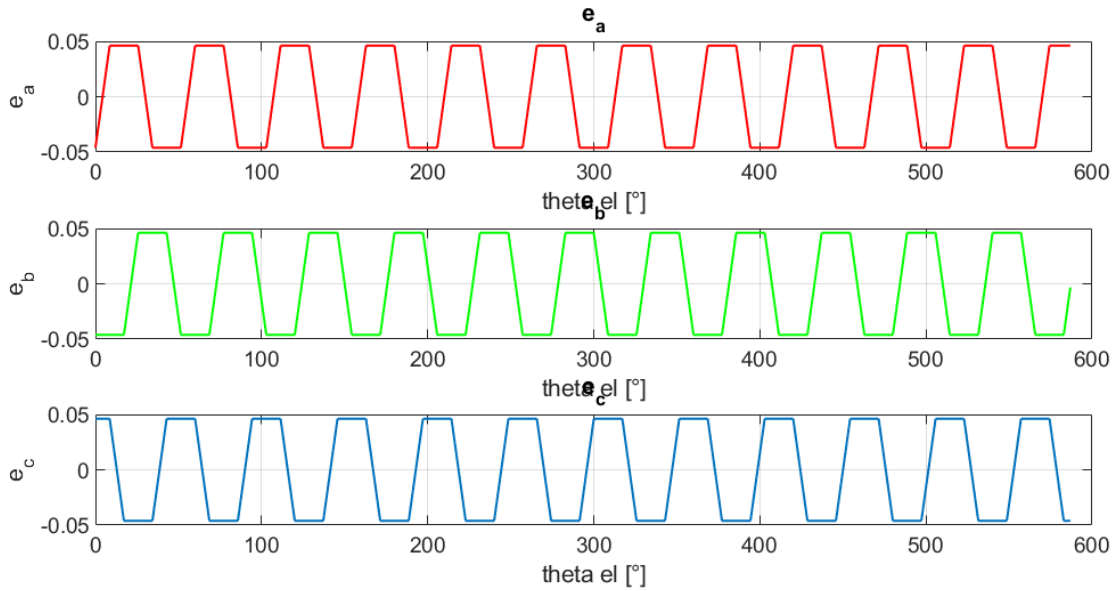

Figura 2.5 - andamento forze contro-elettromotrici in funzione dell'angolo di rotazione

Per la legge di Lorentz, sulla singola fase percorsa dalla corrente i_a agisce una coppia:

$$T_{m,a} = k_t i_a$$

(2. 2)

Con k_t costante di coppia e pari a:

$$k_t = \frac{\Phi\ Z_p n_{w,a}}{2\pi}$$

(2. 3)

Dove Z_p è il numero di coppie polari pari a 7, Φ il flusso magnetico e $n_{w,a}$ il numero di conduttori.

Per ottenere in uscita coppia costante in modulo e verso, tali motori sono controllati da un controller e un inverter trifase in modo tale da erogare corrente su ogni fase solamente quando la forza contro-elettromotrice relativa alla fase considerata è costante e dal valore massimo. L'inverter trifase necessita della posizione angolare del rotore per gestire l'alimentazione di ciascun avvolgimento e tale informazione è inviata da opportuni trasduttori, a esempio del tipo ad effetto Hall.

Strategia di controllo del motore elettrico

Il controllo della coppia del motore elettrico è vettoriale, del tipo FOC (*field oriented control*) in quanto le correnti di fase vengono modulate in modo tale che il vettore spaziale della corrente a statore sia sfasato di 90° elettrici rispetto all'asse magnetico di rotore [10].
Le correnti, le tensioni e i flussi magnetici di un motore elettrico possono essere scritti come versori in diversi sistemi di riferimento.

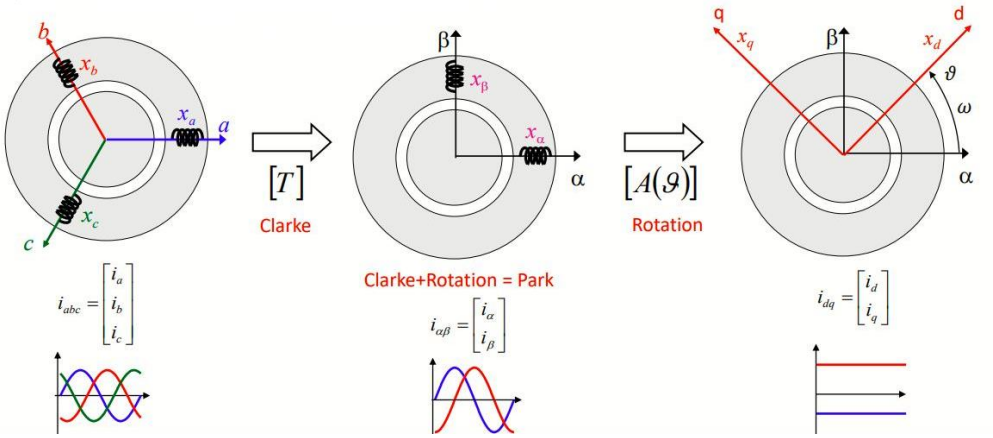

Figura 2.6 - correnti di fase nei vari sistemi di riferimento

Tramite la trasformata di Clarke, le tre correnti di fase i_a, i_b, i_c, relative cioè ai tre assi magnetici **a**, **b** e **c**, sono proiettate lungo due assi ortogonali tra loro, **α** e **β**, ottenendo due componenti iα e iβ con ampiezza e frequenza invariate e traslate di 90° elettrici l'una rispetto all'altra. Tramite invece la trasformata di Park, dalle correnti in **a**, **b** e **c** si ottengono due componenti espresse secondo gli assi rotore **d** e **q**, rispettivamente asse diretto e asse in quadratura, ortogonali tra loro e solidali al rotore (per tale motivo le quantità i_d e i_q sono costanti nel tempo).
Nello specifico, l'asse **d** è diretto lungo l'asse del vettore flusso magnetico generato dai magneti permanenti.
La componente i_q è perpendicolare al campo di induzione magnetica e utile alla generazione della coppia, la componente i_d è invece parallela al campo e non contribuisce alla generazione della coppia.
Nei paragrafi seguenti verrà approfondito lo schema seguito dal modello per operare il controllo del motore elettrico.

2.1.2 Anello di controllo forza

Il sistema di attuazione prevede due anelli di controllo: un anello interno di controllo della corrente e un anello esterno di controllo forza.
L'anello di controllo forza ha come obiettivo quello di allineare il segnale di set ricevuto dal controllore Anti-skid e il segnal di feedback ricevuto dalla cella di carico.

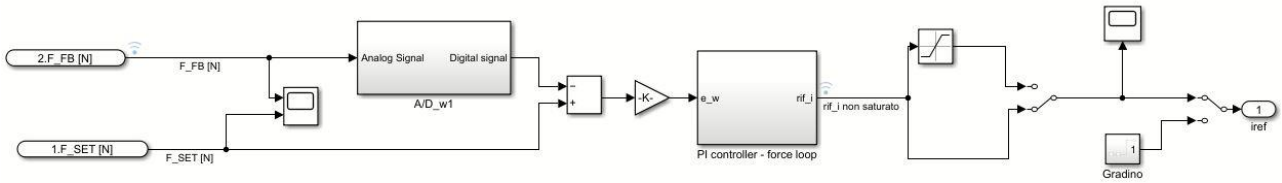

Figura 2.7 – anello controllo forza

Il sensore di forza, così come altri sensori all'interno del modello, è modellato tramite una funzione di trasferimento che ne definisce la frequenza di taglio, un blocco *sampler* per simulare il campionamento e un blocco *quantizer* per simulare la discretizzazione del segnale di misura in funzione del numero di bit a disposizione sulla scheda di acquisizione dati.

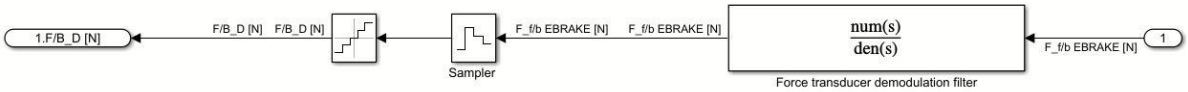

Figura 2.8 - sensore di forza

Il controllore è di tipo PI (proporzionale-integrativo) integrato a un sistema *anti-windup* a causa della dinamica alla base della generazione della forza: all'inizio di ogni ciclo di frenata si ha il moto di accostamento del materiale di attrito, al termine del quale si ha contatto con i dischi e quindi la generazione della forza frenante. La corsa del pistone che porta poi al contatto dei dischi è significativa sia dal punto di vista della dinamica di usura (l'asportazione del materiale di attrito comporta un aumento di tale distanza) sia per quanto riguarda l'uscita del controllore PI. L'assenza di forza erogata durante la fase di accostamento, infatti, è tale da determinare un feedback di forza nullo e quindi presenza di un errore costante nel tempo; da ciò deriva una crescita non trascurabile del segnale in uscita dall'integratore con una conseguente eccessiva sovra elongazione del segnale in uscita al momento del contatto [11].
Per limitare l'azione del controllo integrativo si è adottato lo schema *conditional integration* proposto in [12].

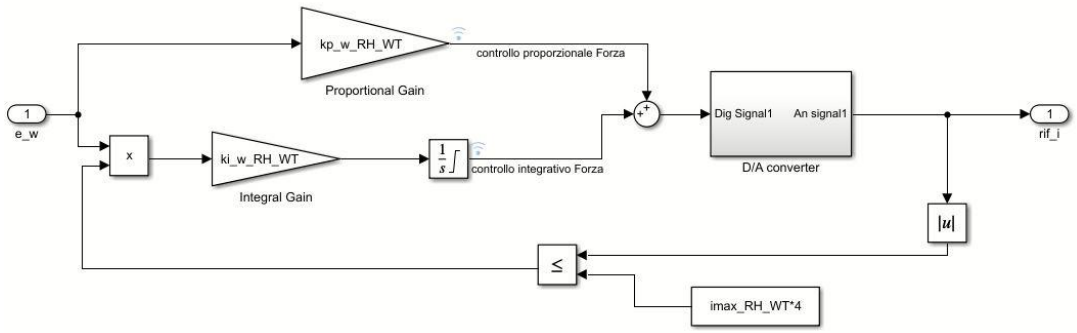

Figura 2.9 - modello controllore Pi con schema anti-windup

In questo modo, quando il valore di riferimento supera una certa soglia, l'azione integrativa (sottoposta anche a saturazione del valor massimo) viene esclusa interrompendone l'incremento di segnale fino al termine della fase di accostamento. Come risultato si ottiene una limitazione dell'overshoot al momento del contatto tra pastiglie e dischi.

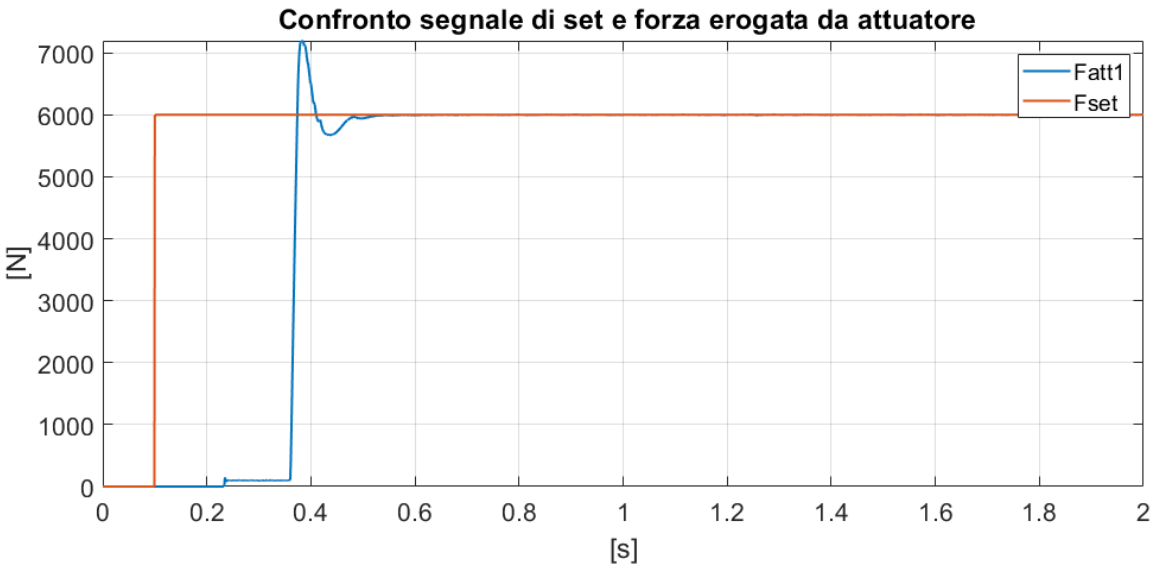

Figura 2.10 - confronto segnale di set a gradino e forza erogata da un attuatore

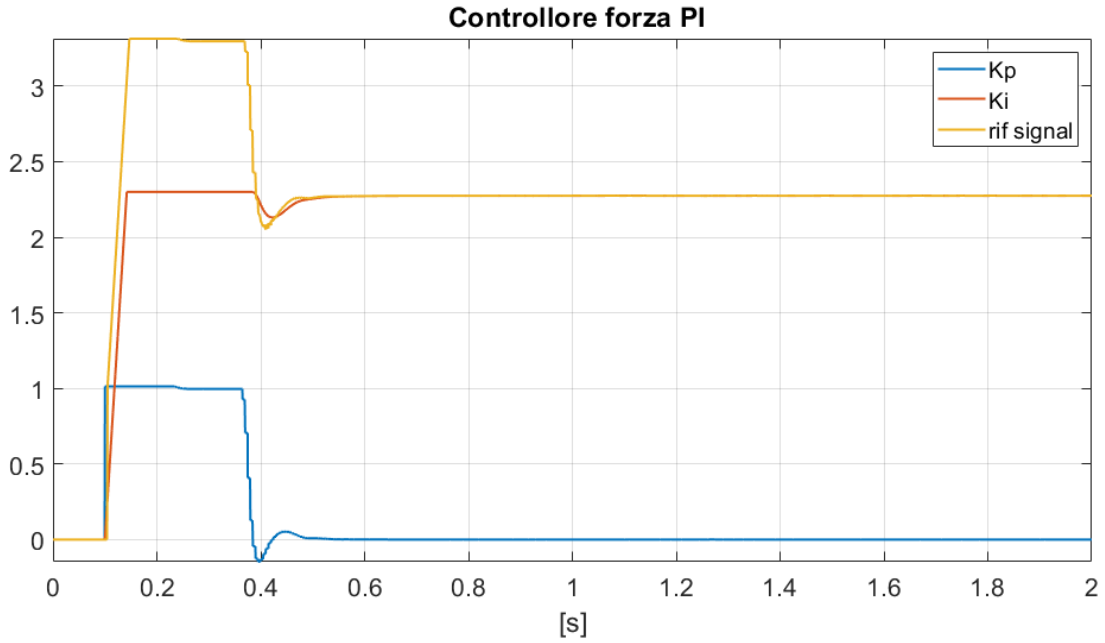

Figura 2.11 - controllore forza PI

In figura 2.10 è possibile osservare l'andamento di forza erogata da un attuatore nel caso di segnale di set a gradino. Si nota la fase di accostamento delle pastiglie del freno, caratterizzata da una forza erogata necessaria a vincere le azioni di attrito, e l'istante in cui si ha contatto.

2.1.3 Anello di controllo corrente

Il segnale in uscita dal controllore di forza è il segnale di riferimento per il controllore della corrente in quadratura i_q.
La corrente diretta i_d, non contribuendo alla generazione di coppia, è comandata a zero nel relativo controllore.
Entrambi i controllori sono del tipo PI.

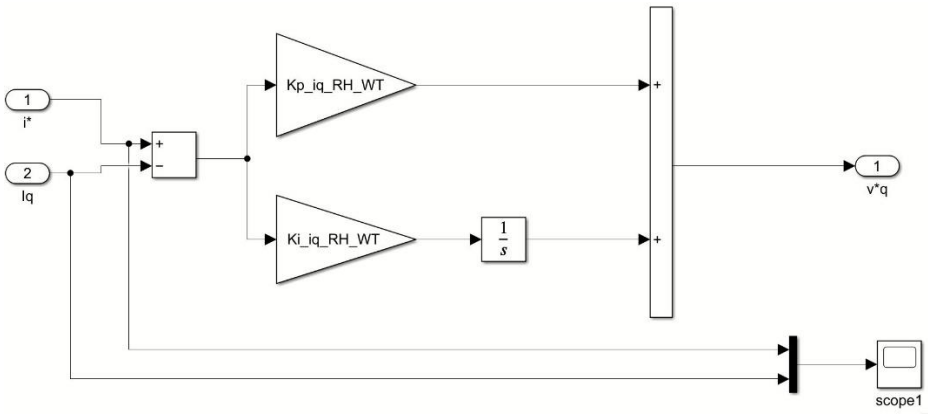

Figura 2.12 – controllore iq

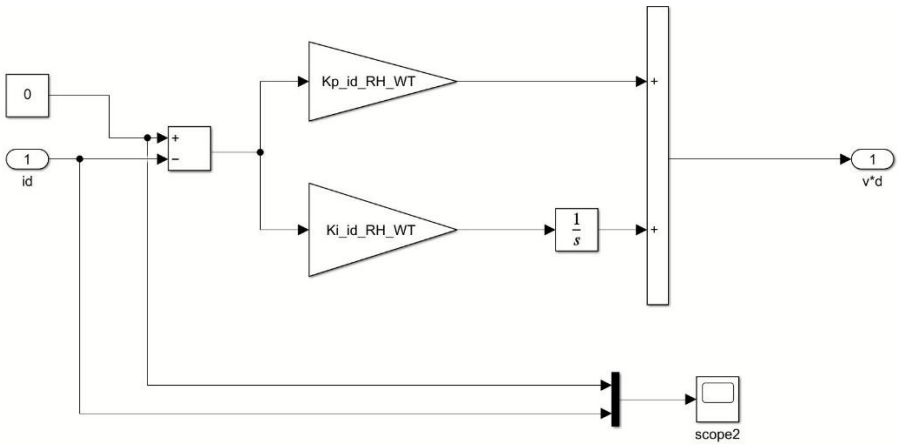

Figura 2.13 - controllore id

I segnali in uscita dai suddetti controllori sono la tensione diretta v_d e la tensione in quadratura v_q, a cui è applicata la trasformazione inversa di Park per ottenere le tensioni riferite ai tre assi magnetici.

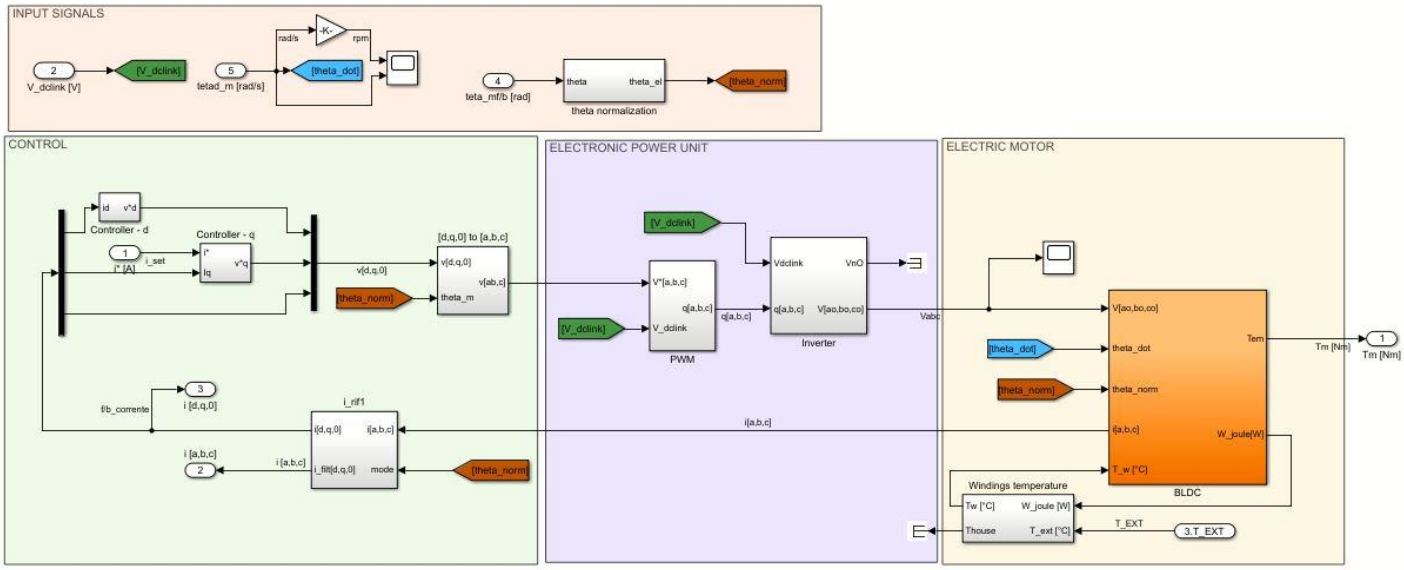

Figura 2.14 - modello controllo motore elettrico

Il segnale in uscita entra nel driver PWM, dove viene elaborato per ottenere il segnale di comando dell'inverter per l'alimentazione degli avvolgimenti, ovvero le tensioni di fase.
La tecnica di regolazione PWM (*Pulse Width Modulation*) permette di controllare analogicamente il valore medio di un segnale digitale q ON-OFF in uscita da uno switch elettronico, tramite il confronto di un segnale modulante, o di comando, con un segnale ripetuto nel tempo a frequenza costante detto segnale portante. Ogniqualvolta il segnale di comando è maggiore del segnale portante, si comanda lo stato di apertura dello switch e q(t)=1.
Si definisce il *duty-cycle* come:

$$dc = \frac{t_{ON}}{T} \tag{2. 4}$$

Dove t_{on} è la frazione di tempo durante la quale il valore del segnale modulante supera il valore del segnale portante (e quindi lo stato dello switch è su ON) e T è il periodo del segnale portante. Cambiando il valore di dc, cambia l'ampiezza degli impulsi del segnale q in uscita come anche il suo valore medio.
All'aumentare della frequenza del segnale portante, la regolazione del segnale modulato risulta più accurata.
In figura 2.15 è mostrato il modello del driver PWM, mentre in figura 2.16 è mostrato un esempio di modulazione con portante triangolare bipolare unitaria.

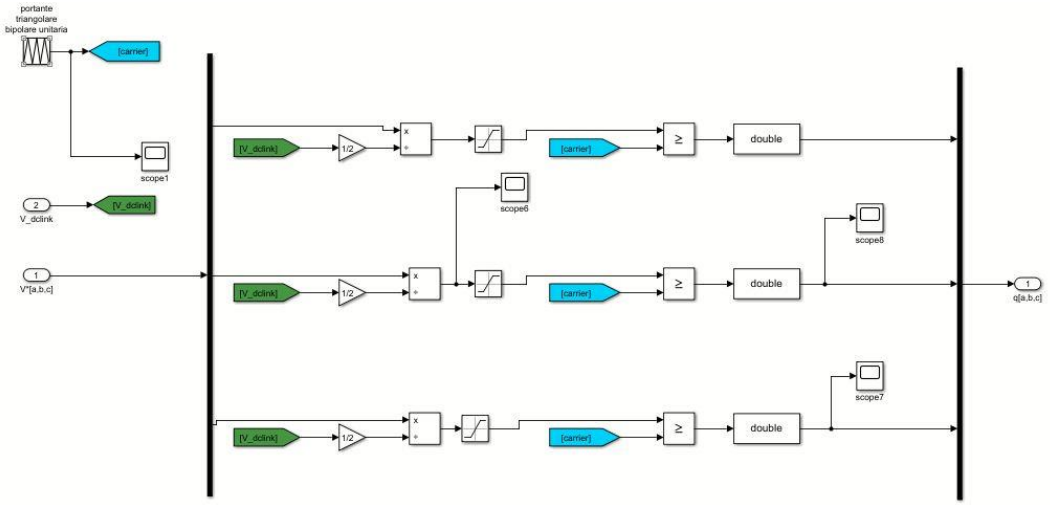

Figura 2.15 - modello driver PWM

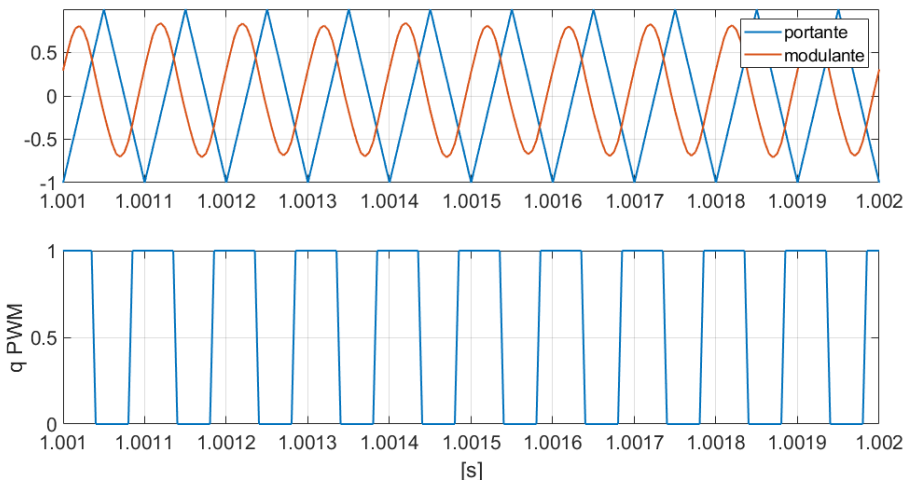

Figura 2.16 - modulazione PWM

Uscendo dal blocco PWM si entra nel blocco Inverter, il cui schema è riportato di seguito.

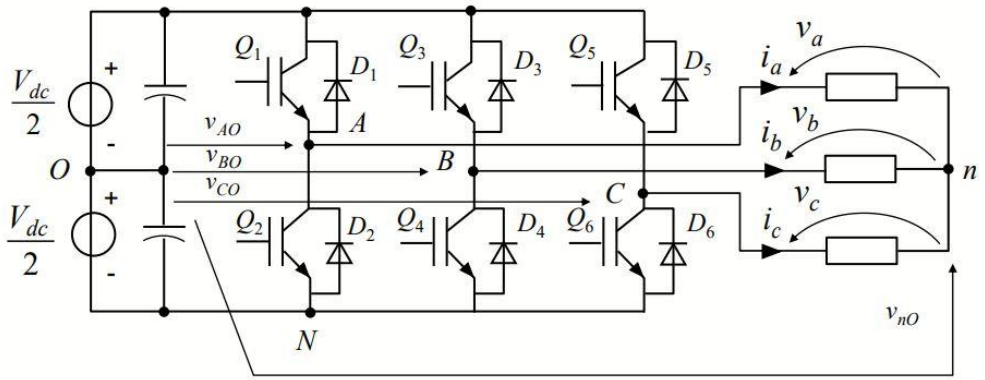

Figura 2.17 – schema inverter

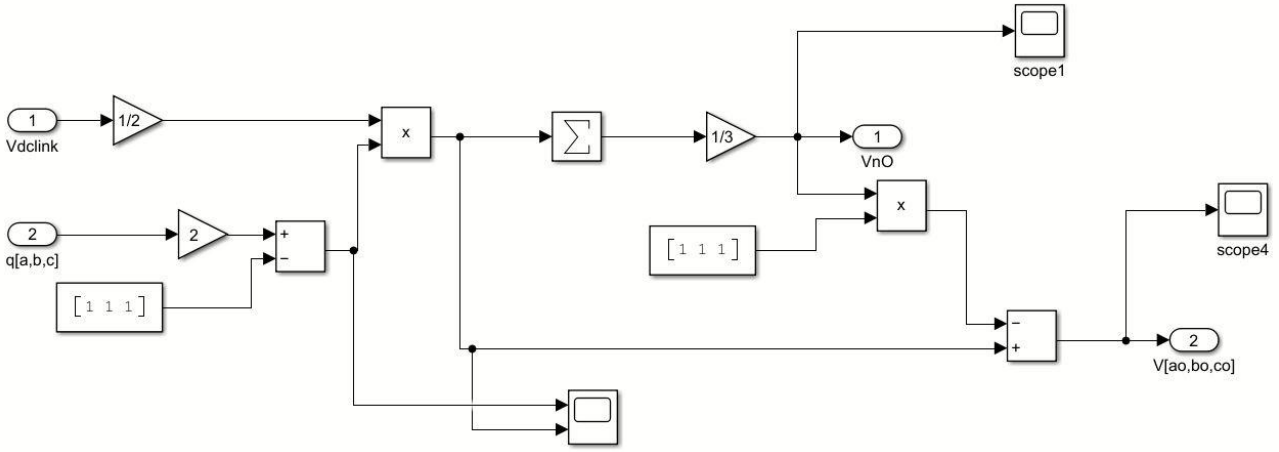

Figura 2.18 – modello inverter

A partire dal segnale $q_{a,b,c}$ in uscita dal blocco PWM, l'inverter restituisce in uscita le tensioni di fase sul carico [10]:

$$\begin{cases} v_a(t) = v_{A0}(t) - v_{n0} \\ v_b(t) = v_{B0}(t) - v_{n0} \\ v_c(t) = v_{C0}(t) - v_{n0} \end{cases} \tag{3. 1}$$

Dove le tensioni in uscita rispetto al punto 0 sono:

$$\begin{cases} v_{A0}(t) = \frac{V_{DC}}{2} q_a \\ v_{B0}(t) = \frac{V_{DC}}{2} q_b \\ v_{C0}(t) = \frac{V_{DC}}{2} q_c \end{cases} \tag{3. 2}$$

E la tensione di nodo comune vale:

$$v_{n0}(t) = \frac{1}{3} \sum_{k=A,B,C} v_{k0}(t) \tag{3. 3}$$

Da notare che il segnale q viene centrato in zero e ridefinito nell'intervallo [-1 1], in modo tale da facilitare il controllo dei transistor dell'inverter.

Il circuito elettrico relativo alla singola fase può essere considerato come quello relativo agli avvolgimenti di armatura di un motore DC a magneti permanenti [10]:

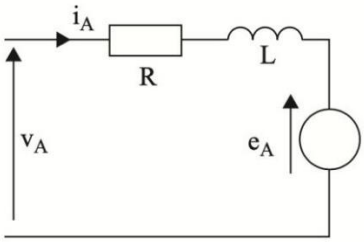

Figura 2.19 - circuito elettrico di fase equivalente

Dove i_A è la corrente di fase, v_A la tensione di fase in uscita dall'inverter, e_A la forza contro-elettromotrice, R la resistenza dell'avvolgimento e L l'induttanza di avvolgimento.
L'equazione relativo al circuito elettrico è:

$$V_A = Ri_A + L\frac{di_A}{dt} + e_A \tag{2. 5}$$

I blocchi successivi comprendono: il calcolo delle forze contro-elettromotrici relative alla singola fase, il calcolo delle correnti di fase a partire dalle tensioni di fase in uscita dal blocco dell'inverter e il calcolo della coppia erogata dal motore elettrico.

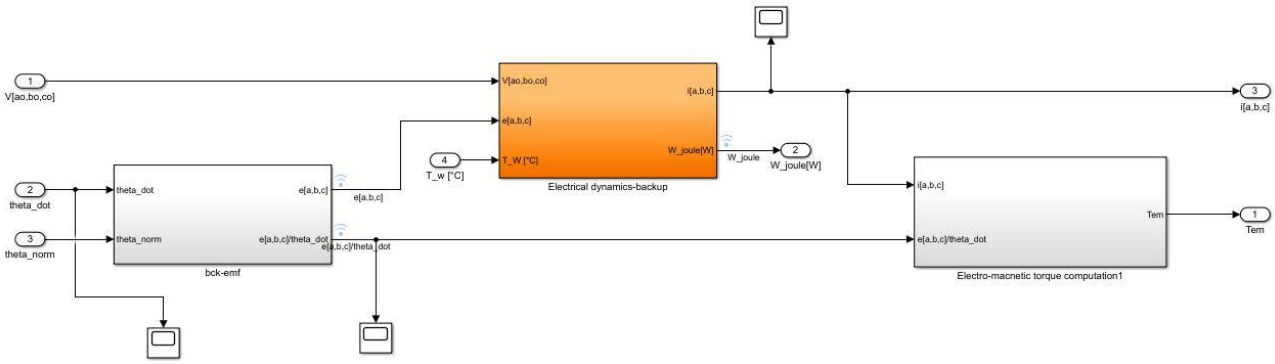

Figura 2.20 – dinamica BLDC

Il modello in cui si computano le correnti di fase in riferimento alla (2.5) è il seguente:

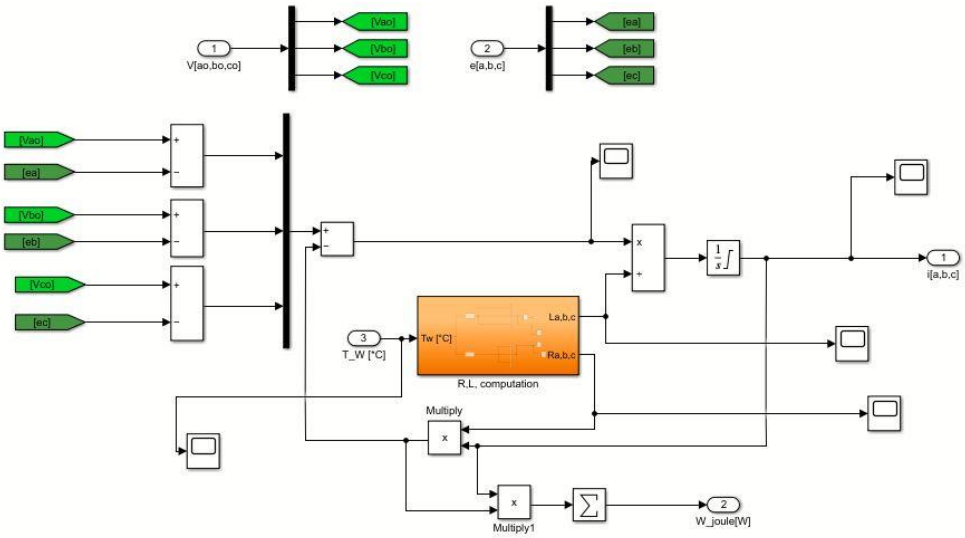

Figura 2.21 – modello dinamica elettrica

Il comportamento della dinamica del motore dipende dalla stima del comportamento termico degli avvolgimenti (paragrafo 2.1.4). Resistenza e induttanza di fase dipendono infatti dalla temperatura degli avvolgimenti e tale dipendenza può essere considerata in prima approssimazione lineare:

$$\begin{cases} R = R_0[1 + \alpha_R(T - T_0)] \\ L = L_0[1 + \alpha_L(T - T_0)] \end{cases} \tag{2. 6}$$

Dove il pedice 0 indica le condizioni di riferimento e α_R e α_L sono i coefficienti di variazione.

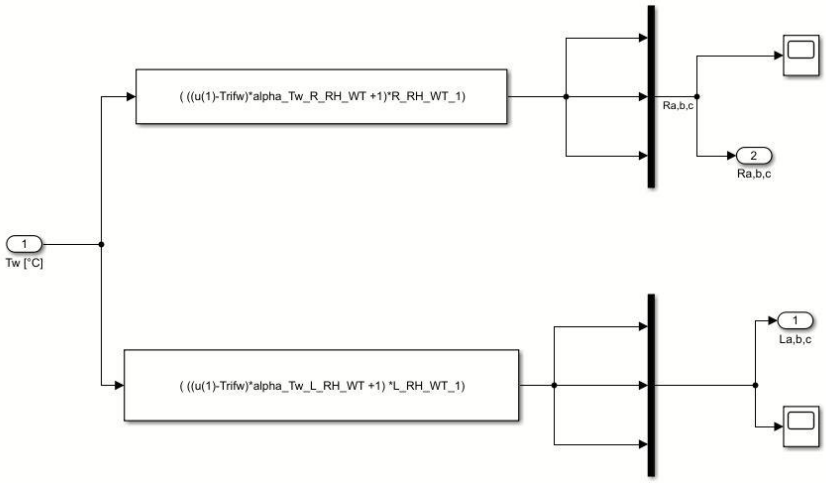

Figura 2.22 – modello calcolo R e L

La forza contro-elettromotrice per ogni fase è calcolata come:

$$e_A = k_e \dot{\vartheta}_m \tag{2. 7}$$

Dove k_e è la costante di tensione e $\dot{\vartheta}_m$ è la velocità angolare del motore elettrico.

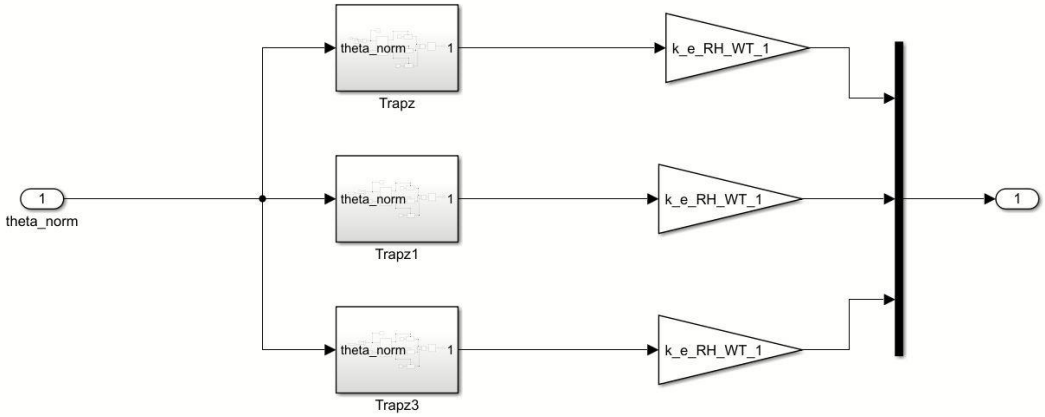

Figura 2.23 – modello calcolo fem

Dall'equivalenza teorica tra la costante di tensione k_e e la costante di coppia k_t si ottiene per ogni fase:

$$e_A i_A = T_m \dot{\vartheta}_m \tag{2. 8}$$

A partire dal principio di conservazione della potenza, si ottiene la coppia erogata dal motore elettrico come:

$$T_m = \frac{1}{\dot{\vartheta}_m} \sum_{j=a,b,c} e_j i_j \tag{2. 9}$$

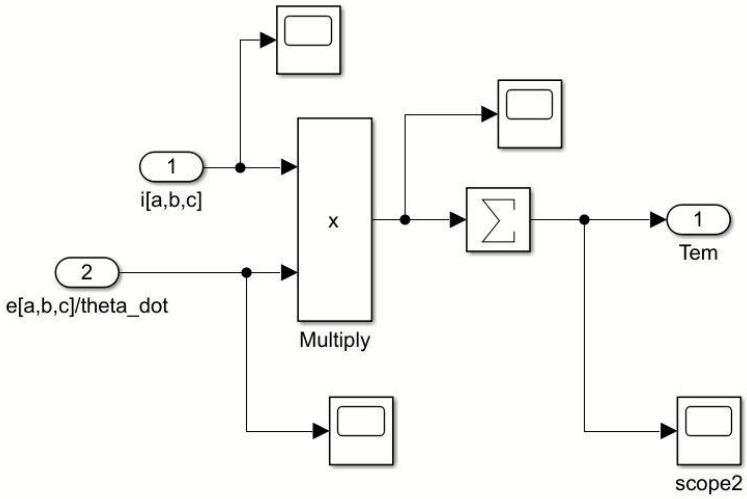

Figura 2.24 – modello calcolo coppia motore elettrico

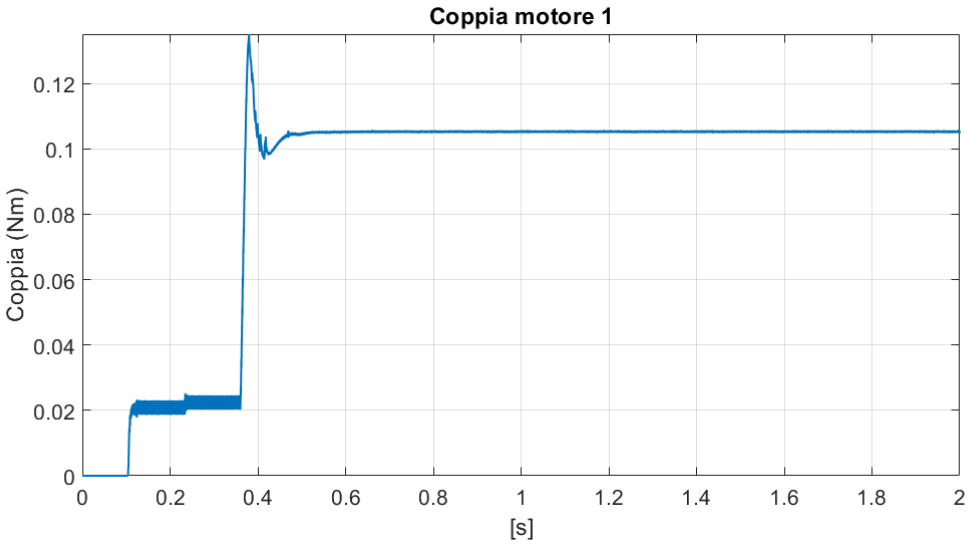

Figura 2.25 - coppia erogata da un singolo motore elettrico

In figura 2.25 è possibile osservare l'andamento della coppia erogata dal motore elettrico che aziona uno degli attuatori. Come nel grafico in cui erano mostrate le forze erogate dagli attuatori, si distingue il tratto relativo alla fase di accostamento, dove è erogata coppia per vincere gli attriti.

In figura 2.26 è possibile notare una forma del tipo "MW" delle correnti di fase, tipica dei motori elettrici BLDC in controllo vettoriale.

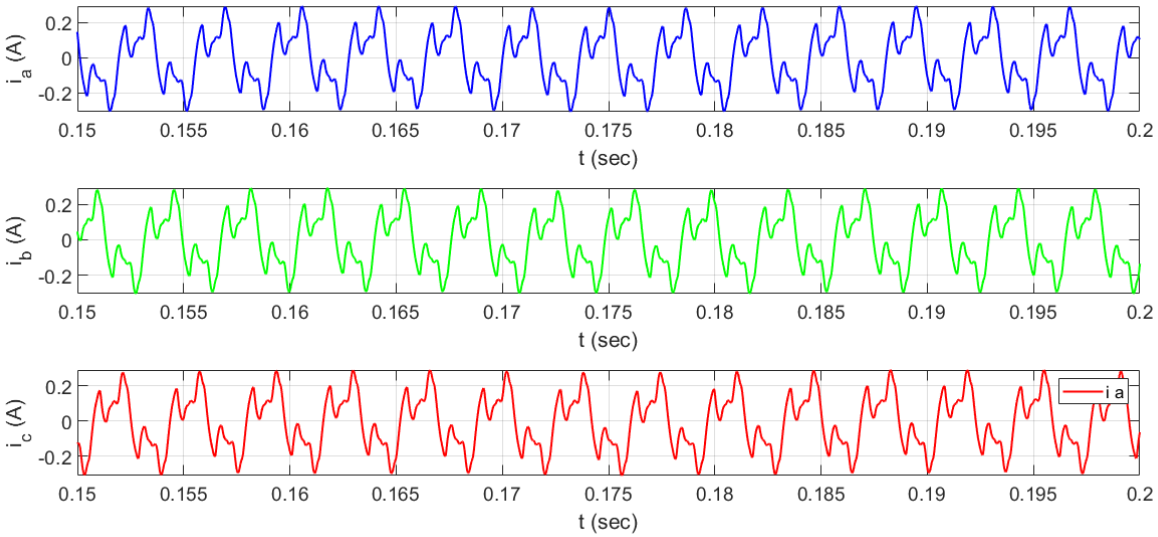

Figura 2.26 - andamento correnti di fase

In figura 2.27 è possibile osservare una forma quasi trapezoidale delle forze contro-elettromotrici, dovute a un andamento quasi costante della velocità del motore elettrico.

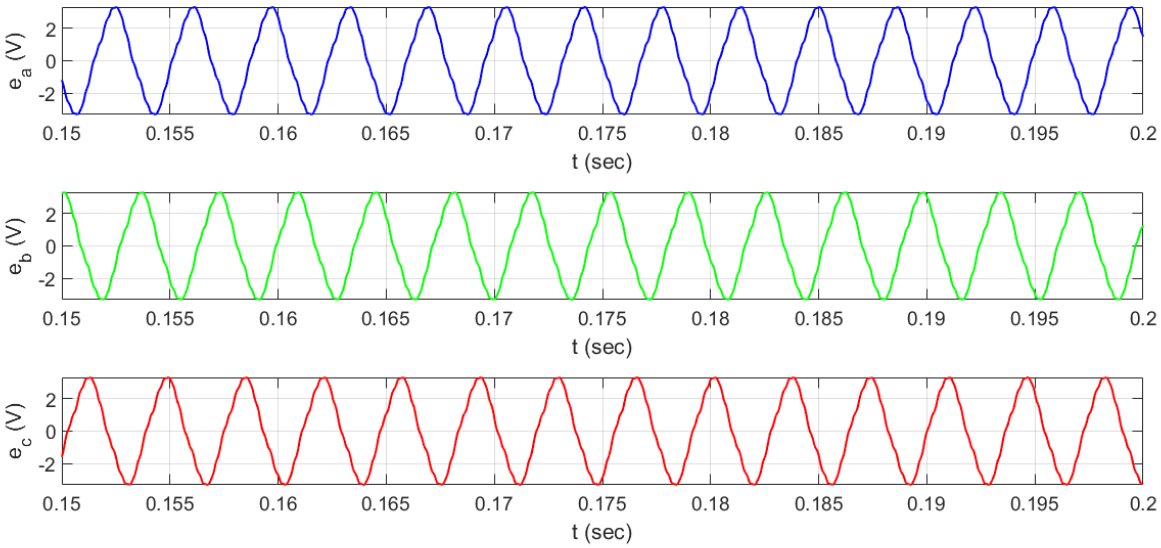

Figura 2.27 - andamento forze contro-elettromotrici

2.1.4 Modello termico avvolgimenti

Lo studio degli aspetti termici di un motore elettrico è di fondamentale importanza in quanto l'aumento eccessivo delle temperature interne può provocare il danneggiamento del materiale isolante che separa gli avvolgimenti delle spire, provocando fenomeni di cortocircuito che riducono la vita utile della macchina e la danneggiano irreversibilmente.
Una delle principali cause di dissipazione di potenza nei motori elettrici è rappresentata dalla potenza termica W_j che, per effetto Joule, viene dispersa a causa della caduta di tensione che si ha quando la corrente *i* attraversa gli avvolgimenti elettrici, caratterizzati da una resistenza *R*.

$$W_j = Ri^2 \tag{2.10}$$

Non avendo informazioni dettagliate, per la realizzazione del modello termico si è sfruttata l'analogia elettrica dello scambio termico [10].
L'equazione che descrive la dinamica della temperatura degli avvolgimenti T_w è la seguente:

$$W_j - \frac{(T_w - T_h)}{R_{th,w}} = C_{th,w}\frac{dT_w}{dt} \tag{2.11}$$

Dove T_h è la temperatura dell'alloggiamento del motore, $R_{th,w}$ e $C_{th,w}$ rispettivamente la resistenza termica e la capacità termica degli avvolgimenti.
La temperatura dell'alloggiamento T_h si ricava dalla seguente equazione:

$$\frac{(T_w - T_h)}{R_{th,w}} - \frac{(T_h - T_{ext})}{R_{th,h}} = C_{th,h}\frac{dT_h}{dt} \tag{2.12}$$

Dove T_{ext} è la temperatura dell'ambiente esterno, $R_{th,h}$ e $C_{th,h}$ rispettivamente la resistenza termica e la capacità termica funzioni dell'ambiente esterno. In questo caso l'ambiente esterno è il freno stesso, per cui la T_{ext} coincide con la temperatura del freno (paragrafo 2.2.1).

Per la taratura dei termini che rientrano nelle equazioni (2.11) e (2.12) si è considerata come massima temperatura ammissibile all'interno del motore elettrico quella di 100°C.

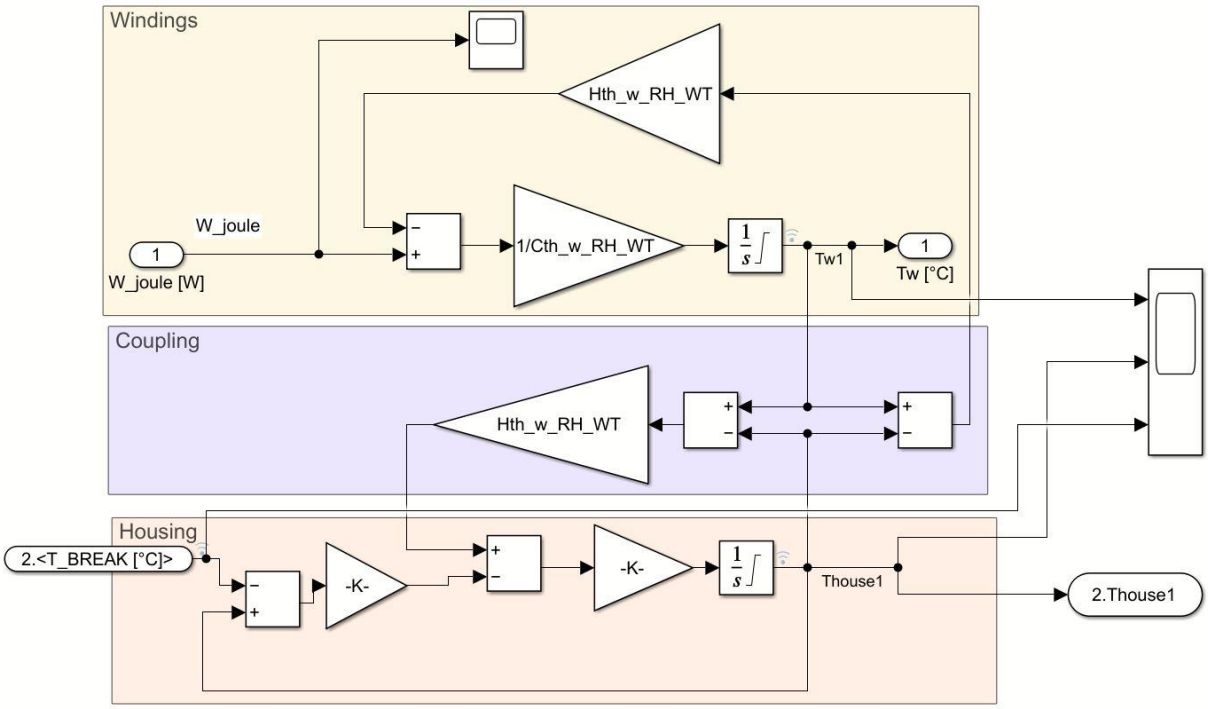

Figura 2.28 - modello termico avvolgimenti

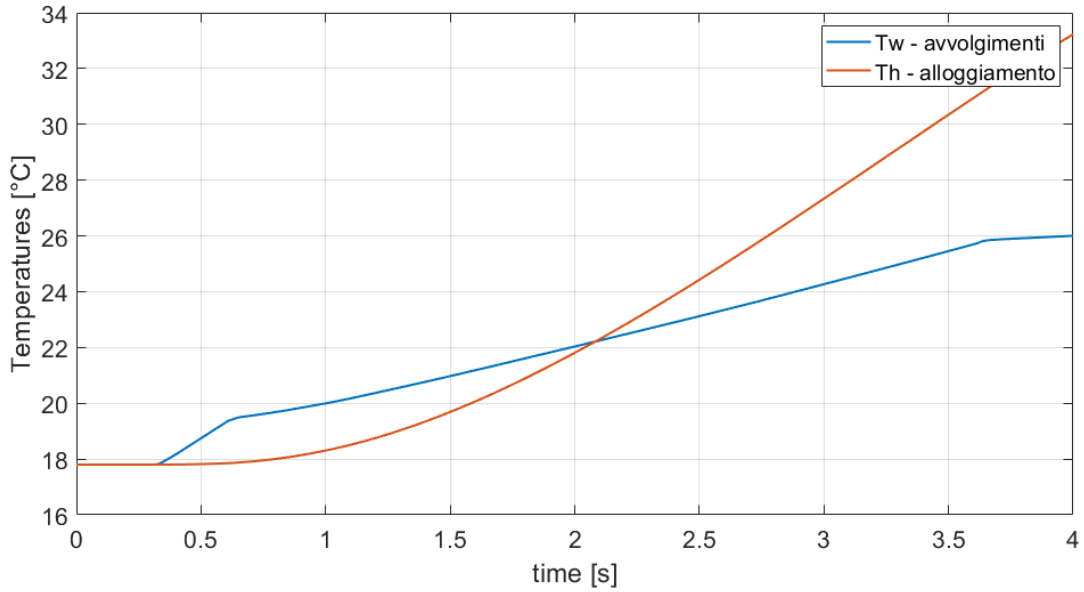

Figura 2.29 - esempio andamento Tw e Th

In figura 2.29 è possibile notare un esempio degli andamenti delle temperature degli avvolgimenti e dell'alloggiamento, ottenuti per una frenata in 3.7 secondi con temperatura ambiente di 17.8 °C.

2.1.5 Trasmissione meccanica

Uscendo dal blocco relativo al BLDC si entra nel blocco relativo alla trasmissione meccanica, comprendente riduttore e meccanismo vite-madrevite.

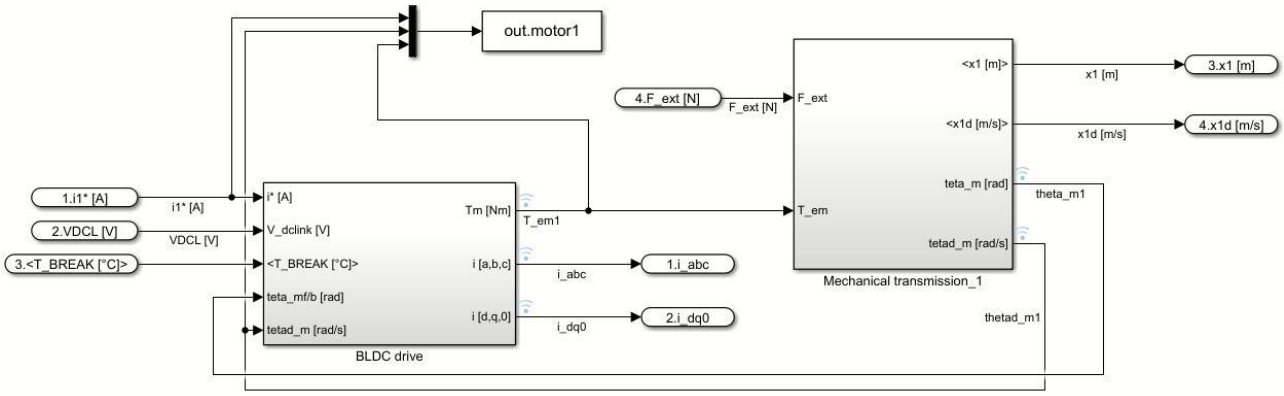

Figura 2.30 – collegamento modello BLDC e modello trasmissione meccanica

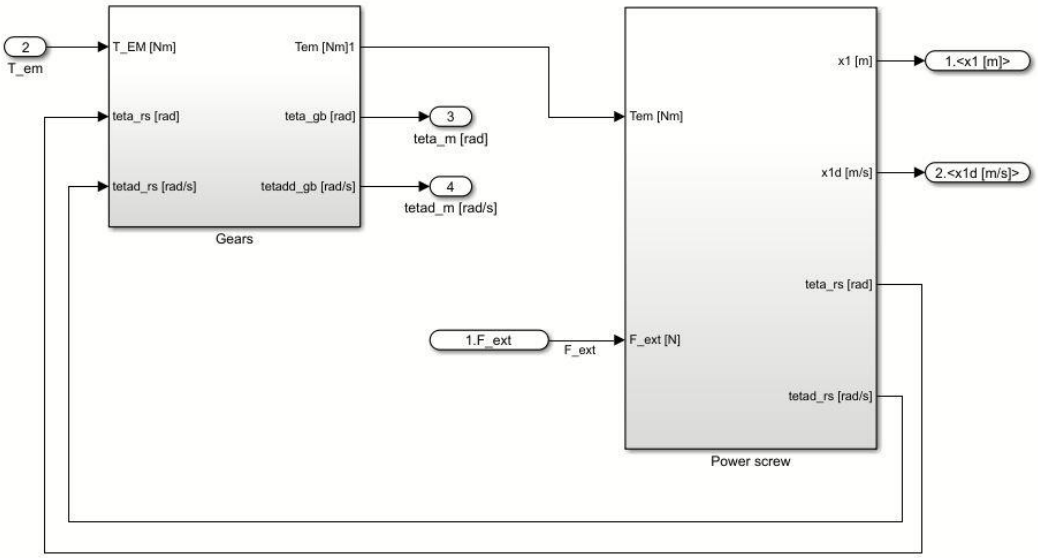

Figura 2.31 - modello trasmissione meccanica

Riduttore

Sull'albero in uscita dal motore è presente un riduttore, il cui scopo è quello di moltiplicare la coppia, riducendo la velocità di rotazione. Per semplicità il rendimento del riduttore è considerato unitario, per cui si ha:

$$\eta = \frac{T_{out}\,\omega_{out}}{T_{in}\,\omega_{in}} = 1 \tag{2.13}$$

Dove il rapporto tra la velocità in uscita e quella in ingresso al riduttore è pari al rapporto di trasmissione ***i***.

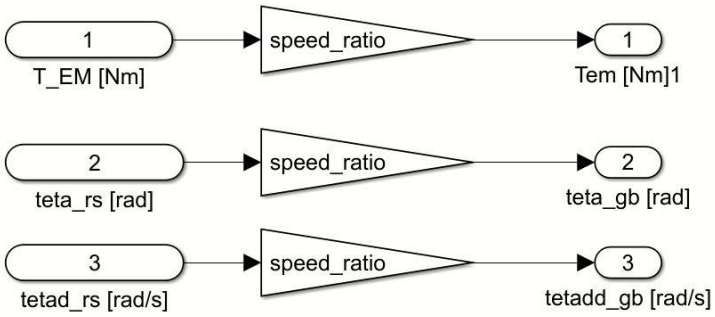

Figura 2.32 - modello riduttore

Meccanismo vite-madrevite

La trasformazione del moto da rotativo a traslatorio è affidata a un meccanismo vite-madrevite.

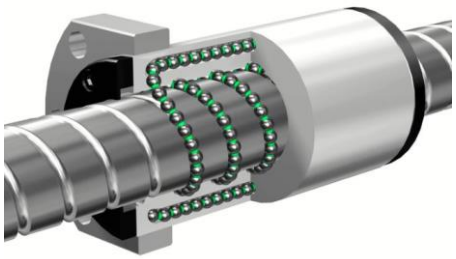

Figura 2.16 – vite a ricircolo di sfere[13]

Dato il passo ***p*** della vite, la relazione che lega la rotazione ***ϑ*** della vite e traslazione ***x*** della madrevite è la seguente:

$$x : p = \vartheta : 2\pi \tag{2.14}$$

L'equazione di equilibrio di momento all'albero di uscita del riduttore è [10]:

$$T_{r,out} - F_{mv}\frac{p}{2\pi} - T_{fr}(\dot{\vartheta}) = I\ddot{\vartheta}$$

(2. 15)

Dove $T_{r,out}$ è la coppia in uscita dal riduttore, T_{fr} è la coppia resistente dovuta all'attrito, F_{mv} è il disturbo di forza dato dal contatto vite-madrevite e I rappresenta il momento di inerzia equivalente del riduttore e della vite.

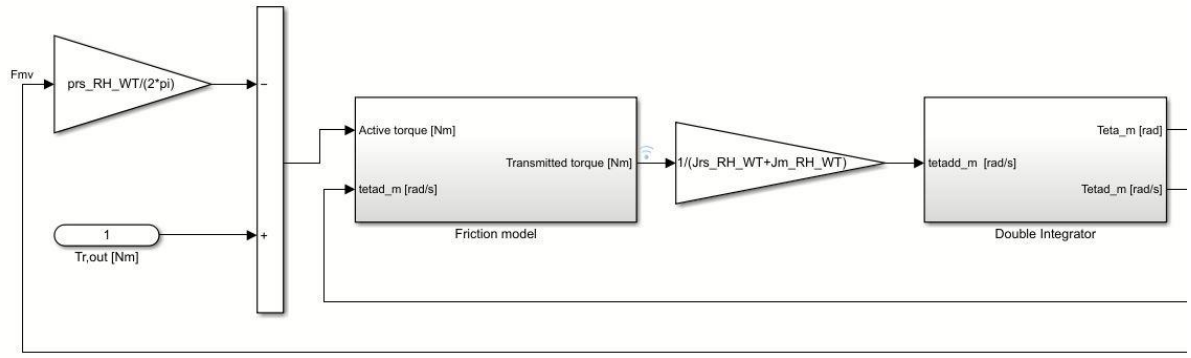

Figura 2.33 - modello equilibrio di momento albero riduttore

La coppia di attrito è calcolata come somma di tre componenti: una dipendente dal carico agente, una relativa all'attrito viscoso e una corrispondente alla coppia di trascinamento [8].

Integrando la (2.15) si ottiene la rotazione della vite a cui corrisponde una traslazione della madrevite, la cui legge del moto è:

$$m\ddot{x} = F_{mv} - F_{ext}$$

(2. 17)

Dove F_{ext} è il disturbo di forza dato dall'interazione tra attuatore e pastiglie del freno rilevato dalla cella di carico.
Lo spostamento della madrevite è tale da accostare le pastiglie del freno ai dischi e l'equazione che ne descrive la dinamica è la seguente:

$$F = m\ddot{x}_{eb} + c\dot{x}_{eb} + kx_{eb}$$

(2. 18)

Dove *m* è la massa del materiale di attrito, ***c*** il fattore di smorzamento che simula l'azione degli attriti, *k* la rigidezza della molla di centraggio, posta a zero in quanto la molla non è presente e *F* è la forza totale erogata dai quattro attuatori e rilevata dalla di carico.

Dal momento che sono presenti dei giochi, il contatto brake pads-dischi si ha solo quando tale gioco viene completamente recuperato. Il moto di accostamento è mostrato in figura 2.34.
In particolare, si può osservare una corsa maggiore del materiale di attrito rispetto al gioco: ciò perché la forza normale si genera in seguito ad una deformazione del materiale di attrito stesso.

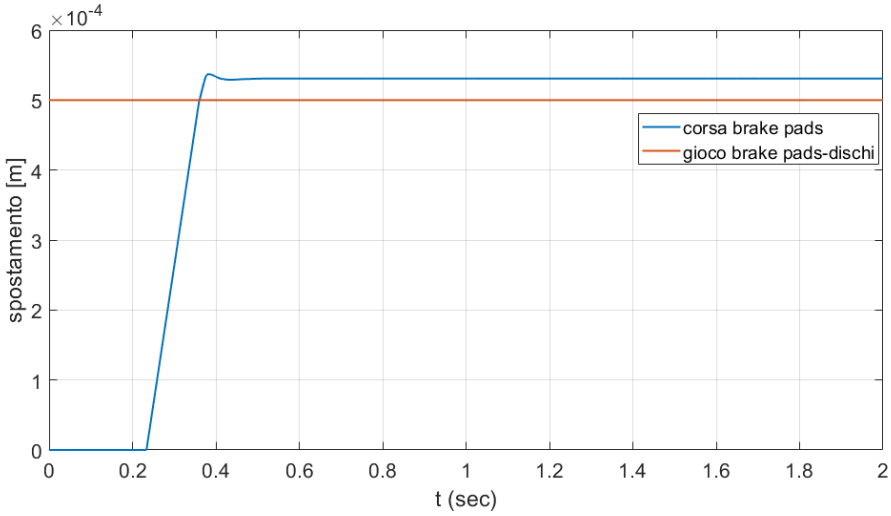

Figura 2.34 - moto di accostamento materiale di attrito

Il sistema che descrive la generazione della forza normale è il seguente [8]:

$$\begin{cases} F_{brk} = 0 & se\ x_{eb} < x_{thr} \\ F_{brk} = k_{eb}(x_{eb} - x_{thr}) + c_{eb}\,(\dot{x}_{eb}) & se\ x_{eb} \geq x_{thr} \end{cases} \tag{2.19}$$

Dove F_{brk} è la forza normale, k_{eb} è la rigidezza del sistema, c_{eb} è il fattore di smorzamento del sistema, x_{eb} è lo spostamento della massa traslante e x_{thr} indica il gioco.
Da notare che il valore di x_{thr} aumenta in seguito all'usura del materiale frenante, in quanto si adotta l'ipotesi che gli attuatori ritornano nella loro posizione iniziale alla fine del processo di frenata.
All'interno del modello, il sistema di equazioni (2.19) è implementato secondo una logica IF, dove *x_endstop* indica la corsa da coprire per avere contatto.
Quando è soddisfatta la condizione $x_{eb} \geq x_{thr}$, si entra nel blocco *ElSE IF1*, dove si calcola la forza frenante.

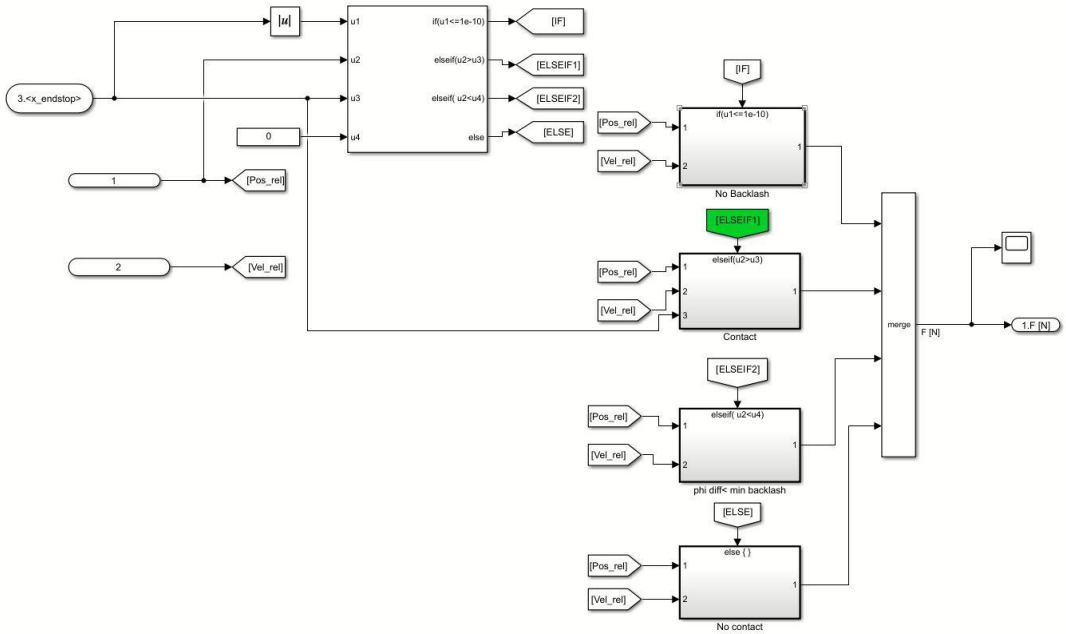

Figura 2.35 - modello contatto materiale di attrito

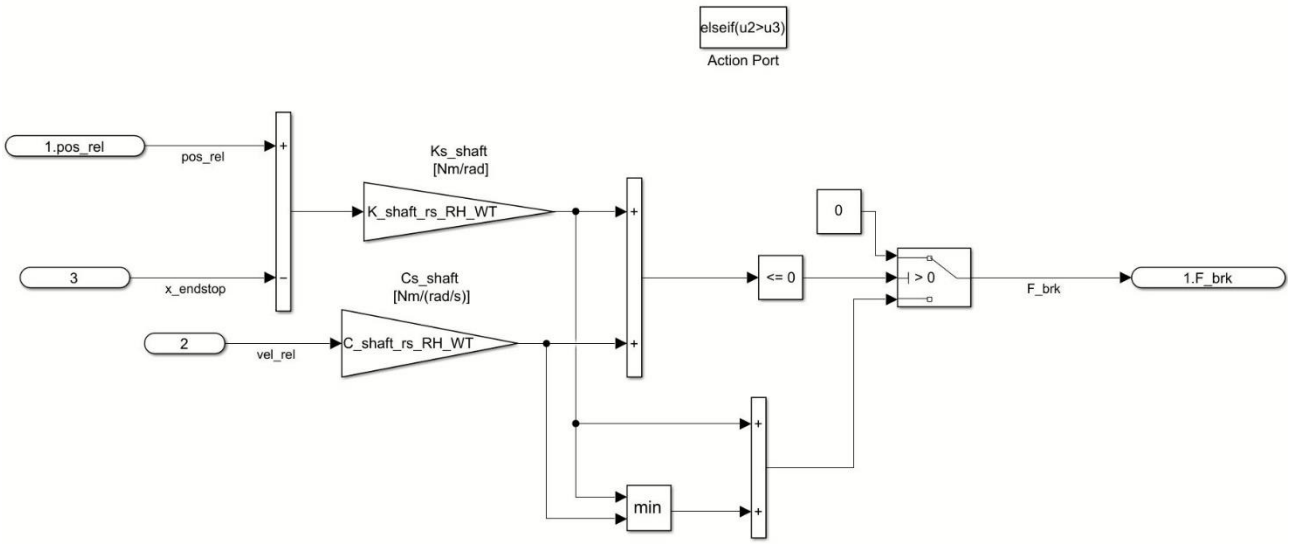

Figura 2.36 - modello calcolo forza dopo contatto

2.2 Freno

Il freno è di tipo multidisco, formato da quattro elementi statorici alternati a tre elementi rotorici realizzati in fibra di carbonio, per un totale di sei superfici di attrito.
In seguito all'applicazione della forza normale che si sviluppa al momento del contatto tra pad e dischi (2.17), grazie all'attrito presente tra le due superfici si sviluppa una forza tangenziale che, moltiplicata per il raggio medio dell'area di contatto, restituisce la coppia frenante.
Il modello relativo al calcolo della coppia frenante è presente in figura 2.37, nel quale la coppia frenante totale è calcolata come:

$$T_{brk,tot} = F_{brk}\, f_{eb}\, R_{eb}\, n_{fric,suf} \tag{2.20}$$

Dove F_{brk} è la forza normale di cui sopra, f_{eb} è il coefficiente di attrito brake pads-dischi, R_{eb} è il raggio medio dell'aera di contatto e $n_{fric,suf}$ è il numero delle superfici di attrito.
Conoscendo la coppia frenante e la velocità angolare del motore, è possibile valutare la potenza trasformata in calore durate la frenata. Essa è utilizzata all'interno del modello termico dell'E-brake, al fine di stimare la temperatura delle pastiglie del freno, a sua volta necessaria sia all'interno del modello termico degli avvolgimenti del motore elettrico (paragrafo 2.1.4) sia all'interno del modello che valuta l'usura del materiale di attrito.

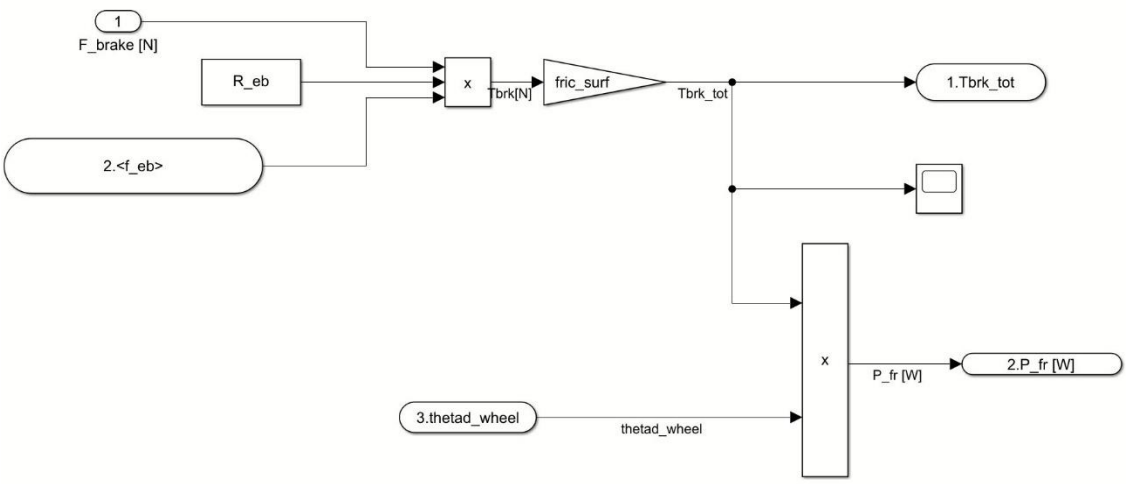

Figura 2.37 – modello per il calcolo della coppia frenante

2.2.1 Modello termico

Per la valutazione della temperatura del freno, ovvero la temperatura dei brake pads, si fa riferimento a un modello termico simile a quello utilizzato per gli avvolgimenti elettrici, in cui cioè si impiega l'analogia elettrica per simulare gli scambi di calore e i fenomeni di accumulo di energia termica tramite rispettivamente resistenze termiche e capacità termiche tarate in modo da restituire andamenti verosimili delle temperature.
Si assume che tutta la potenza frenante P_{fr} venga convertita in calore.
L'equazione che descrive la dinamica della temperatura del freno T_{brake} è la seguente:

$$P_{fr} - \frac{(T_{brake} - T_{case})}{R_{br,c}} = C_{brake} \frac{dT_{brake}}{dt} \tag{2.21}$$

Dove T_{case} è la temperatura dell'alloggiamento del freno, $R_{br,c}$ e C_{brake} rispettivamente la resistenza termica e la capacità termica dei brake pads.
La temperatura dell'alloggiamento T_{case} si ricava dalla seguente equazione:

$$\frac{(T_{brake} - T_{case})}{R_{br,c}} - \frac{(T_{case} - T_{amb})}{R_{amb,c}} = C_{case} \frac{dT_{case}}{dt} \tag{2. 22}$$

Dove T_{amb} è la temperatura dell'ambiente esterno, $R_{amb,c}$ e C_{case} rispettivamente la resistenza termica e la capacità termica funzioni dell'ambiente esterno.

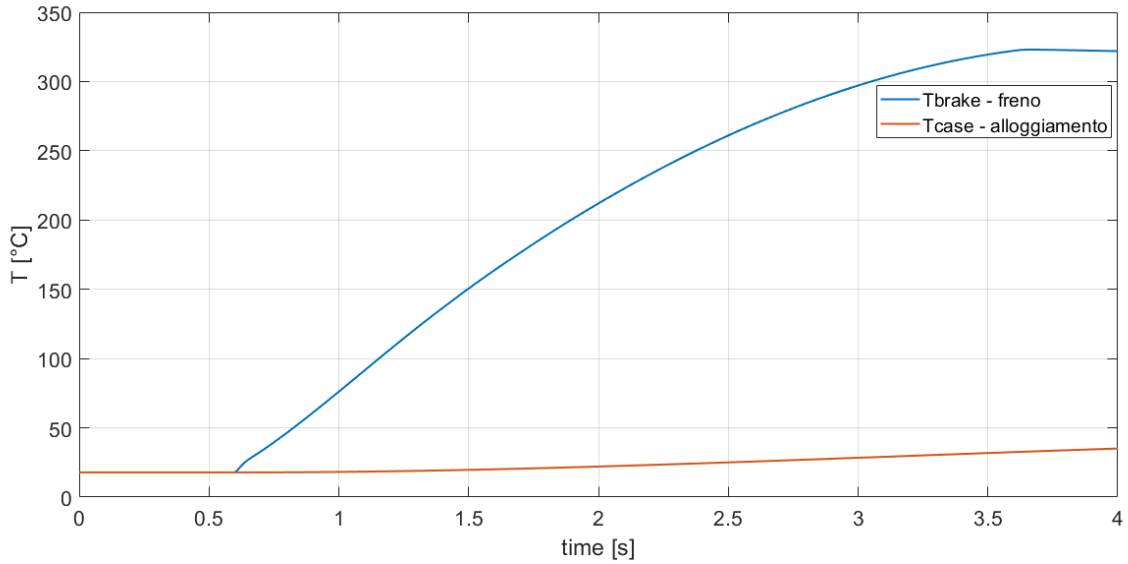

Figura 2.38 – esempio andamento Tbrake e Tcase

In figura 2.38 è possibile notare un esempio degli andamenti delle temperature delle pastiglie del freno e dell'alloggiamento, ottenuti per una frenata in 3.7 secondi con temperatura ambiente di 17.8 °C.

2.2.2 Modello di usura

Per valutare l'usura dei linings (superfici che si consumano durante la frenata) si fa riferimento al modello di usura presentato in [14], in cui si ipotizza un'usura omogenea lungo la superficie di contatto. Da tale ipotesi si ha che il volume di materiale asportato è direttamente proporzionale alla riduzione di spessore dei linings.
Come precedentemente detto, sono presenti sei superfici di attrito; per semplicità si valuta l'usura come se ci fosse un'unica superficie di attrito di spessore pari a 1.5 mm e si considererà critica la condizione per cui tale spessore subisce una riduzione del 60%.
Per calcolare il volume di materiale asportato $U^W(t)$ ci si affida alla legge di Archard:

$$U^W(t) = \int_0^t f(T)V(t)p(t)K^W(T)dt \tag{2. 23}$$

Dove $f(T)$ è il coefficiente di attrito funzione della temperatura, $V(t)$ è la velocità relativa del pad rispetto al disco, $p(t)$ è la pressione che spinge il pad contro il disco e $K^W(T)$ è il coefficiente di usura.

Per quanto riguarda il coefficiente di attrito, si considera un valore costante pari a 0.267 [15].Tale assunzione, seppur forte in quanto disaccoppia il coefficiente di attrito dalla temperatura, è la condizione migliore da avere in quanto non si hanno cambianti bruschi del valore della forza frenante a seconda che ci si trovi nei primi istanti della frenata (freni pressoché freddi) o negli istanti finali (freni eccessivamente caldi). Se infatti l'azione frenante dipendesse anche dall'andamento di temperatura del freno, la taratura del sistema Anti-skid risulterebbe molto più complessa.

Il coefficiente di usura si calcola come:

$$K^W(t) = K_0^W\ k^W(T) \tag{2. 4}$$

Dove la costante K_0^W definisce l'ordine di grandezza dell'usura e $k^W(T)$ racchiude l'influenza della temperatura e del tipo di materiale.
Dai risultati presentati in [16], si è scelto l'andamento di K_0^W che meglio si presta a descrivere le caratteristiche dei materiali impiegati per la realizzazione del freno.

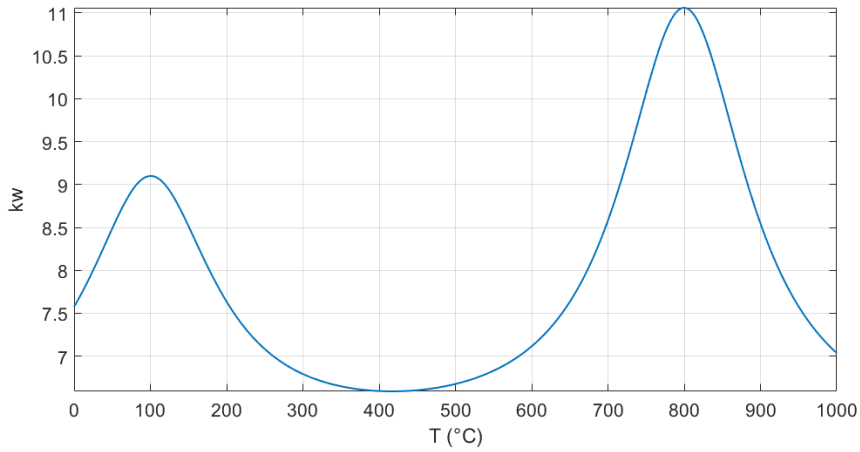

Figura 2.39 – andamento di $k^w(T)$

In figura 2.39 si può osservare l'andamento di $k^W(T)$: tra i due massimi è presente la zona di lavoro ottimale, ovvero l'intervallo di valori assunti dalla temperatura del freno a cui corrisponde un'usura minore.

Il modello relativo alla stima dell'usura è presentato in figura.

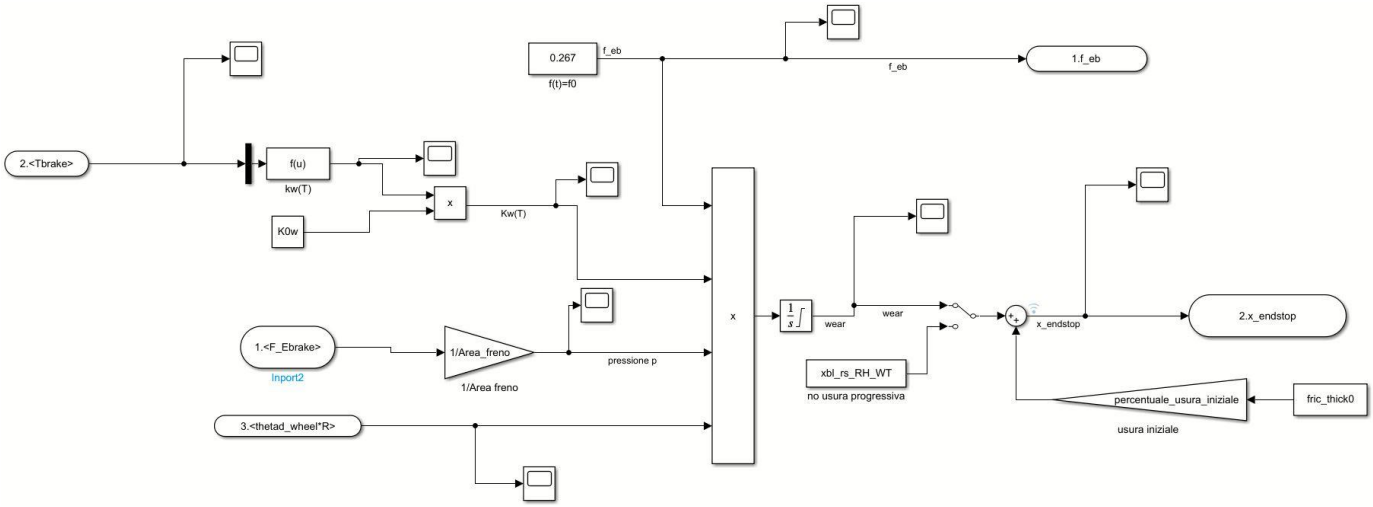

Figura 2.40 - modello di usura

Un esempio del tasso di usura generato da una frenata di circa 4 secondi è presentato in figura 2.41, in cui si osserva come la corsa dei brake pads aumenti di circa 0.7 μm.

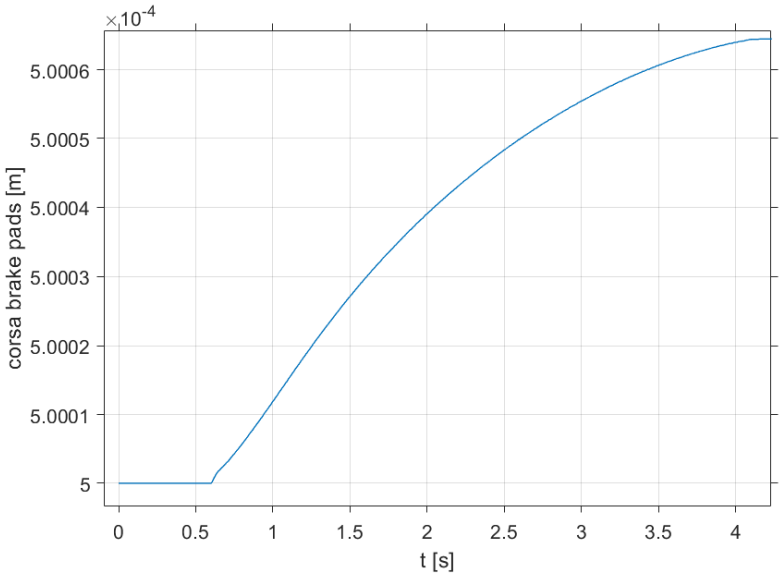

Figura 2.41 - variazione corsa brake pads in seguito a usura per singola frenata

2.3 Sistema Anti-skid

Il sistema Anti-skid ha l'obiettivo di regolare il segnale di forza inviato come comando agli attuatori elettro-meccanici, in modo da garantire le migliori condizioni di frenata. L'Anti-skid, come i sistemi ABS installati a bordo dei veicoli, agisce nell'ottica di minimizzare il tempo necessario ad arrestare la corsa del velivolo: per fare ciò, si cerca di massimizzare l'aderenza disponibile tra pneumatici e terreno in modo da poter trasferire a terra il maggior carico verticale possibile in accordo con le condizioni della pista, evitando così di raggiungere il bloccaggio delle ruote, condizione che si ha quando si eroga la coppia frenante massima.

2.3.1 Scorrimento longitudinale

Il parametro che si intende controllare è lo scorrimento longitudinale λ definito come:

$$\lambda = \frac{V - \omega R}{V} \tag{2.25}$$

Dove V è la velocità di avanzamento della ruota o del terreno (stimata con quella del velivolo), ω la velocità angolare della ruota (misurata da opportuni trasduttori) e R il raggio effettivo della ruota.
Lo scorrimento così descritto assume valori compresi nell'intervallo $[-\infty\ 1]$. L'estremo inferiore rappresenta la condizione di slittamento sul posto, ottenuta in seguito all'applicazione di un'eccessiva coppia motrice: V nulla e ω non nulla. L'estremo superiore rappresenta invece la condizione di bloccaggio della ruota in seguito all'applicazione di un'eccessiva coppia frenate: V non nulla e ω nulla.
Nel caso in esame, trattandosi di sola frenata, i valori assunti dallo scorrimento rientrano nell'intervallo $[0\ 1]$.

Per il calcolo del raggio effettivo si fa riferimento al modello mostrato in figura 2.42, in cui il raggio effettivo è calcolato tenendo conto della posizione iniziale della ruota rispetto al terreno e dello spostamento verticale della stessa al momento dell'atterraggio (vedi paragrafo 2.4.1).

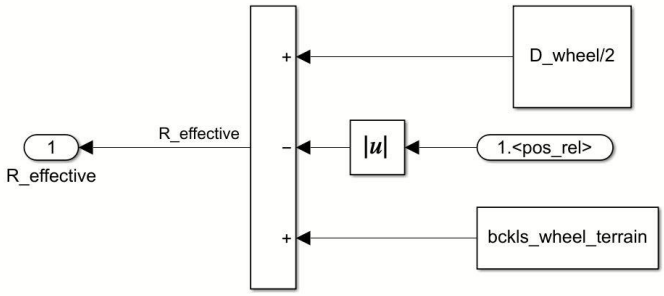

Figura 2.42 – modello del raggio effettivo della ruota

Il sistema Anti-skid lavora nell'ottica di allineare il valore dello scorrimento λ calcolato in tempo reale a bordo velivolo con un valore di riferimento λ_{ref}, funzione delle condizioni della pista.
Tale valore di riferimento è il valore di scorrimento che massimizza l'aderenza per una particolare condizione della pista ed è ottenuto, sul sistema reale, grazie ad una rete neurale (*Neural Network*).
La rete neurale riceve in input un vettore contenente coppie di valori (λ, μ) su cui è stata addestrata, dove μ è il coefficiente di aderenza pneumatico-terreno calcolato in tempo reale, e restituisce in output il valore di λ_{ref}. Per stimare le condizioni della pista (pista asciutta, bagnata, ghiaccio o neve), il sistema Anti-skid si serve delle stime di λ e μ.
Nel caso in esame, non potendo implementare nel modello una rete neurale che richiederebbe un'elevata quantità di dati raccolti sul campo, si ipotizza di conoscere a priori le condizioni della pista e il valore a cui far tendere lo scorrimento.

2.3.2 Stima del coefficiente di aderenza

Il coefficiente di aderenza è calcolato come segue:

$$\mu = \mu_0(\lambda)\, \mu_{max} \tag{2. 26}$$

Il primo termine $\mu_0(\lambda)$ è calcolato secondo il modello di attrito di Burckhardt semplificato [17]:

$$\mu_0(\lambda) = \beta_1\left(1 - e^{-\beta_2\lambda}\right) - \beta_3\lambda \tag{2. 27}$$

Dove β_1, β_2 e β_3 sono coefficienti funzione delle condizioni della pista, i cui valori sono mostrati in tabella.

	β_1	β_2	β_3
Asciutto (dry)	1.2801	23.99	0.52
Bagnato (wet)	0.857	33.882	0.347
Neve (snow)	0.1946	94.129	0.0646
Ghiaccio (ice)	0.05	306.39	0

Tabella 2.1 – valori coefficienti modello Burckhardt

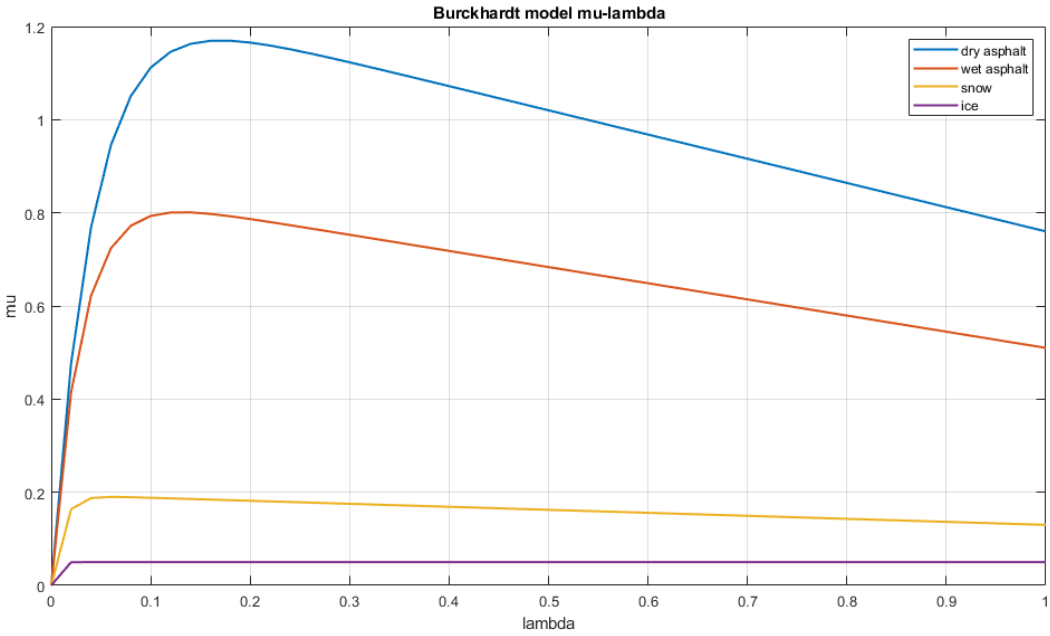

Figura 2.43 – dipendenza di μ0 *dalle condizioni della pista*

Il secondo termine μ_{max} è funzione della velocità di avanzamento del velivolo espressa in nodi, della pressione di gonfiaggio degli pneumatici, del tipo di pneumatici (pneumatici per asfalto asciutto, pneumatici per asfalto bagnato con battistrada liscio, pneumatici per asfalto bagnato con battistrada a coste).
Sfruttando i dati forniti da partner industriali, tramite la app *Curve Fitter* di Matlab sono state create delle superfici 3D per la valutazione di μ_{max}, una per ogni tipo di pneumatico, in cui sull'asse x si ha la velocità di avanzamento, sull'asse y la pressione di gonfiaggio e sull'asse z i valori di μ_{max}.
Per il fitting dei dati è stata utilizzata una polinomiale di secondo grado sia per le x che per le y.

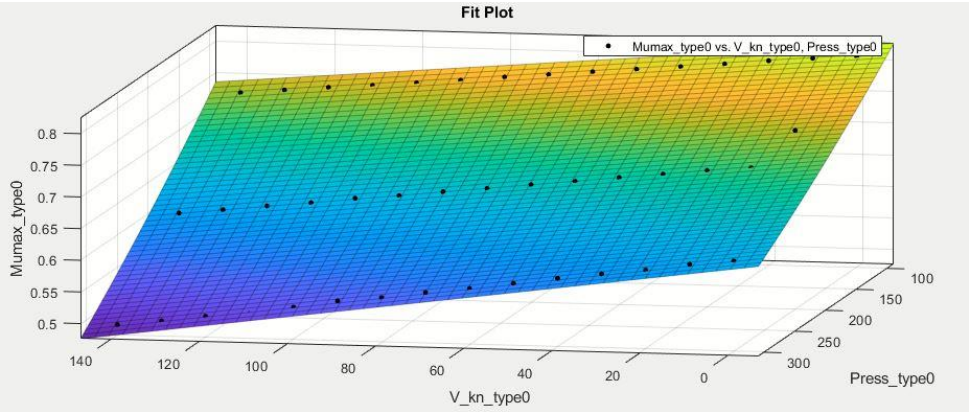

Figura 2.44 – superficie 3D asfalto asciutto

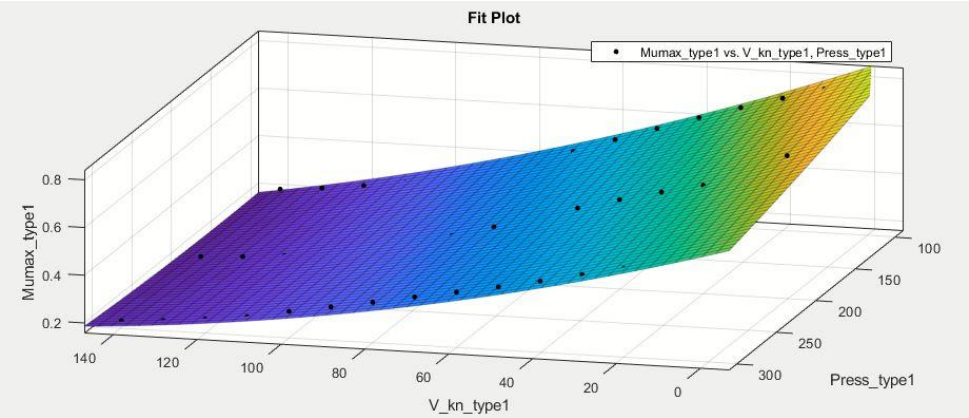

Figura 2.45 – superficie 3D pneumatici con battistrada a coste, asfalto bagnato

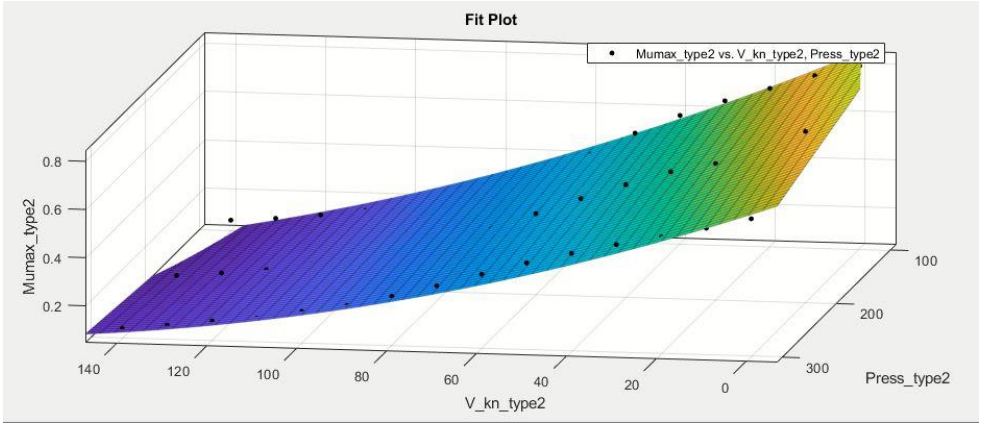

Figura 2.46 - superficie 3D pneumatici con battistrada liscio, asfalto bagnato

Tali superfici sono state inserite nel modello sottoforma di funzione a due variabili, la velocità di avanzamento del velivolo V e la pressione di gonfiaggio $p_{inflation}$:

$$\mu_{max}(V, p_{inflation}) = p_{00} + p_{10}V + p_{01}p_{inflation} + p_{20}V^2 + p_{11}Vp_{inflation} + p_{02}p_{inflation}^2 \tag{2. 28}$$

Dove i coefficienti p_{00}, p_{10}, p_{01}, p_{20}, p_{11} e p_{02} assumono valori diversi a seconda della superficie 3D di riferimento.

Il modello relativo alla stima del coefficiente di aderenza è mostrato in figura.

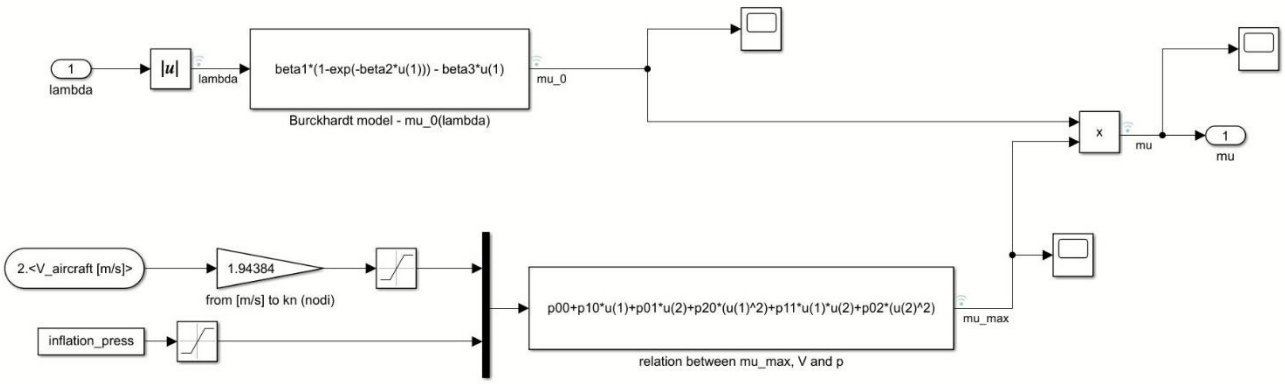

Figura 2.47 – modello coefficiente di aderenza μ

2.3.3 Anello di controllo scorrimento

Come spiegato nei paragrafi precedenti, il sistema Anti-skid definisce il segnale di forza da inviare come comando agli EMA controllati in forza, con l'obiettivo di annullare l'errore tra scorrimento reale e il valore di riferimento.
Il controllore è di tipo PI, come osservabile in figura 2.48.
Tale controllore genera due contributi, il contributo proporzionale e quello integrativo: il primo è tale da annullarsi quando il feedback (scorrimento reale) si allinea al set (scorrimento di riferimento); se però fosse presente solo questo contributo e quindi si avesse un controllore P, al momento del raggiungimento del valore di scorrimento desiderato, il comando di frenata si annullerebbe, lo scorrimento scenderebbe, l'errore quindi aumenterebbe e così via. Grazie al contributo integrativo, si comanda forza frenante anche quando l'errore è nullo, potendo quindi frenare nonostante si sia raggiunto il valore di set.
I valori dei due guadagni, proporzionale e integrativo, sono tarati in modo da adattarsi alle condizioni della pista e degli pneumatici, così come l'istante di tempo in cui si dà il comando di frenata (tabella 2.2): infatti, il sistema Anti-skid è completamente elettronico ed è stato progettato per frenare automaticamente non appena il valore dello scorrimento reale si assesta a zero, fatto che accade non appena le ruote toccano terra.

	K_p	K_i	*Tempo di comando frenata*
Asfalto asciutto	8e3	4.5e4	0.3 s dopo touchdown
Pneumatici a coste asfalto bagnato	8e3	2.5e4	0.55 s dopo touchdown
Pneumatici lisci asfalto bagnato	8e3	1.8e4	1.15 s dopo touchdown

Tabella 2.2 – guadagni Kp e Ki Anti-skid

Nel modello è inoltre implementata la fase di taxiing: il velivolo non frena fino ad arrestarsi ma fino a raggiungere la velocità di circa 30 km/h, alla quale generalmente avviene il rullaggio (manovra durante la quale l'aereo è guidato a terra).

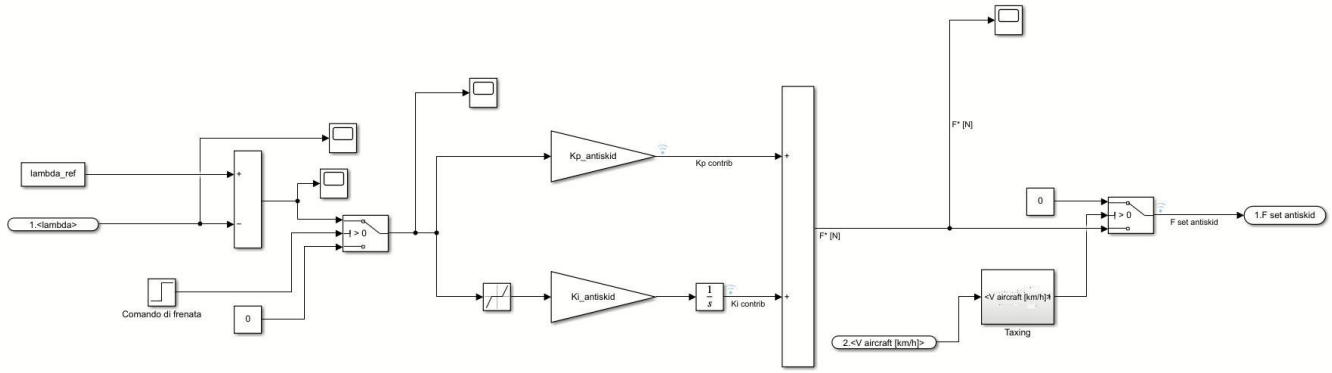

Figura 2.48 – modello sistema Anti-skid

In figura 2.49 e 2.50 è possibile osservare un esempio di come lavora il sistema Anti-skid per allineare lo scorrimento reale al valore di riferimento nel caso di asfalto asciutto; si nota che il velivolo raggiunge la velocità di taxiing in circa 3.7 secondi dal momento che il sistema smette di frenare per consentire al pilotare di guidare l'aereo a terra.

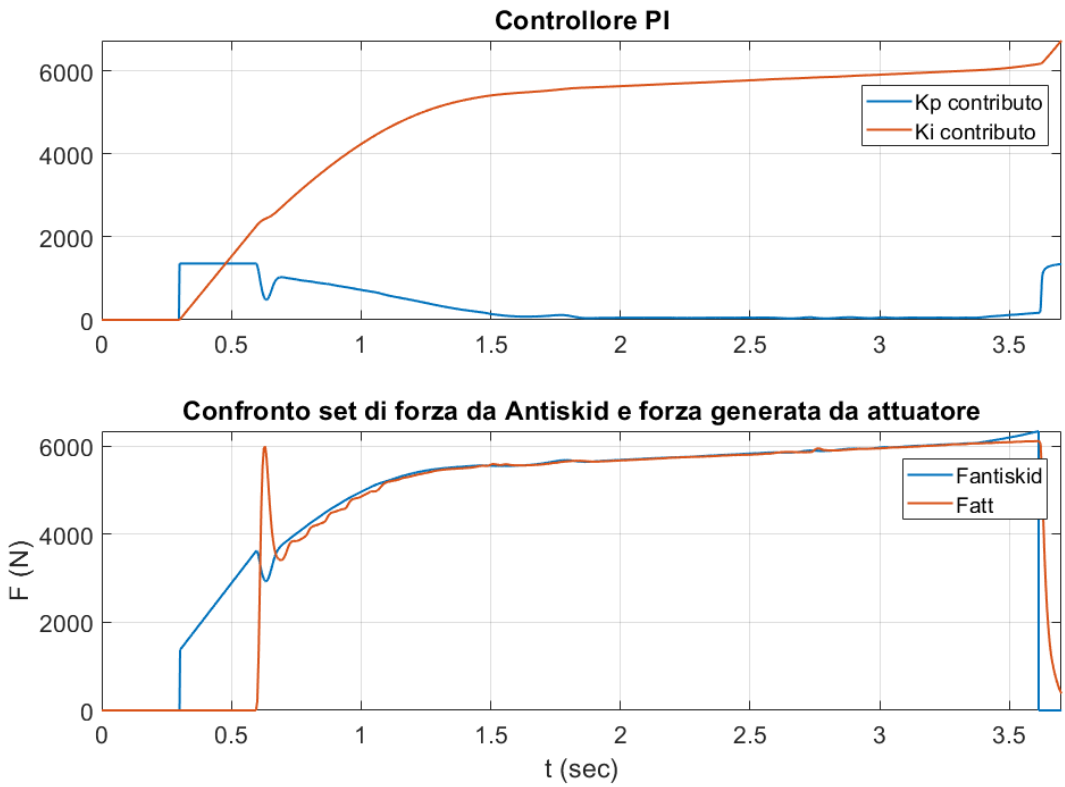

Figura 2.49 – controllore Anti-skid e segnale di comando di forza

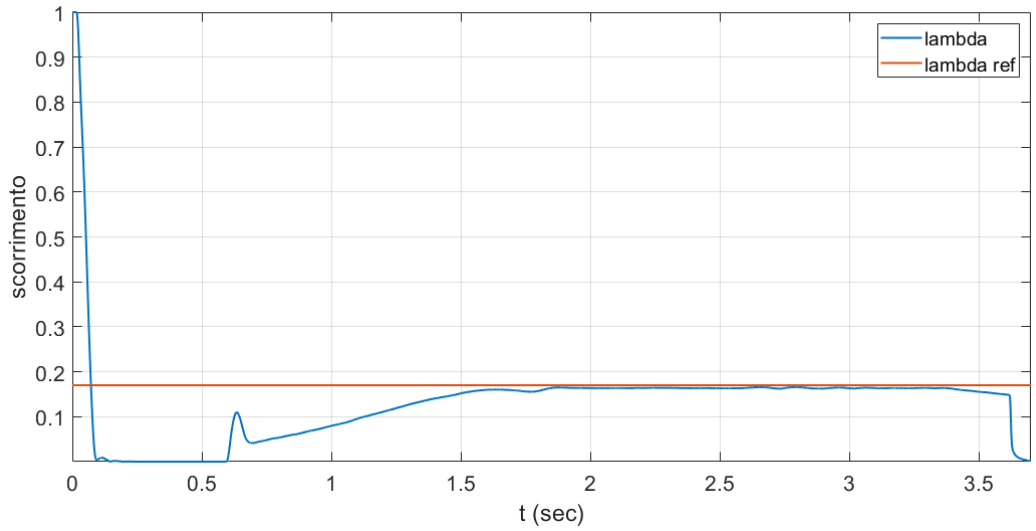

Figura 2.50 – azione del sistema Anti-skid sullo scorrimento

Tutti gli attuatori sono comandati dal medesimo segnale di forza; le leggere asimmetrie tra i quattro andamenti delle forze erogate dagli attuatori (figura 2.51) sono dovute a minime differenze introdotte in parametri come induttanza, resistenza e gioco all'interno della trasmissione in modo da ottenere una certa dispersione nella risposta, condizione più aderente ad un sistema reale.

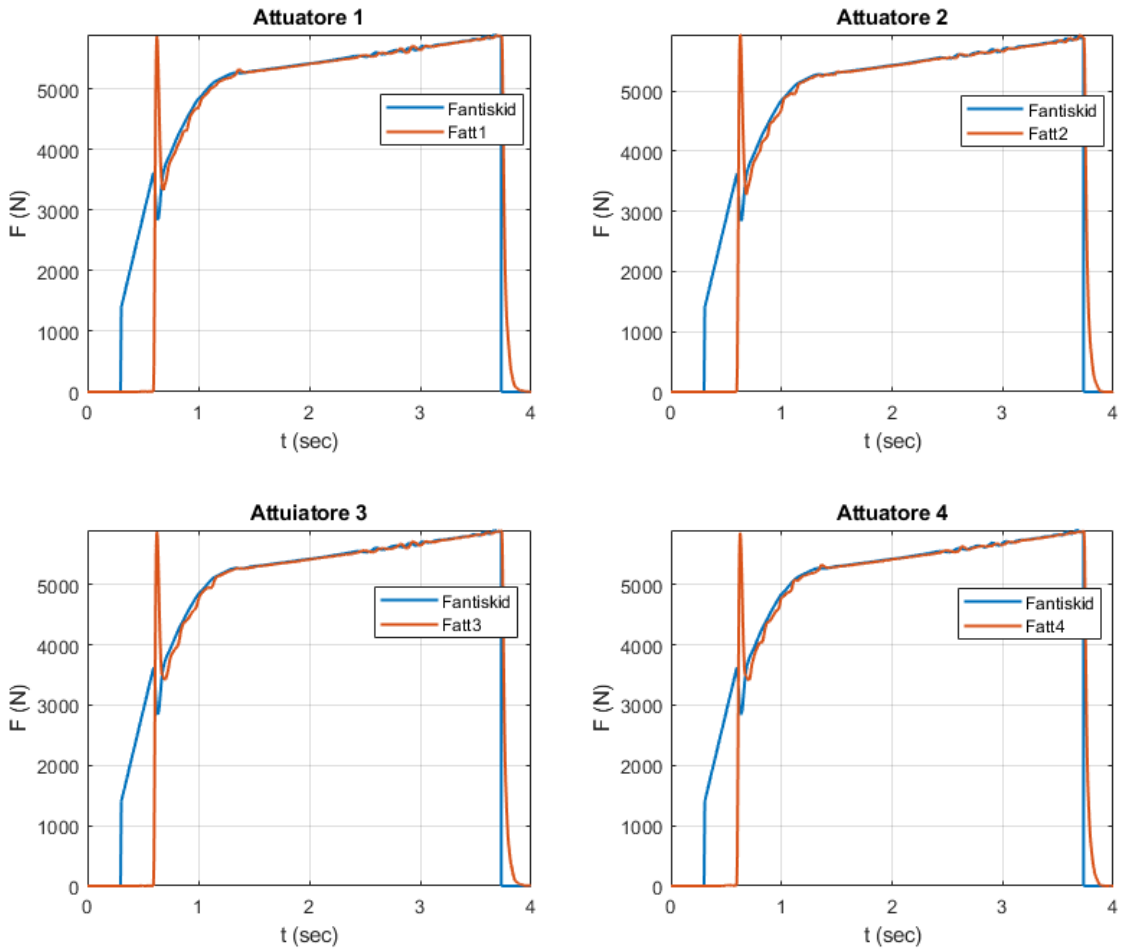

Figura 2.51 - forze erogate dai quattro attuatori

2.4 Dinamica del velivolo

La fase di frenata di un velivolo è fortemente influenzata dalla dinamica longitudinale, verticale e laterale dello stesso. Per poter frenare è necessario trasferire a terra una determinata forza; tale forza dipende dal carico verticale che grava su ogni ruota ed è sua volta influenzato dai trasferimenti di carico longitudinale e a rollio.
Per il caso di studio, non si considera la dinamica laterale.

2.4.1 Dinamica verticale

La dinamica verticale interessa il Main Landing Gear, secondo il modello in figura 2.52.

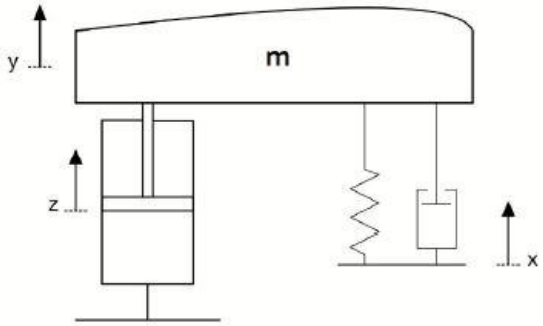

Figura 2.52 – modello MLG

Si considera la massa *m* della singola ruota, sulla quale agiscono le forze derivanti dall'interazione ruota-terreno F_{wheel} e dall'ammortizzatore F_{leg}.
L'equazione di equilibrio è la seguente:

$$\begin{cases} m\ddot{y} + mg + F_{leg} + F_{wheel} = 0 \\ F_{leg} = \ k_{leg}(z - y) + c_{leg}(\dot{z} - \dot{y}) = \dfrac{m_{tot}g}{2} \\ F_{wheel} = k_{wheel-runway}(y - x) + c_{wheel-runway}(\dot{y} - \dot{x}) \end{cases} \tag{2. 29}$$

Dove la coordinata y descrive il moto verticale del centro ruota, la coordinata x si riferisce ad eventuali irregolarità dell'asfalto della pista di atterraggio che possono essere tenute in conto nel modello sottoforma di andamento sinusoidale di ampiezza costante e periodo dipendente dalla velocità di avanzamento del velivolo.
La forza derivante dall'azione dell'ammortizzatore è approssimata, all'interno del modello, con metà del peso totale del velivolo, mentre la forza scambiata nel contatto ruota-terreno è approssimata per mezzo di una rigidezza $k_{wheel-runway}$ e di uno smorzatore $c_{wheel-runway}$.

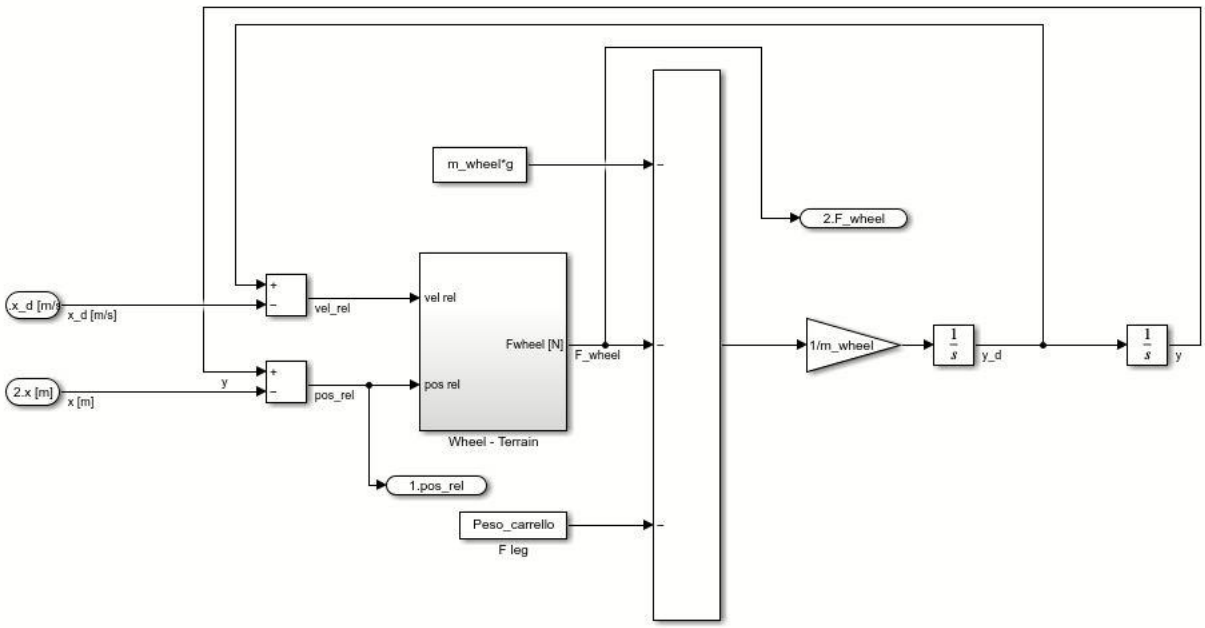

Figura 2.53 – modello dinamica verticale

2.4.2 Dinamica rotazionale della ruota

Per il calcolo della velocità di rotazione della ruota, si fa riferimento al diagramma di corpo libero riportato in figura 2.53.

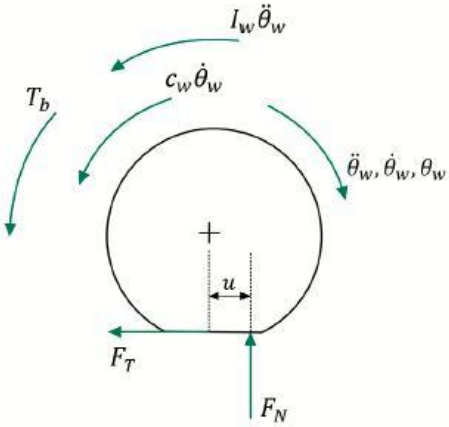

Figura 2.54 – diagramma di corpo libero ruota[8]

L'equazione di equilibrio alla rotazione è [8]:

$$F_n\mu\,\frac{D_{wheel}}{2}sign(\lambda) - F_n u\tanh(\dot{\vartheta}_{wheel}) - c_{wheel}\dot{\vartheta}_{wheel} - T_{brake_{tot}} = I_{wheel}\ddot{\vartheta}_{wheel} \tag{2. 30}$$

Dove F_n coincide con F_{wheel} calcolata in (2.29), il termine $c_{wheel}\dot{\vartheta}_{wheel}$ indica le azioni di attrito viscoso, u è il parametro di attrito volvente, funzione della velocità angolare della ruota e della pressione degli pneumatici, D_{wheel} è il diametro della ruota, I_{wheel} la sua inerzia e $T_{brake_{tot}}$ è la coppia frenante.

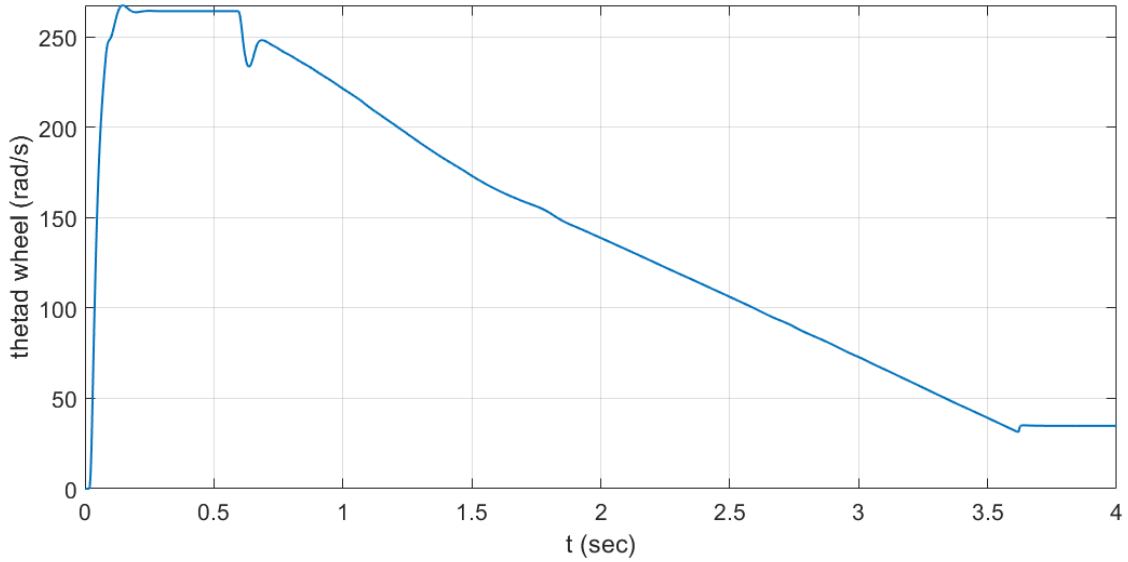

Figura 2.55 – andamento velocità angolare ruota

In figura 2.55 è mostrato l'andamento della velocità angolare della ruota con raggiungimento della velocità di taxiing in circa 3.7 secondi.

2.4.3 Dinamica longitudinale

Riguardo lo studio della dinamica longitudinale, per il calcolo della velocità di avanzamento del velivolo si è utilizzato il modello *runway simulator*. Tale modello simula il comportamento della pista di atterraggio nel banco prova E-LISA, in cui la velocità tangenziale del rullo corrisponde alla velocità di avanzamento del velivolo.

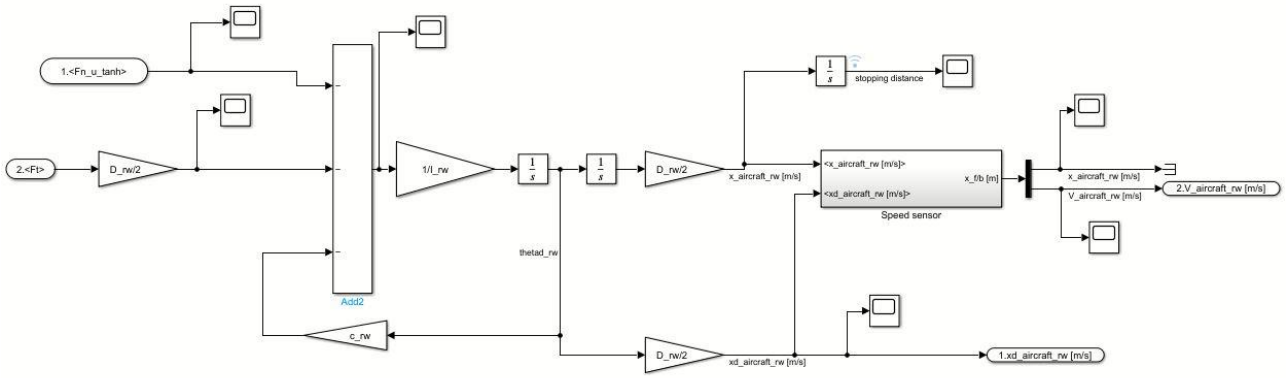

Figura 2.56 – modello runway simulator

Il diagramma di corpo libero del rullo è presentato in figura.

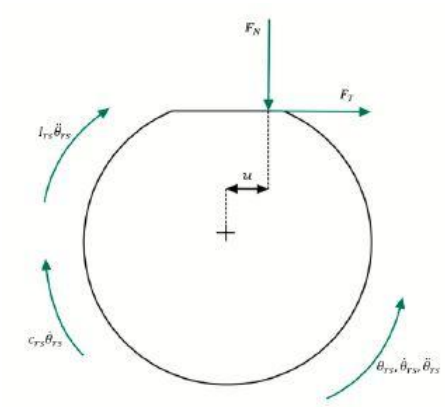

Figura 2.57 – diagramma di corpo libero rullo

L'equazione di equilibrio alla rotazione è:

$$F_n\mu\,\frac{D_{rs}}{2}sign(\lambda) + F_n u\tanh(\dot{\vartheta}_{rs}) + c_{rs}\dot{\vartheta}_{rs} = -I_{rs}\ddot{\vartheta}_{rs} \tag{2.31}$$

Tale equazione si differenzia dalla (2.30) per D_{rs}, I_{rs} e $\dot{\vartheta}_{rs}$ che sono rispettivamente il diametro, l'inerzia e la velocità angolare del rullo. Le forze coincidono con l'equazione precedente, a meno del segno.
Una volta ricavata la velocità angolare, è sufficiente moltiplicare per il diametro del rullo e si ottiene la velocità di avanzamento del velivolo, il cui andamento espresso in km/h è mostrato di seguito.

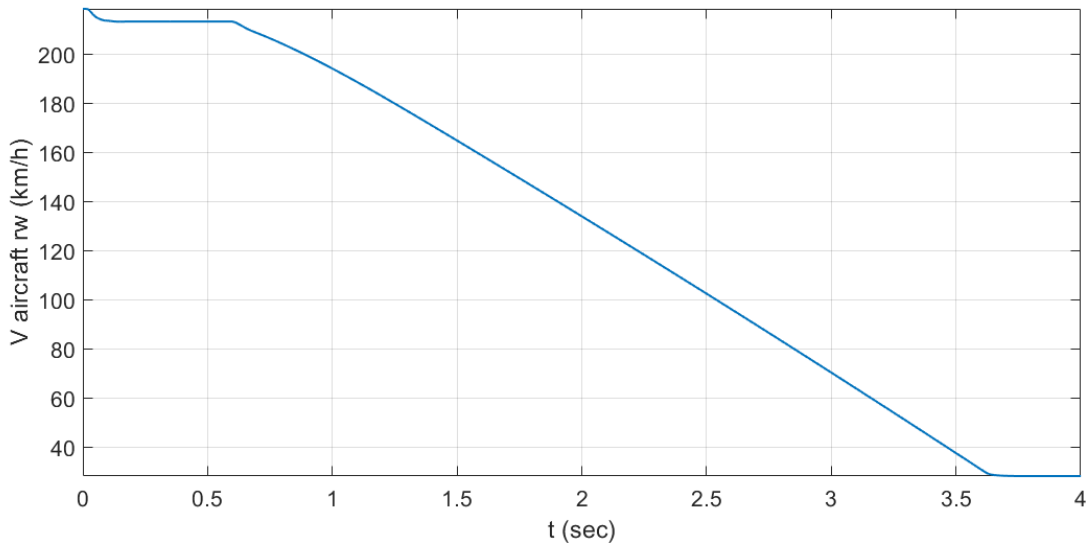

Figura 2.58 – andamento velocità di avanzamento del velivolo

La simulazione inizia con il velivolo che atterra con una velocità iniziale diversa da zero; al momento dell'impatto la velocità diminuisce leggermente in seguito all'attrito ruota-terreno e si mantiene costante fino a quando si azionano i freni. La fase di frenata termina quando si raggiunge la velocità di taxiing di 30 km/h e la simulazione termina poco dopo.

3. Risultati simulazioni

Per verificare la validità del modello sono state condotte diverse simulazioni: in particolare, si è simulato il comportamento del modello in diverse combinazioni di condizioni della pista, tipo di pneumatico equipaggiato e zona climatica (ovvero diverse temperature ambiente), variando in modo casuale la pressione di gonfiaggio degli pneumatici, con valori compresi tra 100 e 300 psi.
Riguardo alle zone climatiche, sono state considerate le distribuzioni di temperatura di tre città, in diversi periodi dell'anno, che potessero essere rappresentative di una zona climatica temperata, una calda e una fredda e le città sono rispettivamente Roma, Abu Dhabi e Vancouver.
L'influenza principale di queste condizioni al contorno si nota principalmente nei tempi in cui il velivolo completa la fase di frenatura e la distanza percorsa in questo lasso di tempo.
Nelle figure di seguito è possibile notare come variano i risultati delle simulazioni.

3.1 Frenata su pista di atterraggio asciutta e bagnata

Come spiegato nei paragrafi precedenti, l'impianto frenante agisce diversamente a seconda che l'asfalto sia asciutto o bagnato, in quanto il valore di riferimento dello scorrimento per il sistema Anti-skid è diverso e diversi sono i valori che il coefficiente di aderenza assume e dai quali dipende la forza trasmissibile a terra.
Inoltre, per le simulazioni con asfalto bagnato è stato possibile selezionare due tipi di pneumatico, uno con battistrada liscio (*smooth tread*) e uno con battistrada a coste (*rib tread*).

Figura 3.1 – esempi di battistrada [18]

3.1.1 Dinamica velivolo

Osservando il comportamento del velivolo, si notano i diversi tempi e spazi di frenata. Infatti, aumentando il tempo necessario per frenare il velivolo fino alla velocità di taxiing, aumenta la distanza percorsa.

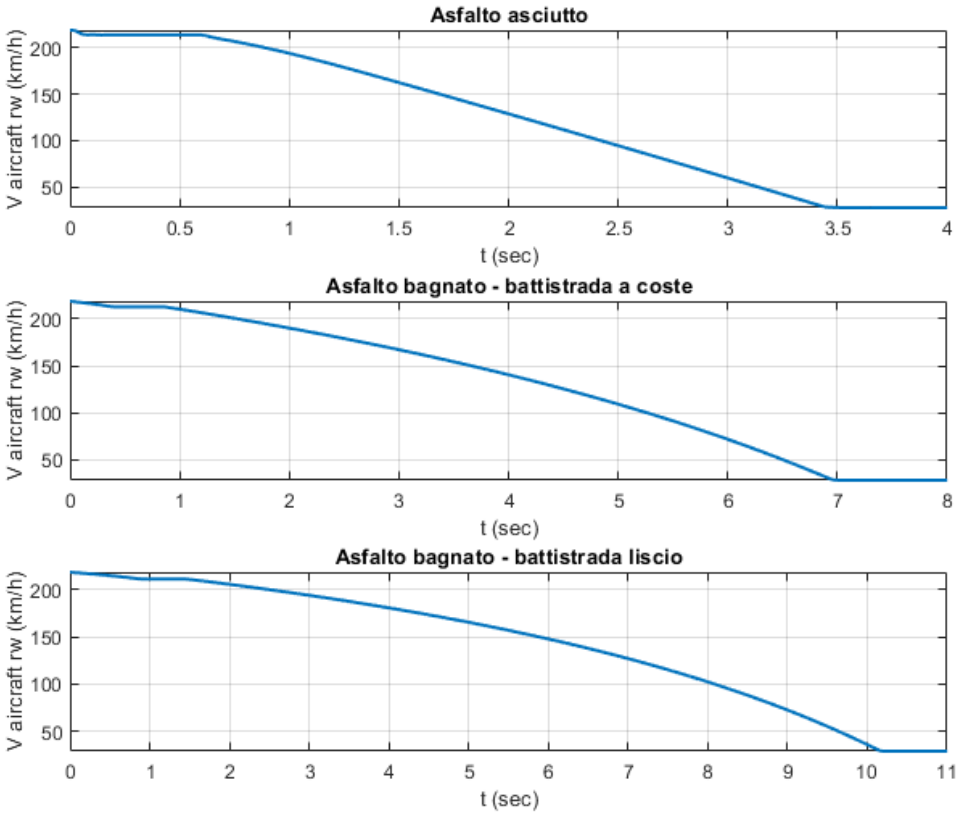

Figura 3.2 - confronto andamento velocità velivolo

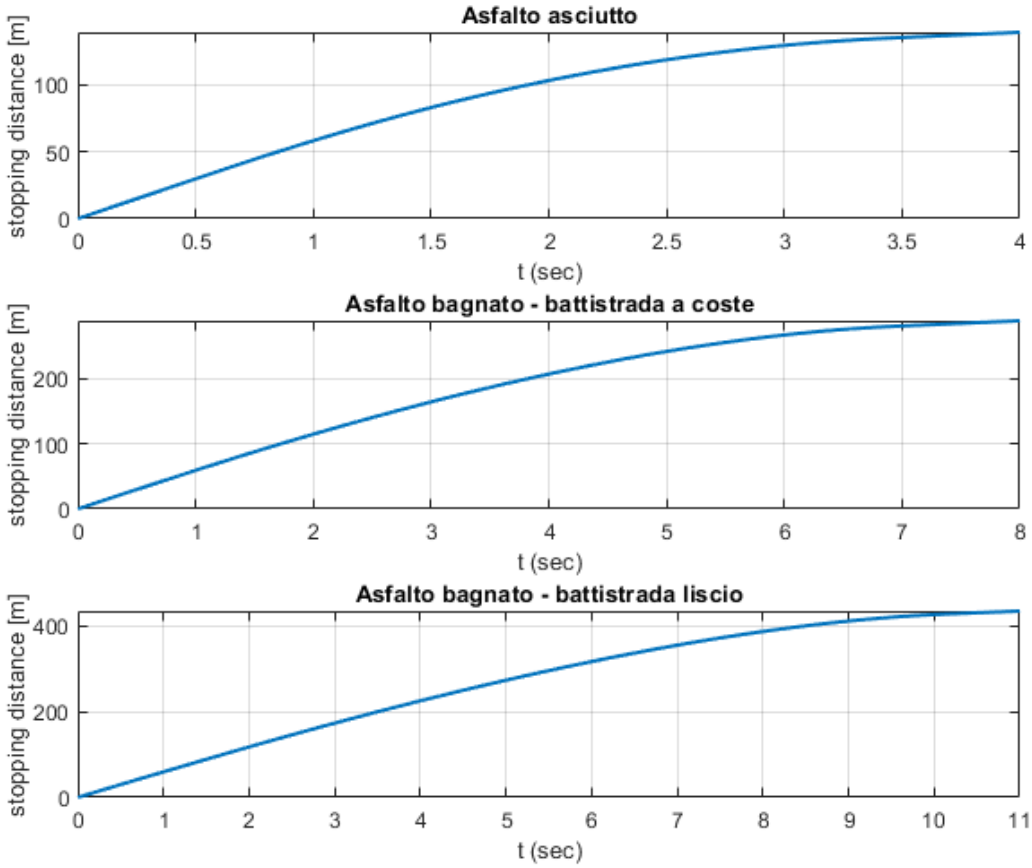

Figura 3.3 - confronto spazi di frenata

La differenza nei tre casi è dovuta al diverso modo di agire del sistema Anti-skid.

3.1.2 Sistema Anti-skid

Quando le ruote toccano terra, la loro velocità angolare aumenta e maggiore è l'aderenza con il terreno, minore è il tempo impiegato a raggiungere quel valore di velocità angolare a cui corrisponde una velocità tangenziale pari alla velocità di avanzamento del velivolo. Di conseguenza, lo scorrimento che è inizialmente pari a 1 (velocità angolare della ruota nulla), decresce fino ad annullarsi tanto rapidamente quanto prima si raggiunge la condizione di aderenza.
Frenando, la ruota rallenta e si induce slittamento tra ruota e terreno, portando il valore dello scorrimento prossimo al valore desiderato.
È possibile osservare ciò in figura 3.5.

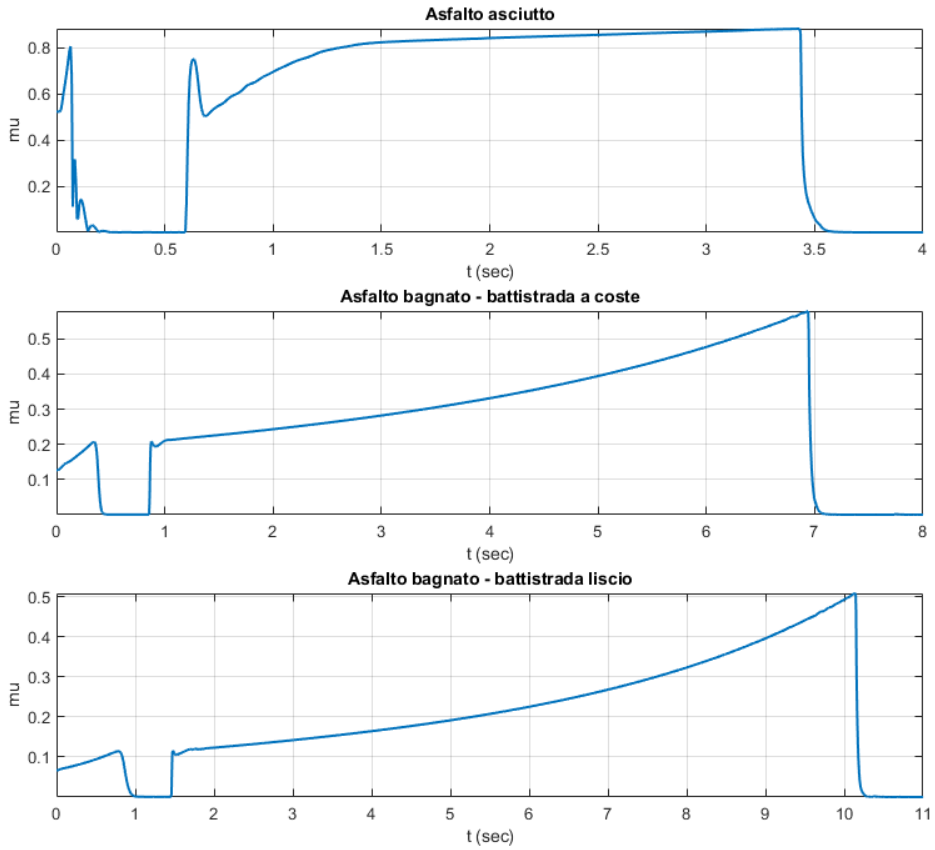

Figura 3.4 - confronto valori coefficiente di aderenza

A conferma di quanto detto relativamente al modello Burckhardt nel paragrafo 2.3.2, si osserva che il coefficiente di aderenza assume valori maggiori nel caso di asfalto asciutto. In tale condizione, si raggiunge prima la condizione di aderenza di cui sopra.

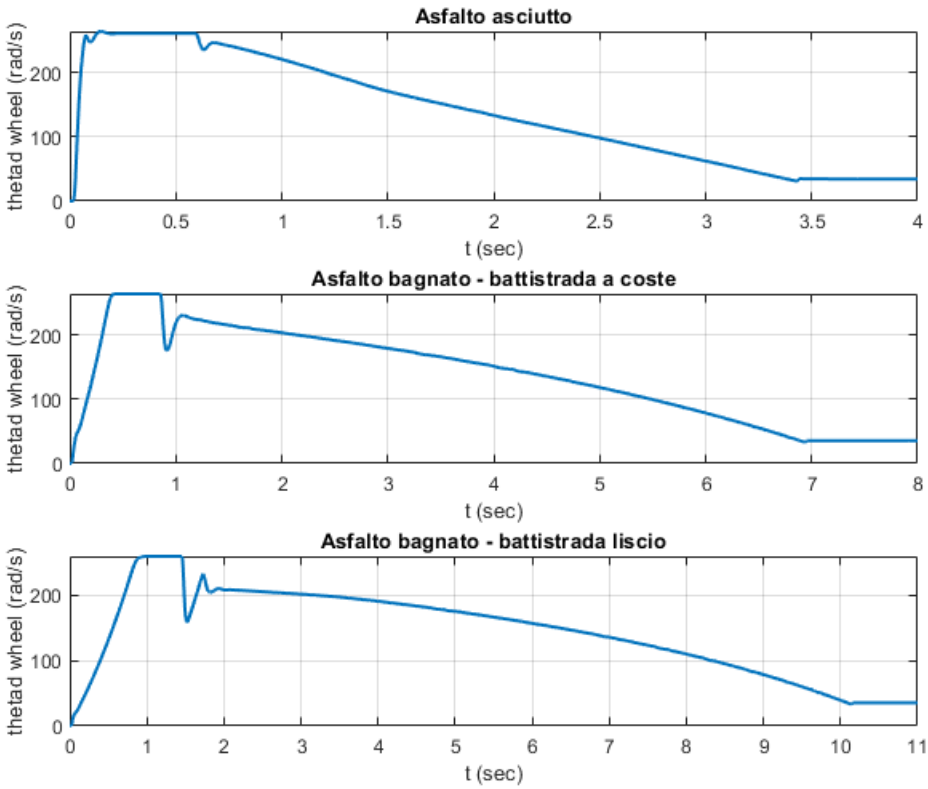

Figura 3.5 - confronto velocità angolare ruota

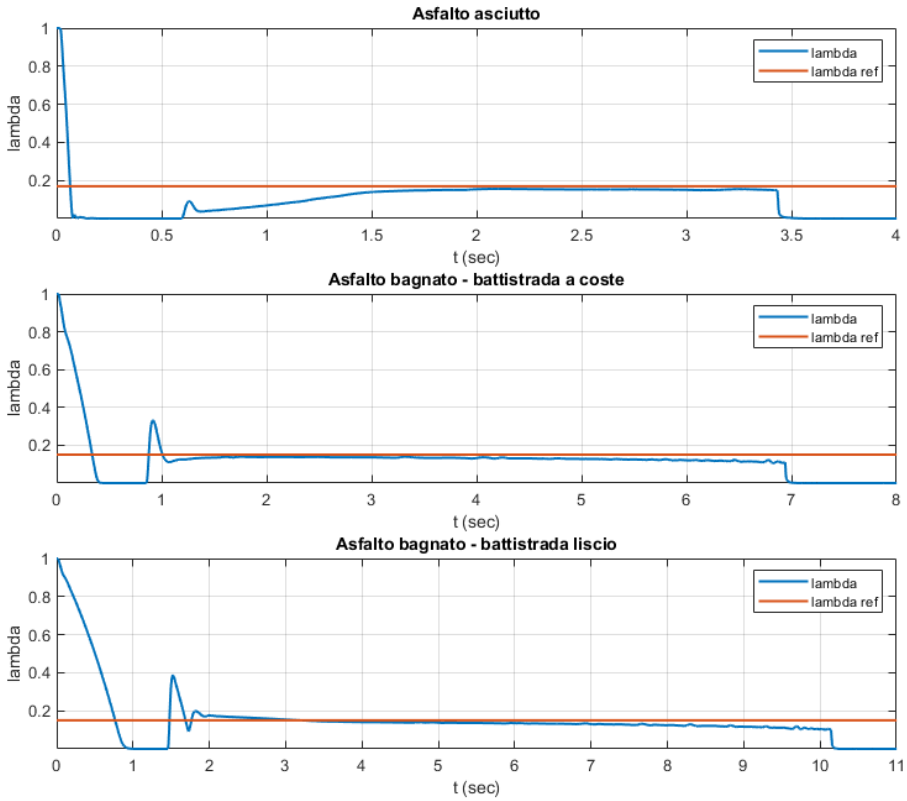

Figura 3.6 - confronto scorrimento

Il sistema Anti-skid è realizzato in modo tale da iniziare a frenare automaticamente quando lo scorrimento si annulla; poiché ciò si verifica in tempi diversi a seconda delle condizioni della pista (le differenze nei tempi sono comunque molto piccole, dell'ordine dei decimi di secondo), il comando di frenata è dato in tempi diversi (paragrafo 2.3.3).

Osservando la figura 3.6, si nota come il sistema sia in grado di raggiungere efficacemente un determinato valore di scorrimento al variare delle condizioni della pista.

3.1.3 Attuatori elettro-meccanici

In seguito al comando di frenata, gli attuatori ricevono un segnale di set diverso da zero, mentre dalla cella di carico non è ancora rilevata alcuna forza; di conseguenza, si ha un errore di forza non nullo che entra nel controllore forza del motore elettrico e che verrà elaborato secondo quanto detto nel capitolo 2.1: dapprima verrà generato il segnale di riferimento per l'anello di controllo corrente, da cui poi si avrà la nascita delle correnti di fase che alimentano gli avvolgimenti, si avrà la produzione di coppia elettro-magnetica che, attraverso il riduttore, metterà in movimento il meccanismo vite-madrevite, generando una forza tale da accostare i brake-pads ai dischi e frenare.

Per facilitare la comprensione di quanto scritto, si presenta dapprima il segnale di forza generato dagli attuatori (il feedback nel controllo forza) confrontato con il set di forza, in modo tale da poter meglio visualizzare l'andamento dell'errore.
Il segnale di forza, relativo a un singolo attuatore ma rappresentativo di tutti e quattro, ottenuto per i tre casi di studio è rappresentato in figura 3.7.

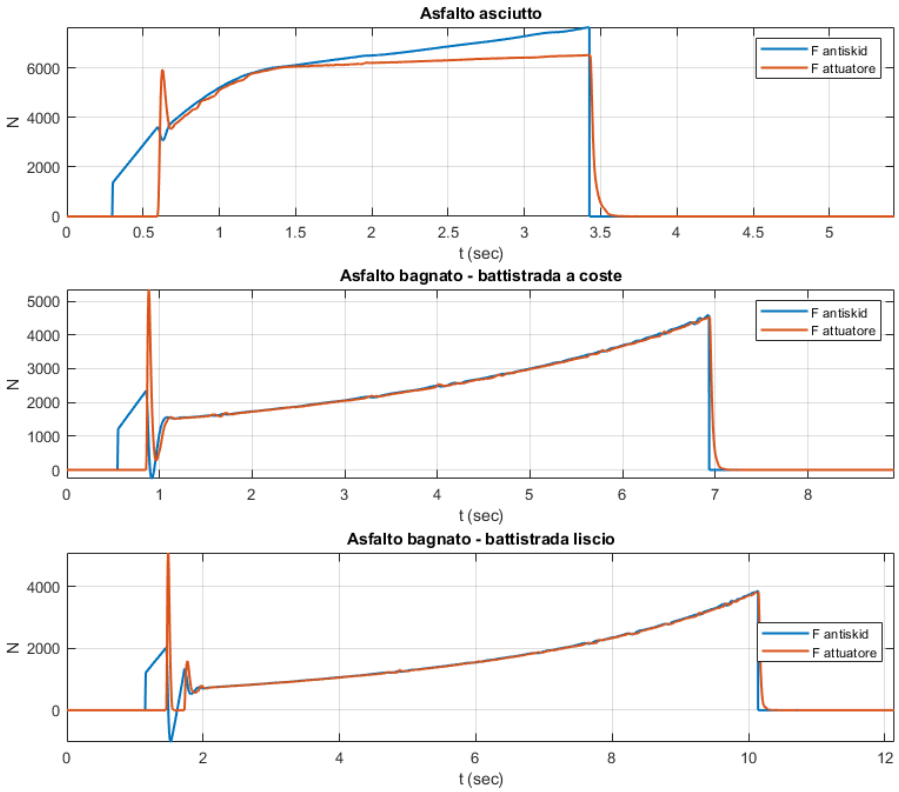

Figura 3.7 - confronto segnale di forza dell'anti-skid

Si nota che in caso di asfalto bagnato, gli attuatori esercitano una forza minore: a pari forza frenante, minore è il valore del coefficiente di aderenza con il terreno, maggiore è il valore dello scorrimento reale; di conseguenza, sono richieste forze frenanti minori per raggiungere lo scorrimento desiderato.

Osservando in figura 3.8 i contributi proporzionale e integrativo in uscita dal controllore forza PI nei tre casi, si nota che quello proporzionale si annulla presto, a dimostrazione del fatto che il feedback di forza si allinea prontamente al set, mentre il contributo integrativo, che è quello che permette di alimentare gli avvolgimenti anche quando l'errore è nullo e quindi di avere un segnale di forza diverso da zero (se così non fosse, nel momento in cui l'errore si annulla non si genera più forza frenante e l'errore sale nuovamente), assume valori diversi a seconda del valore di set da inseguire.

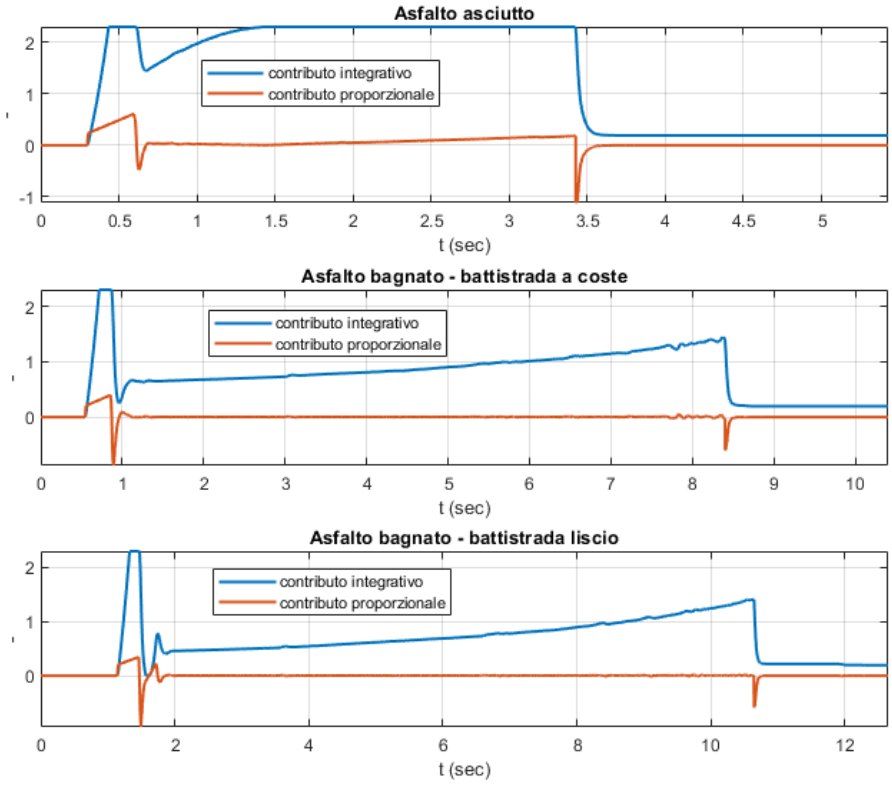

Figura 3.8 – confronto contributi controllo forza

Il segnale di riferimento inviato all'anello di corrente è il seguente:

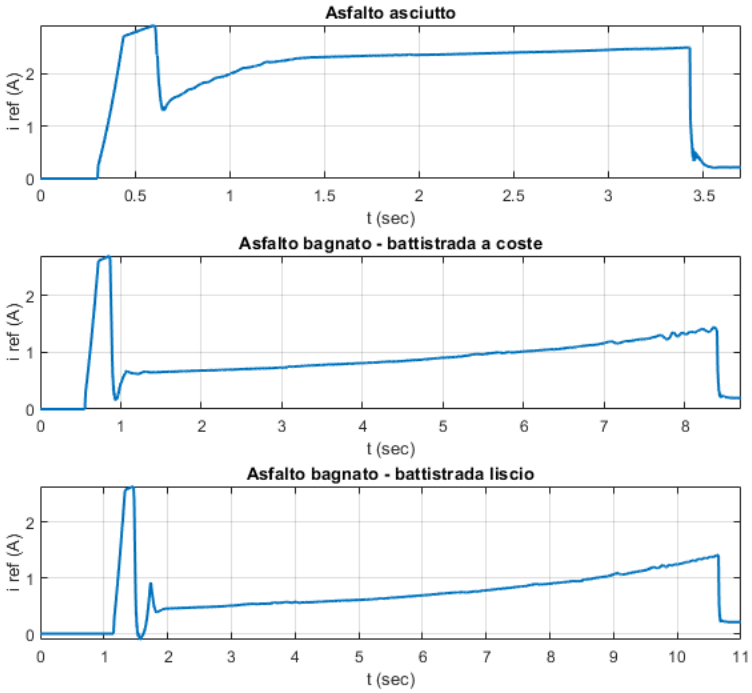

Figura 3.9 -confronto segnale di riferimento anello di corrente

Avendo dei segnali di riferimento di ampiezza diversa, anche le correnti di fase nei tre casi si differenzieranno per l'ampiezza.

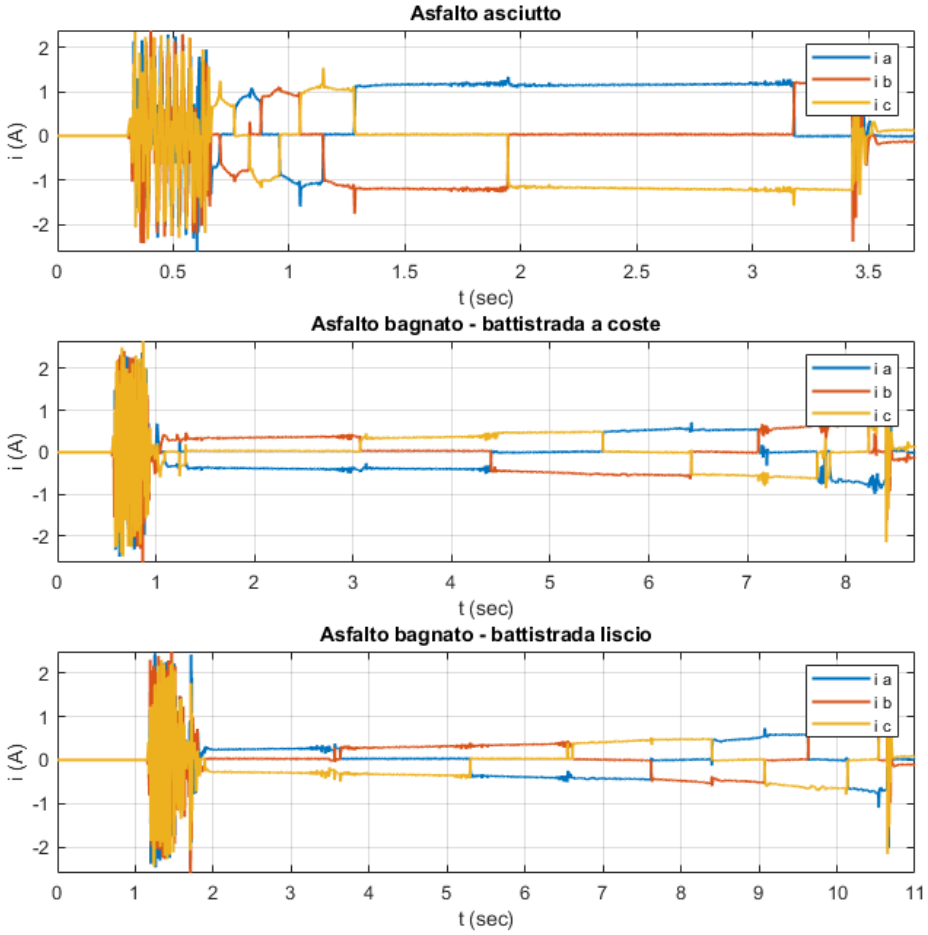

Figura 3.10 - confronto correnti di fase

Le coppie elettro-magnetiche generate da ogni motore elettrico sono:

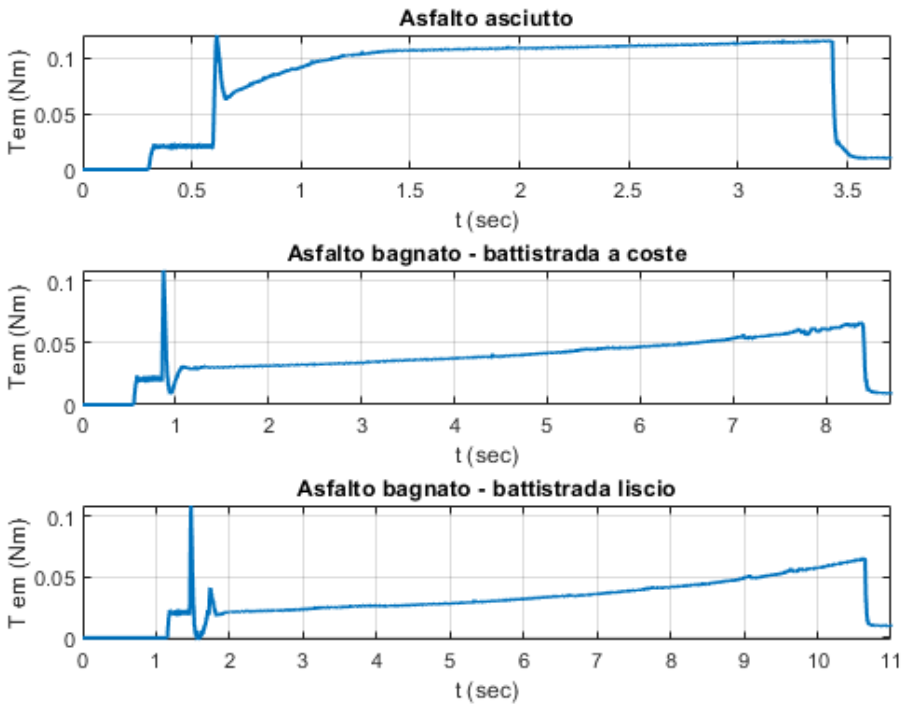

Figura 3.11 - confronto coppia motore elettrico

Nel primo caso è richiesta una forza frenante maggiore, per cui il motore elettrico è chiamato a generare una coppia tale da ottenere, per mezzo della trasmissione meccanica, una maggiore pressione delle pastiglie del freno sui dischi.

3.1.4 Temperature impianto frenante

Un aumento dei tempi per cui la frenata si protrae comporta un aumento delle massime temperature raggiunte dalle pastiglie del freno. Questo è vero se non cambiano altre condizioni. Guardando alle figure mostrate di seguito però, nonostante per i casi con asfalto bagnato i tempi di frenata risultino più che raddoppiati rispetto al caso con asfalto asciutto, le massime temperature risultano addirittura minori: questo è dovuto al fatto che la potenza dissipata per attrito nei due casi è diversa. In particolare, nel caso con asfalto bagnato essa si dimostra essere minore, per via di una minore forza frenante esercitata mediamente nel tempo. Ne deriva quindi che le temperature non aumentano tanto velocemente quanto ci si aspetterebbe se l'unico parametro a variare fosse il tempo di frenata e la forza frenante esercitata fosse la stessa.

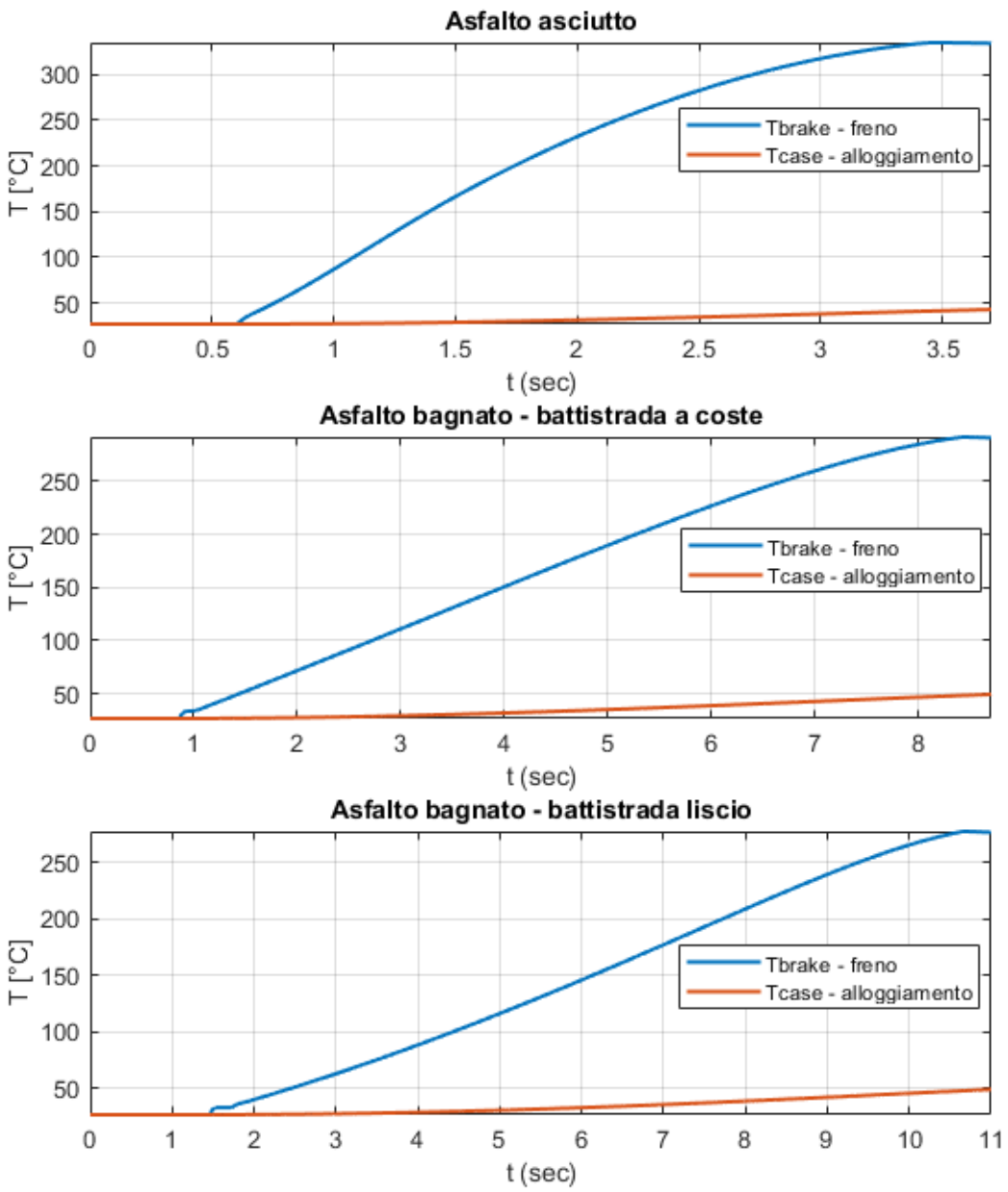

Figura 3.12 - confronto temperature freno

Gli andamenti in figura 3.12 sono ottenuti per simulazioni con temperatura dell'ambiente esterno fissata a 26.7 °C.

3.2 Atterraggio in zone climatiche differenti

Si considera un velivolo che atterra in tre diverse città, rappresentative di una zona fredda, temperata e calda. Le tre città sono Vancouver, Roma e Abu Dhabi.

Le temperature medie di ogni mese espresse in °C sono mostrate in tabella:

Temp [°C]	*Gen*	*Feb*	*Mar*	*Apr*	*Mag*	*Giu*	*Lug*	*Ago*	*Set*	*Ott*	*Nov*	*Dic*
Vancouver	3.9	5	6.7	9.4	12.8	15.6	17.8	17.8	14.4	10.6	6.7	3.9
Roma	7.2	7.8	10.6	13.3	17.8	21.7	24.4	25	21.1	16.7	11.7	7.8
Abu Dhabi	19.4	20.6	22.8	26.7	31.1	32.8	34.4	34.4	32.8	29.4	25.6	21.7

Tabella 3.1 - temperature mensili zone climatiche [19]

A seconda della durata della frenata e della temperatura esterna, le temperature all'interno dalle pastiglie del freno raggiungono valori più o meno alti; da questi dipende il grado di avanzamento dell'usura che, come visto nel paragrafo 2.2.2, presenta due massimi locali, uno a 100 °C e l'altro a 800 °C, con un minimo locale intorno ai 400 °C.
Si riprende a tal proposito la figura che mostra l'andamento del coefficiente di usura con la temperatura.

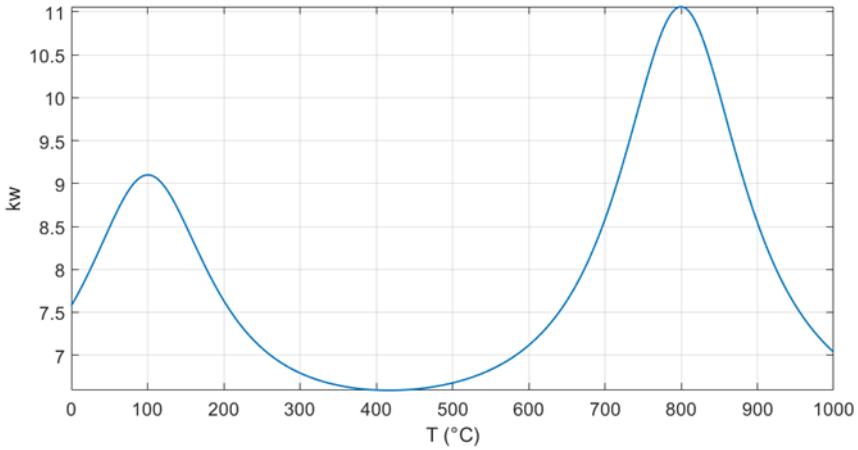

Figura 3.13 - dipendenza coefficiente di usura da temperatura del freno

Nelle figure che seguono è possibile osservare le distribuzioni di temperatura nelle tre zone climatiche, ottenute per una media di cinquanta simulazioni per ogni combinazione zona climatica-tipo di battistrada-tipo di asfalto.

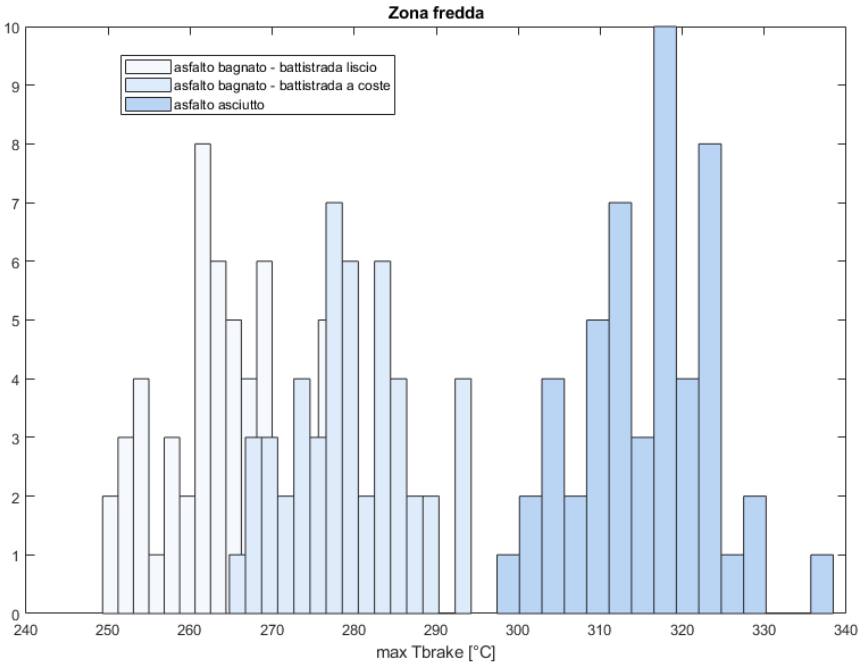

Figura 3.14 - distribuzione temperatura freno zona fredda

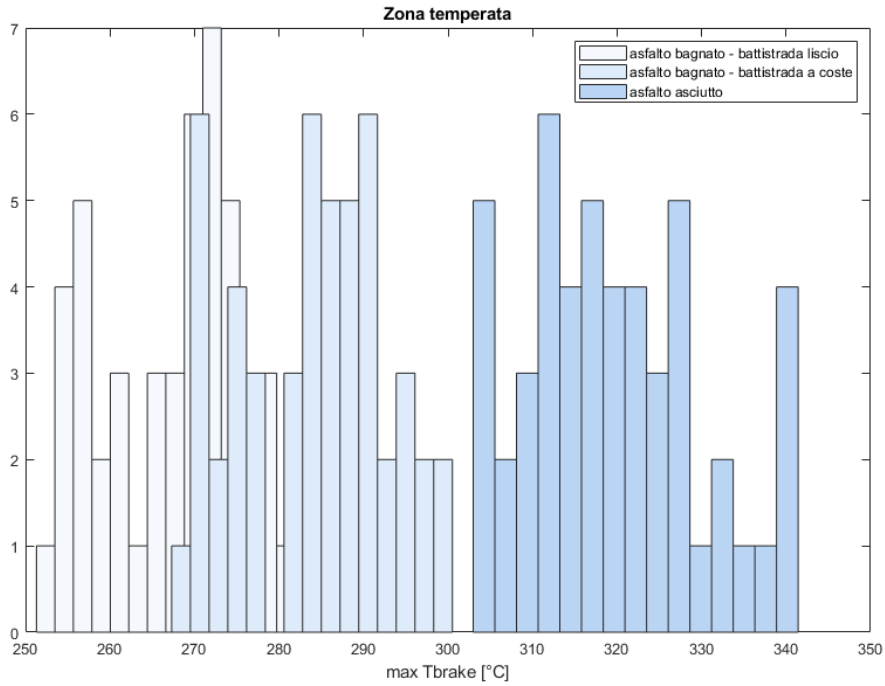

Figura 3.15 - distribuzione temperatura freno zona temperata

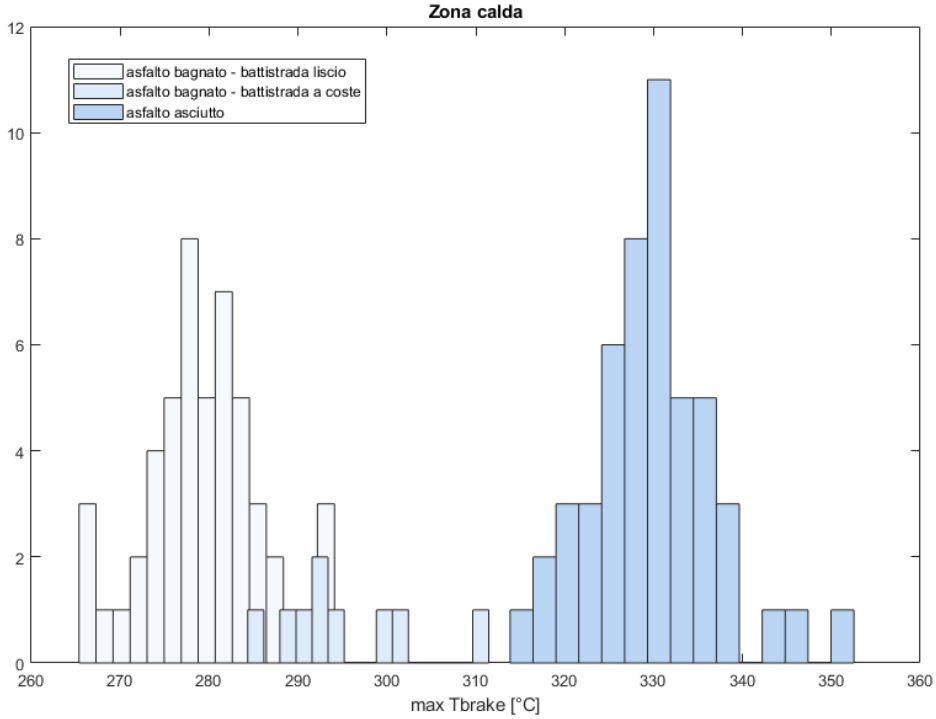

Figura 3.16 - distribuzione temperatura freno zona calda

4. Feature Selection

4.1 Analisi preliminare

Il primo passo nel processo di *feature selection* consiste nel confrontare i dati ottenuti dalle simulazioni in condizioni degradate con quelli ottenuti in condizioni sane (*baseline conditions*). In questo modo si può osservare in che modo la degradazione modifica i segnali raccolti.
A tale scopo, sono state lanciate quattro simulazioni in cui il modello presentava quattro diversi gradi di usura prefissati e pari a 0%, 20%, 40% e 50%, dove tali percentuali indicano la riduzione percentuale dello spessore nominale del materiale di attrito. La dinamica di avanzamento dell'usura non è stata implementata, al fine di osservare come la degradazione si riflette sul comportamento del sistema.
Naturalmente, i dati ottenuti da quattro simulazioni non costituiscono un campione sufficiente su cui basare l'intera analisi, ma risultano utili per individuare quali segnali possano prestarsi a fornire potenziali feature, il cui primo requisito è quello di presentare un andamento monotono all'aumentare dell'usura.

4.2 Individuazione

La prima conseguenza alla progressione dell'usura è l'aumento della corsa che le pastiglie del freno devono percorrere per entrare in contatto con i dischi. Di conseguenza, all'interno della trasmissione meccanica si osserva un incremento dello spostamento a cui è soggetta la madrevite; ne deriva che il motore elettrico compie un numero maggiore di giri.
Ciò è confermato dalle figure seguenti.

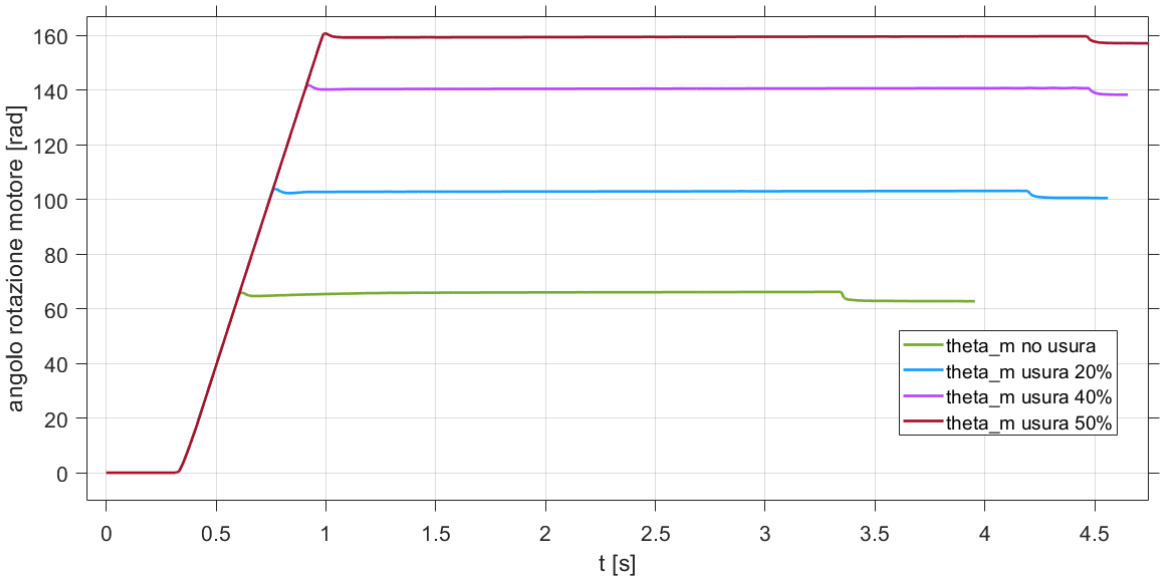

Figura 4.1 – rotazione motore elettrico all'aumentare dell'usura

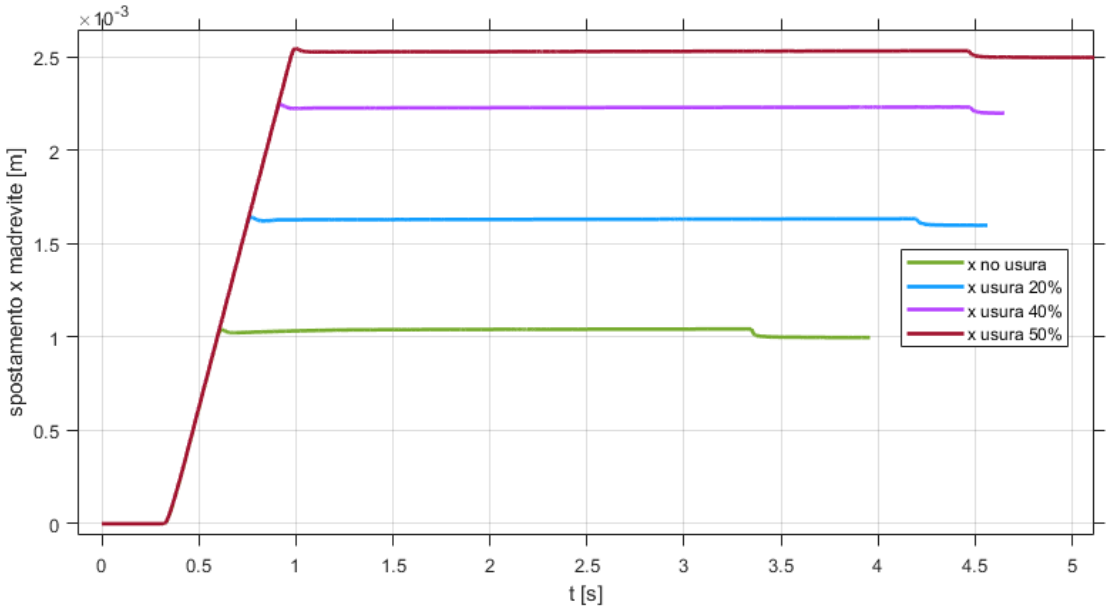

Figura 4.2 - spostamento madrevite all'aumentare dell'usura

La prima feature che è possibile individuare dalla figura 4.1 è la **rotazione massima del motore elettrico** per ogni ciclo di frenata.
La seconda feature potrebbe essere invece lo spostamento massimo della madrevite per ogni ciclo di frenata.
Dalle figure 4.1 e 4.2 si osserva però che i due segnali sono sovrapponibili: infatti, il moto rotativo del motore elettrico è trasformato in traslazione della madrevite per mezzo della trasmissione meccanica precedentemente descritta. Essendo intercambiabili, la seconda feature risulta ridondante per cui nel seguito essa non verrà considerata.
La prossima figura mostra la velocità di rotazione del motore elettrico.

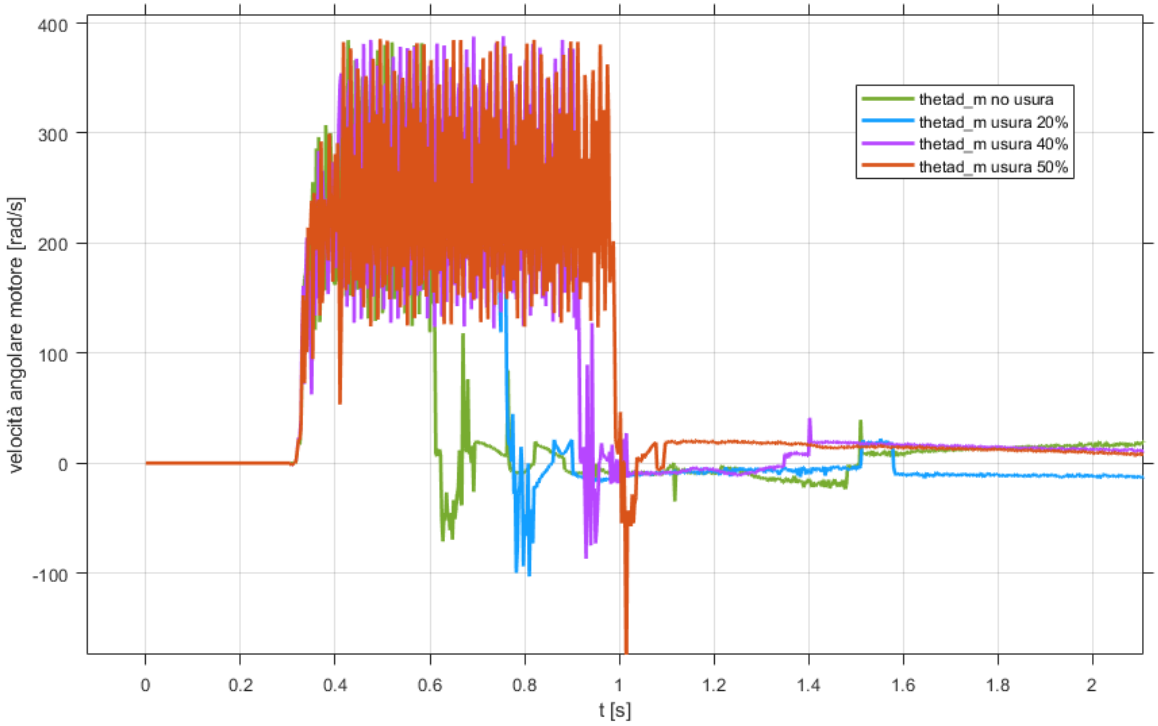

Figura 4.3 - velocità di rotazione motore elettrico all'aumentare dell'usura

Se è vero che il valore massimo è lo stesso per i vari livelli di usura, è anche vero che la durata per cui la velocità assume quel valore aumenta con le rotazioni compiute dal motore stesso e quindi con l'usura, per cui la **velocità di rotazione media del motore elettrico** può rappresentare un'ulteriore feature.

Successivamente si analizzano i segnali relativi alle forze esercitate dagli attuatori. Per semplicità si mostrano i segnali di forza di un solo attuatore al variare del grado di usura iniziale.

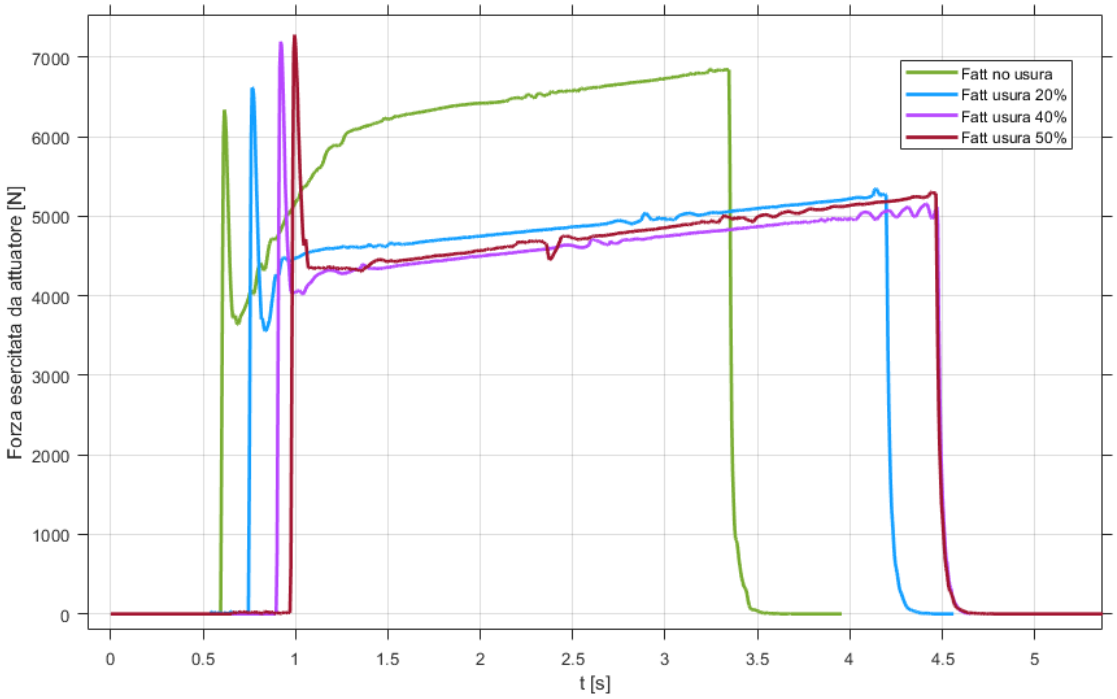

Figura 4.4 - forza esercitata da attuatori all'aumentare dell'usura

La figura 4.4 suggerisce una correlazione tra l'overshoot del segnale di forza e l'avanzamento dell'usura.
Ne deriva che due papabili feature possono essere:

- l'**overshoot percentuale di forza**, calcolato come $\frac{\max(F_{att})-\overline{F_{set}}}{\overline{F_{set}}}100$;
- l'**overshoot di forza** calcolato come il massimo del segnale di forza rilevato dalla cella di carico.

L'ultimo segnale preso in considerazione è quello relativo alla corrente di riferimento, generato dall'anello di controllo forza del motore elettrico. Come intuibile dalla figura 4.5, il **valore massimo della corrente di riferimento** si candida a ultima feature.

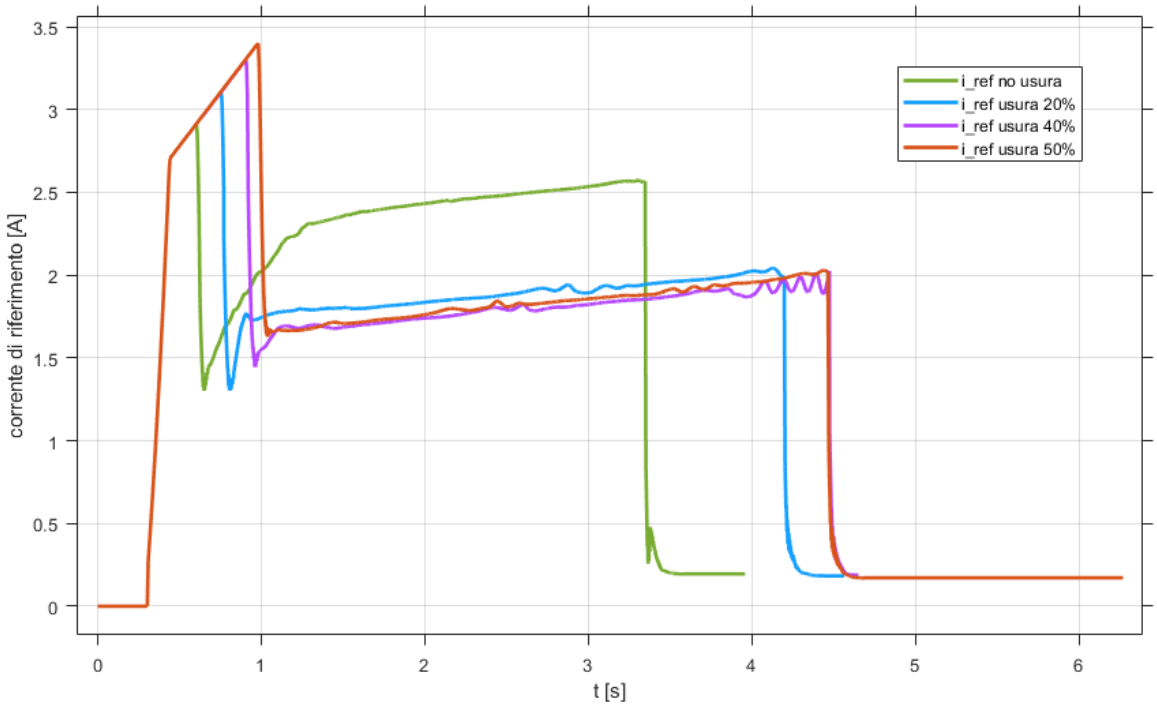

Figura 4.5 - corrente di riferimento all'aumentare dell'usura

4.2.1 Campagna di simulazione

Una volta selezionati i segnali e la quantità ad essi legate che possono fungere da feature, si rende necessario raccogliere un campione sufficiente di dati.
Tali risultati si sarebbero dovuti ottenere lanciando un quantitativo di prove tale da ottenere un'usura cumulata del 50%, implementando il modello di usura presentato nel paragrafo 2.2.2.
A causa di una velocità di usura realistica presente nel modello, per il raggiungimento della condizione degradata di cui sopra è richiesto un numero proibitivo di prove dal punto di vista della dimensione dei segnali log da salvare e del tempo necessario per la conclusione della campagna di simulazione. Infatti, per una frenata di circa 4 secondi su asfalto asciutto, si ha un'usura del 0.005%.
A tal proposito, sono stati condotti tre cicli di simulazioni, uno per ogni livello di usura prefissato e pari a 0%, 20% e 40%; in ognuno di questi tre cicli sono state condotte trenta simulazioni per ogni combinazione di zona climatica (calda, fredda e temperata) e tipo di battistrada per tipo di asfalto (asfalto asciutto, asfalto bagnato e battistrada liscio, asfalto bagnato e battistrada a coste). In definitiva, per ogni grado di usura prefissato, sono stati elaborati i risultati provenienti da duecentosettanta simulazioni per un campione totale di ottocentodieci simulazioni.

Grazie alla campagna di simulazione di cui sopra, si può procedere allo studio delle feature: dopo averle estrapolate per ogni simulazione (tabella 4.1), si costruiscono istogrammi che consentono di confrontare le distribuzioni di probabilità (probability *density function* o *pdf*) delle singole feature al variare della gravità del guasto. Nel fare ciò, a causa di un numero non elevato di dati, si accetta l'ipotesi che i valori delle feature assumano distribuzione normale con media e deviazione standard pari a quelle delle feature stesse.

Feature	*Estrapolazione*
Massima rotazione motore elettrico	$\max(\vartheta_m)$
Velocità media motore elettrico	$mean(\dot{\vartheta}_m)$
Overshoot % forza attuatore	$\frac{\max(F_{att}) - mean(F_{set})}{mean(F_{set})} 100$
Overshoot forza attuatore	$\max(F_{att})$
Massima corrente di riferimento	$\max(i_{ref})$

Tabella 4.1 – elenco feature

Massima rotazione motore elettrico

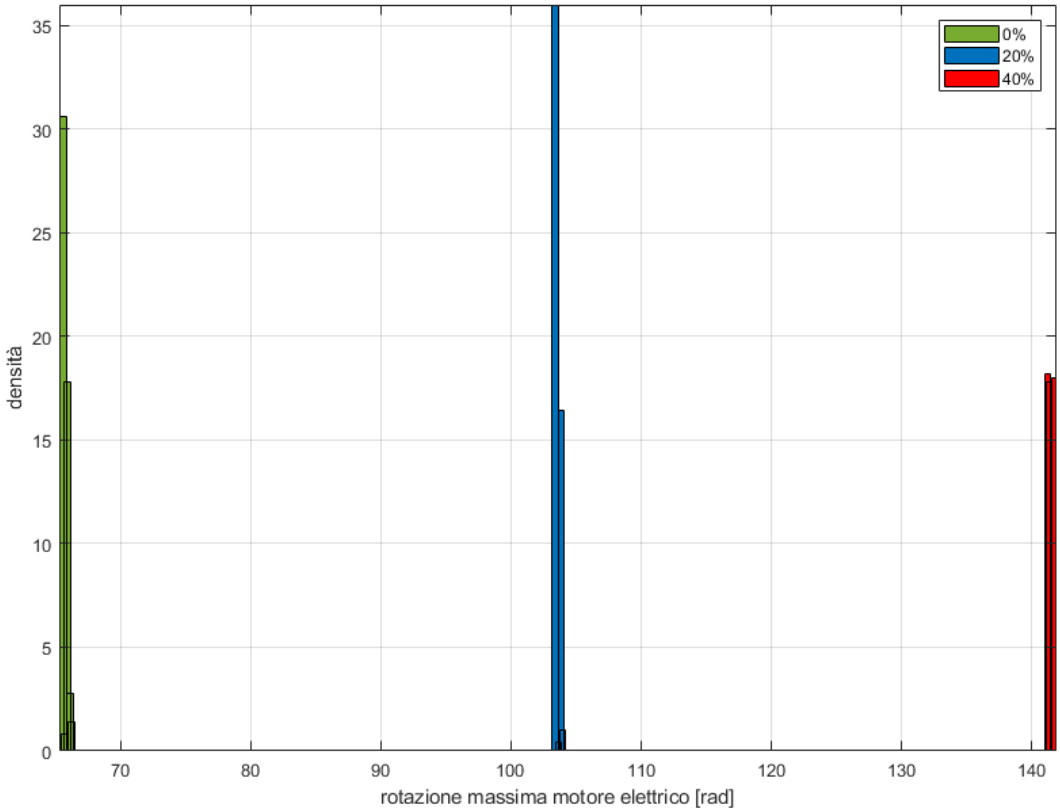

Figura 4.6 - istogramma massima rotazione motore elettrico

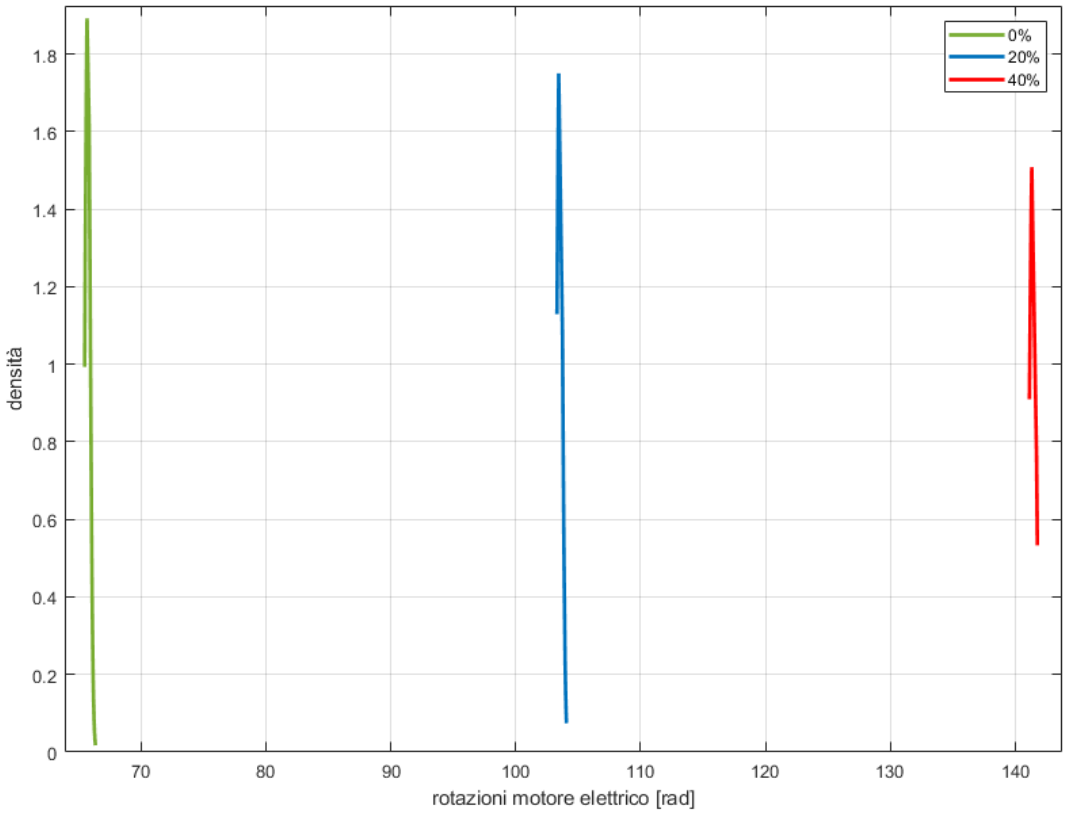

Figura 4.7 - pdf massima rotazione motore elettrico

Per tale feature, le distribuzioni sono ben definite e separate, per cui risulta efficace per la definizione dello specifico grado di usura.

Velocità media motore elettrico

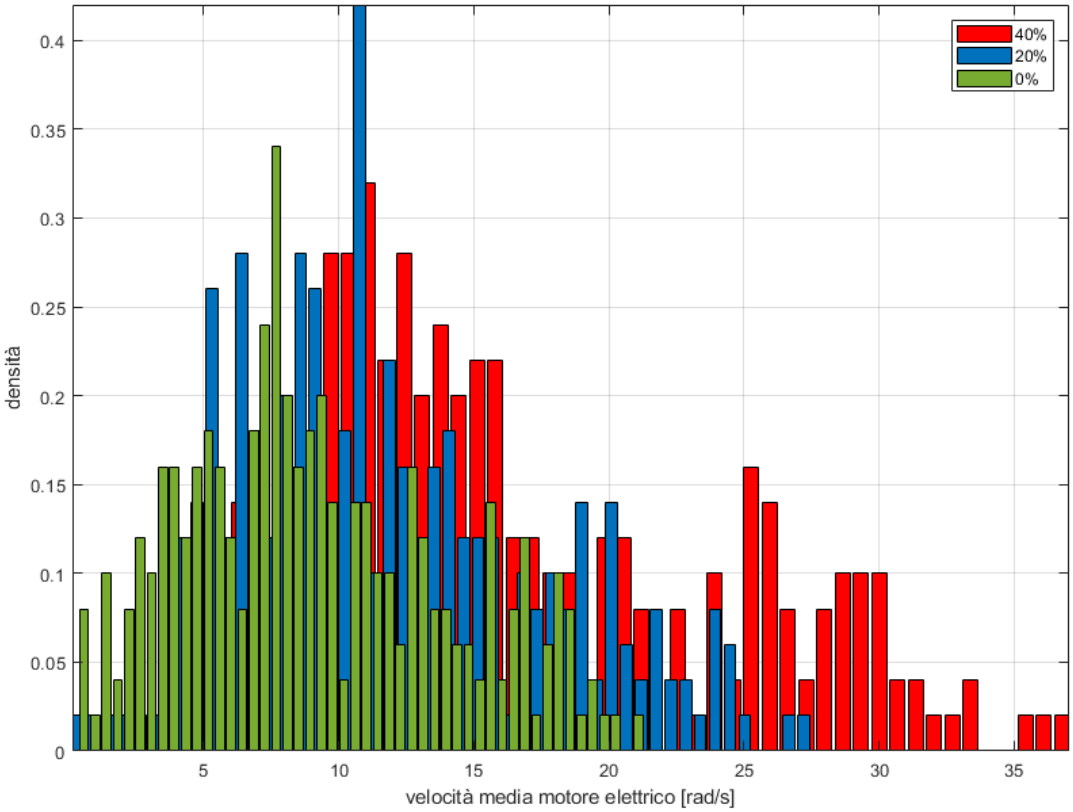

Figura 4.8 - istogramma velocità media motore elettrico

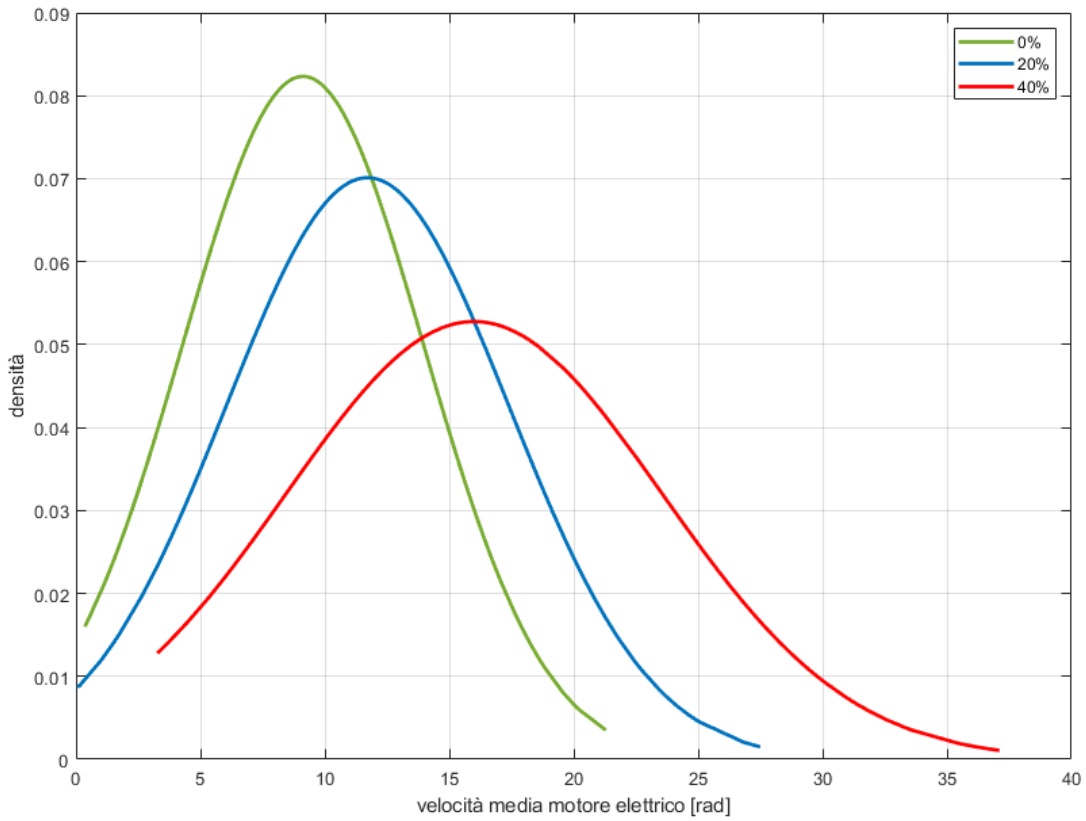

Figura 4.9 - pdf velocità media motore elettrico

All'aumentare del grado di usura, le distribuzioni si allargano verso valori maggiori; ciò, tuttavia, impedisce un'immediata definizione dell'usura, anche se si osserva una tendenza della pdf ad allargarsi e abbassarsi verso destra.

Overshoot percentuale di forza

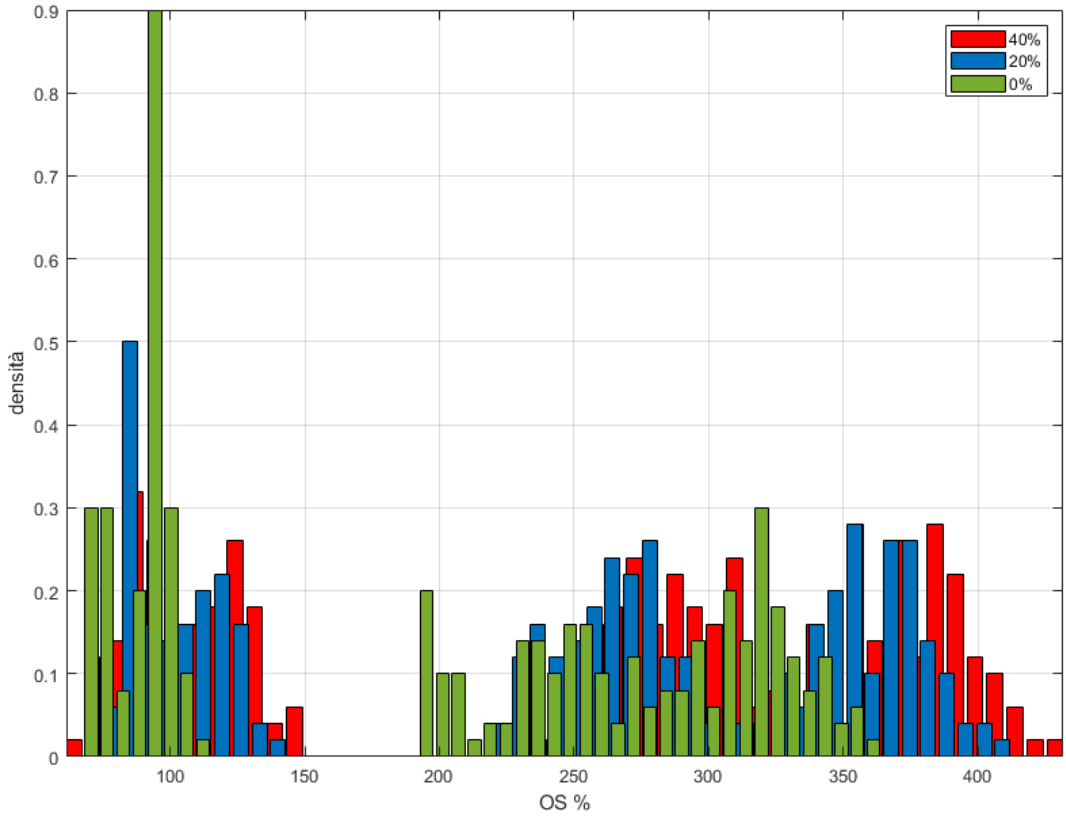

Figura 4.10 - istogramma OS %

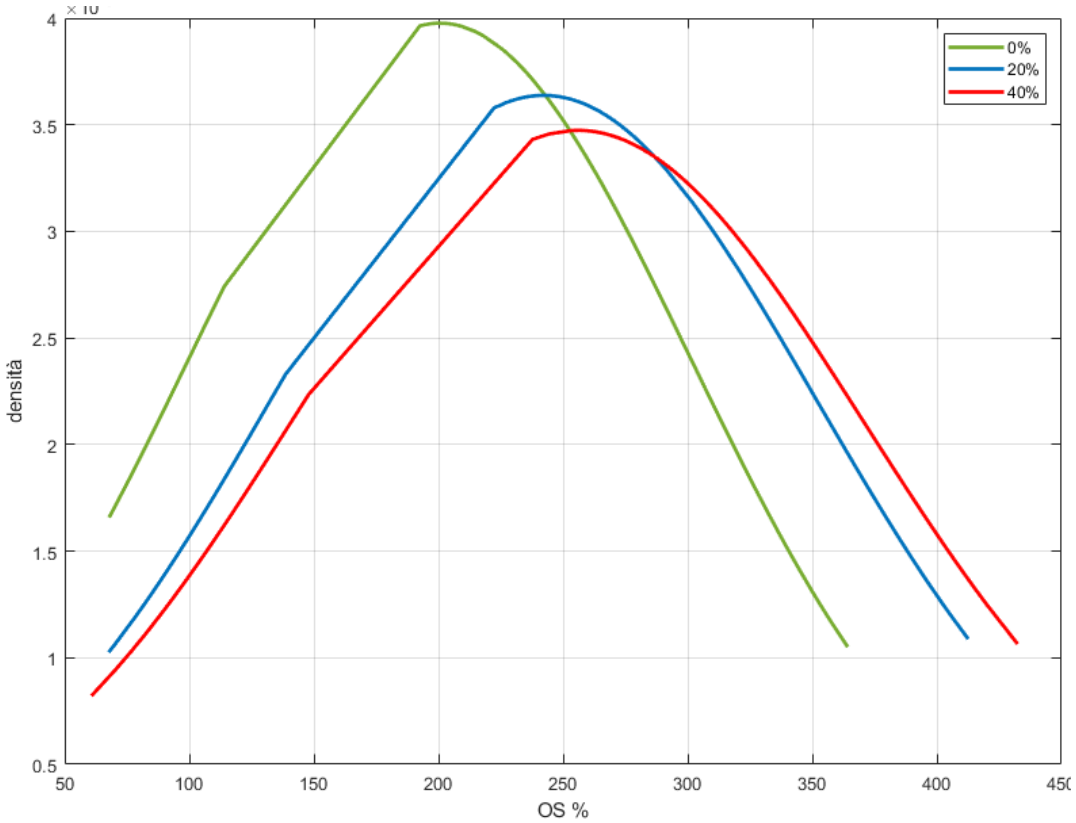

Figura 4.11 - pdf OS %

In questo caso, le sovrapposizioni sono tali da non permettere di definire nettamente il grado di usura. Si osserva comunque una tendenza delle pdf a scalare.

Overshoot di forza

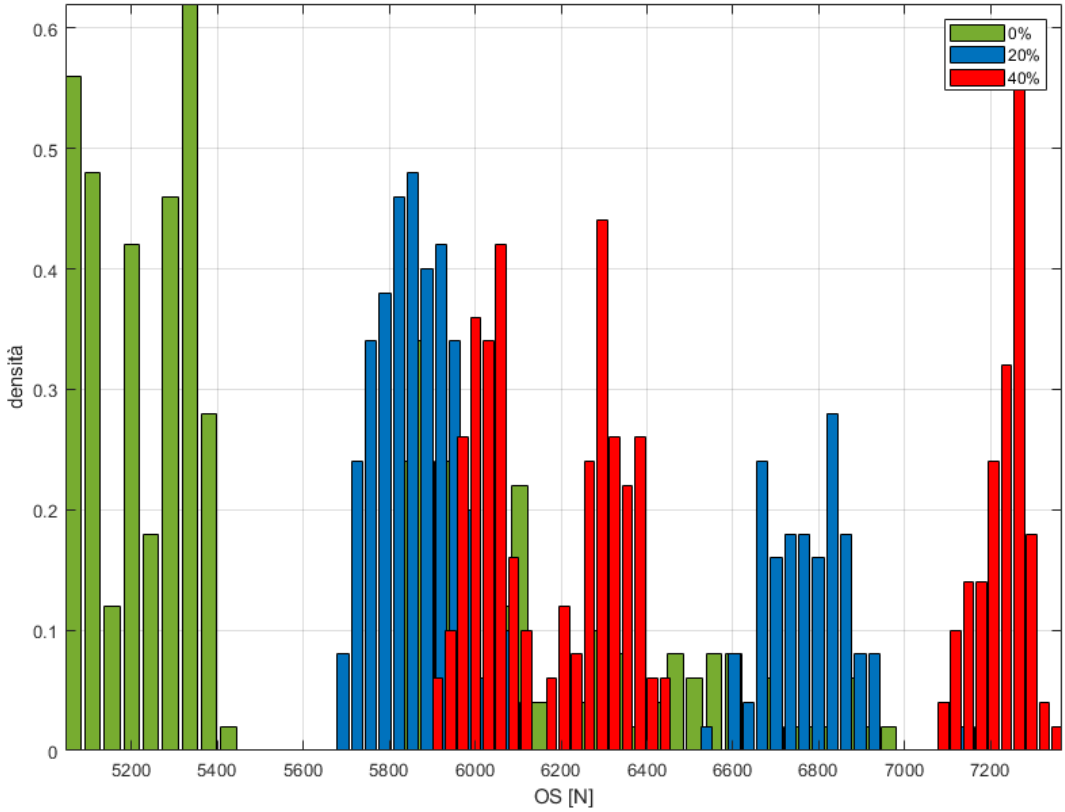

Figura 4.12 - istogramma OS

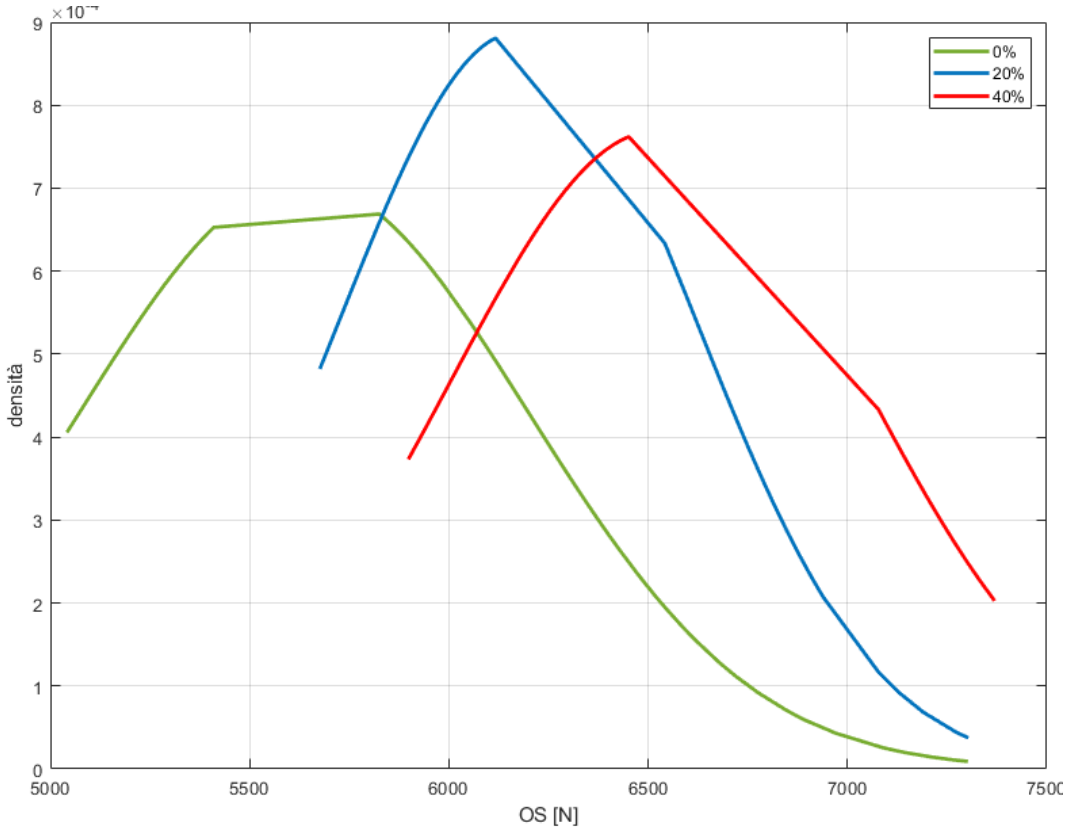

Figura 4.13 - pdf OS

Analogamente alla feature precedente, la relazione distribuzione-livello di usura non è univoca. Si osserva comunque una tendenza a spostarsi verso maggiori valori di forza.

Corrente di riferimento massima

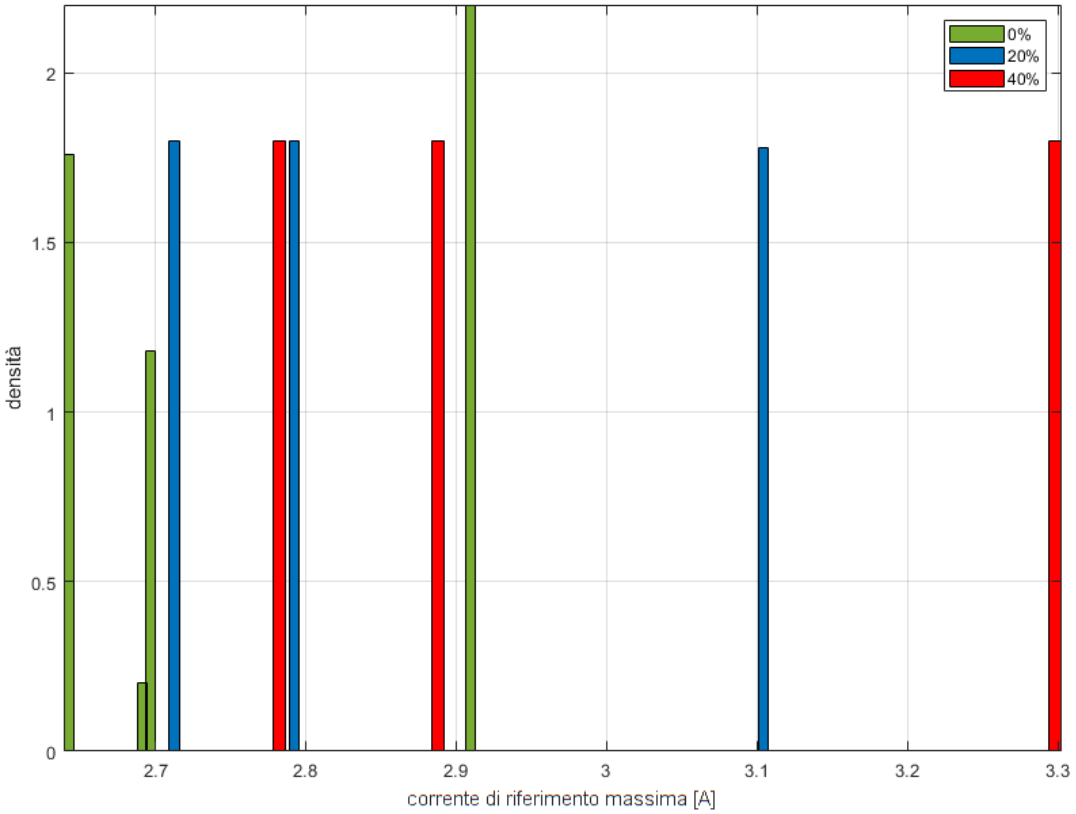

Figura 4.14 - istogramma corrente di riferimento massima

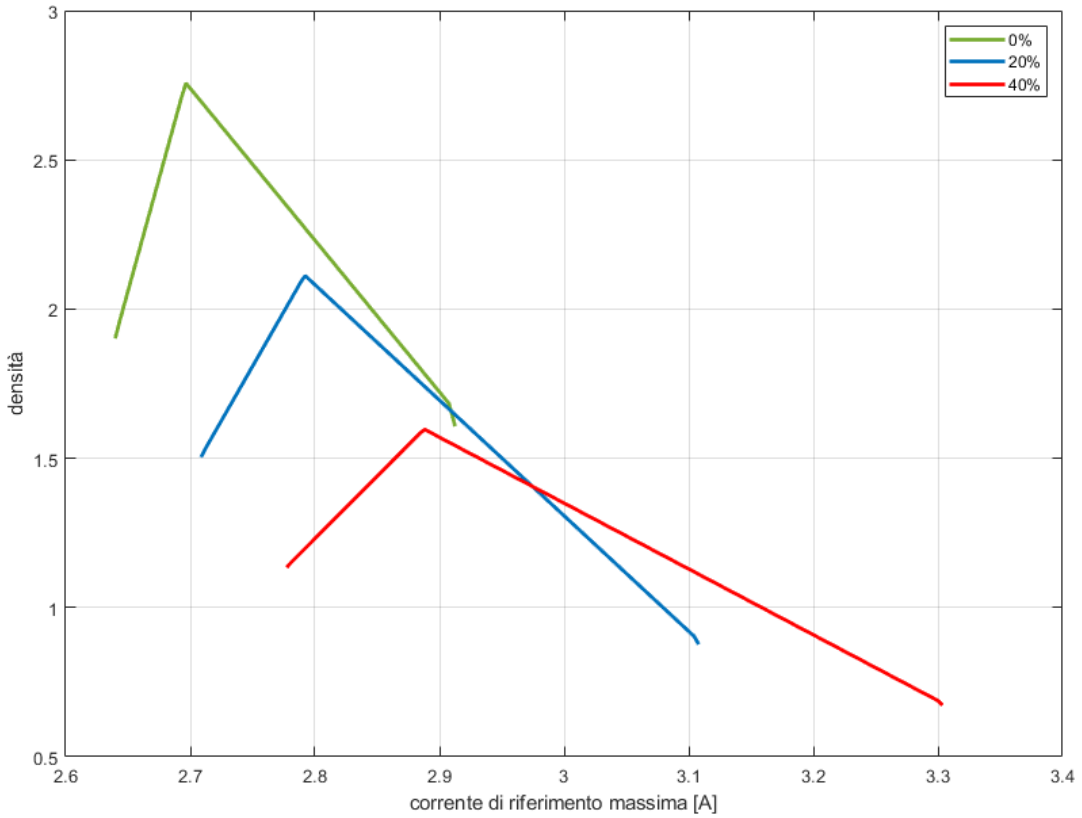

Figura 4.15 - pdf corrente di riferimento massima

Tale feature presenta leggere sovrapposizioni anche se è distinguibile una tendenza a scalare verso valori maggiori.

In tutti i casi, all'aumentare dell'usura, le distribuzioni osservate si spostano verso valori in modulo maggiori, per cui ciò suggerisce una forte correlazione con l'avanzamento dell'usura. È necessario attendere i risultati di uno studio più approfondito per confermare o meno tale considerazione.

4.3 Valutazione

Dagli istogrammi presentati nel paragrafo precedente si nota che alcune feature funzionano meglio di altre nel definire chiaramente il guasto in esame. Quanto visto finora non è però sufficiente a valutare la bontà delle suddette feature, per cui si procede con la valutazione della correlazione con l'usura e della sensibilità a fattori esterni.

4.3.1 Correlazione

La correlazione tra singola feature e avanzamento dell'usura è valutata sia graficamente sia analiticamente per mezzo del coefficiente di correlazione di Pearson.

Metodo grafico

Si mettono in relazione i valori medi delle *pdf* con l'avanzamento dell'usura e si confronta l'andamento di tali dati con una retta interpolante secondo il metodo dei minimi quadrati. Quanto più i valori medi rappresentati dai cerchietti sono vicini alla retta tratteggiata, tanto più la correlazione è lineare.

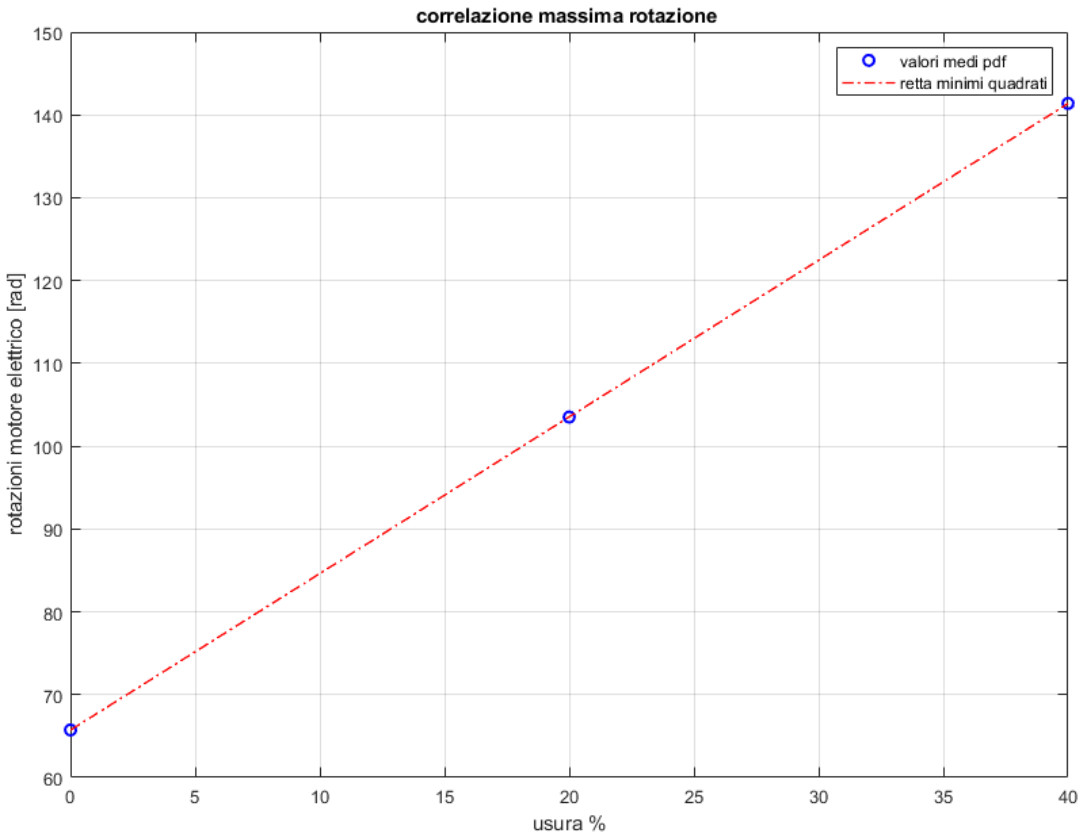

Figura 4.16 - correlazione massima rotazione motore elettrico

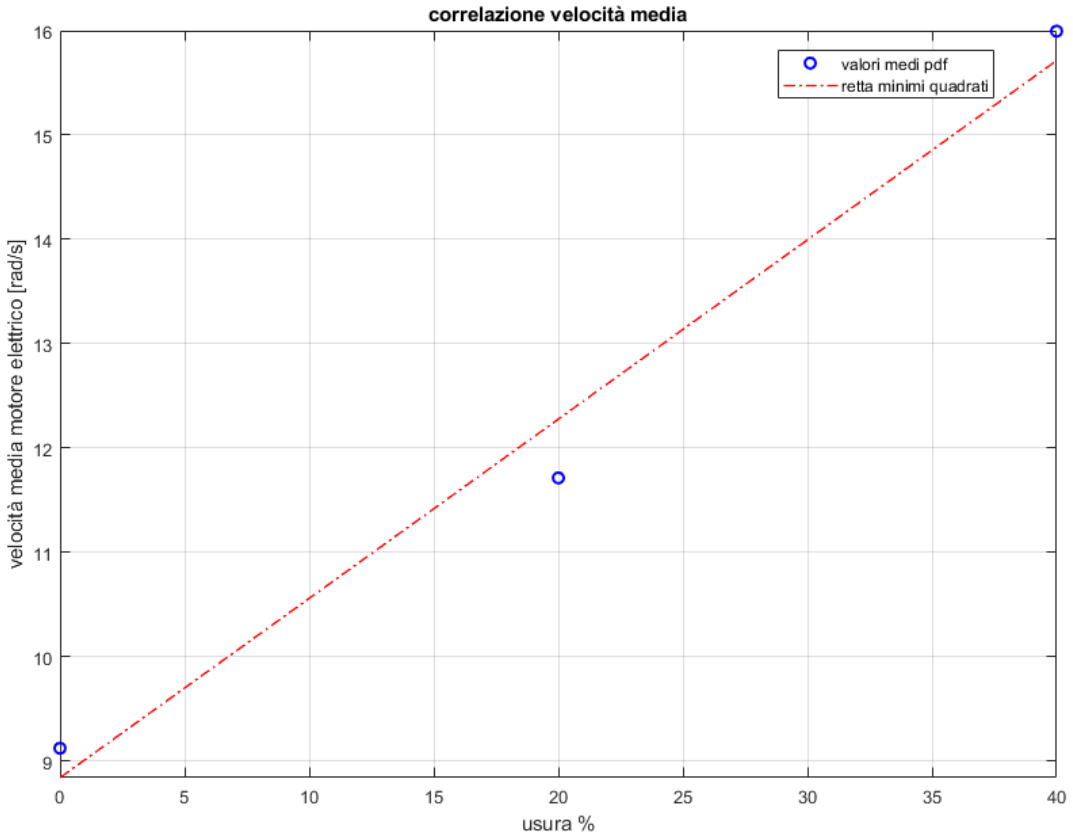

Figura 4.17 - correlazione velocità media motore elettrico

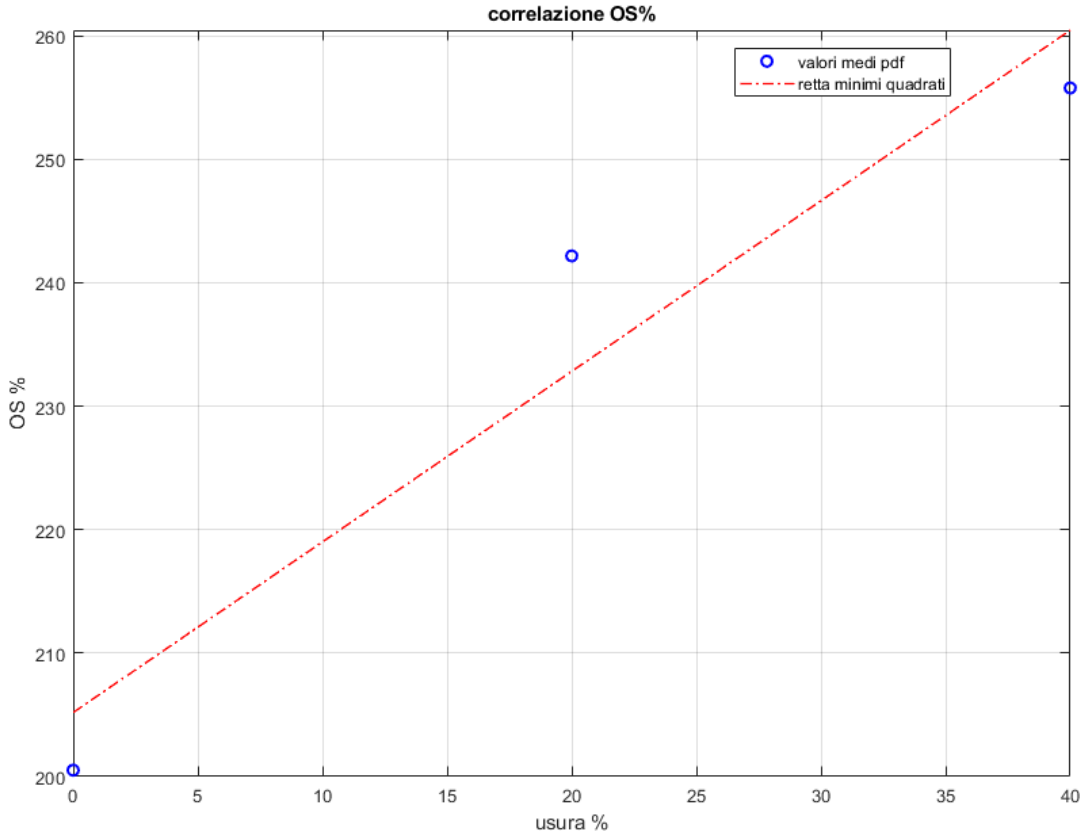

Figura 4.18 - correlazione OS%

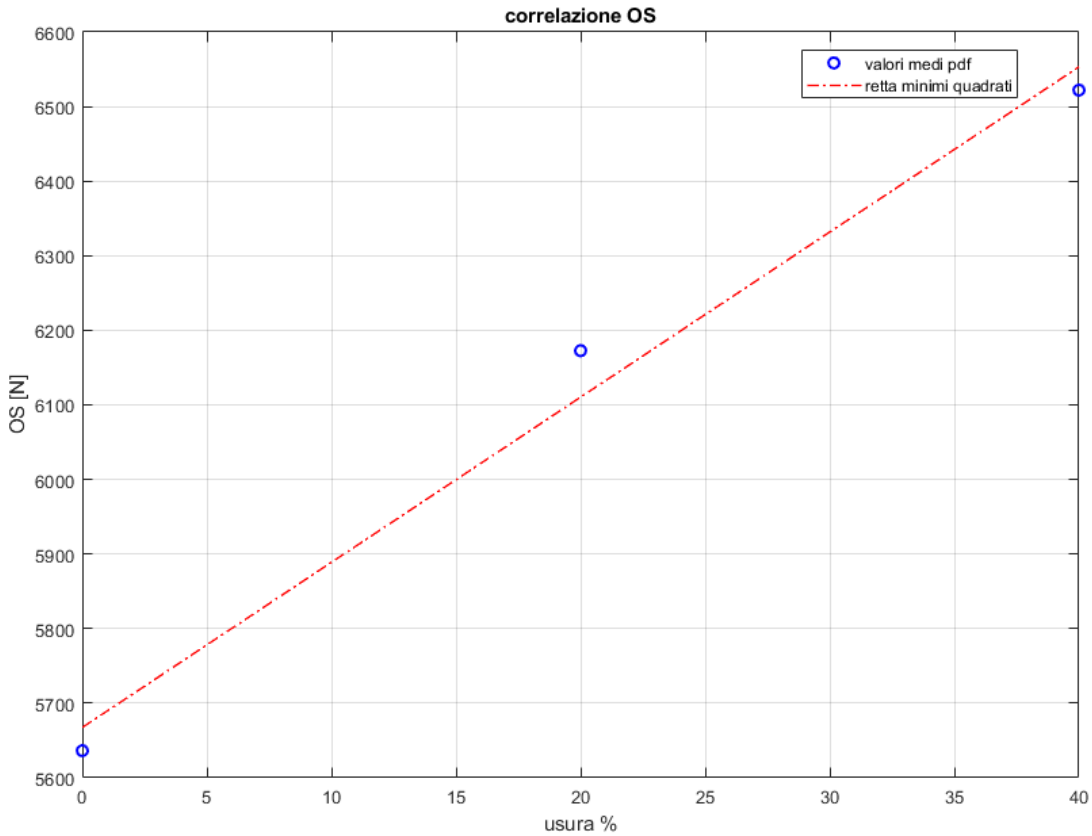

Figura 4.19 - correlazione OS

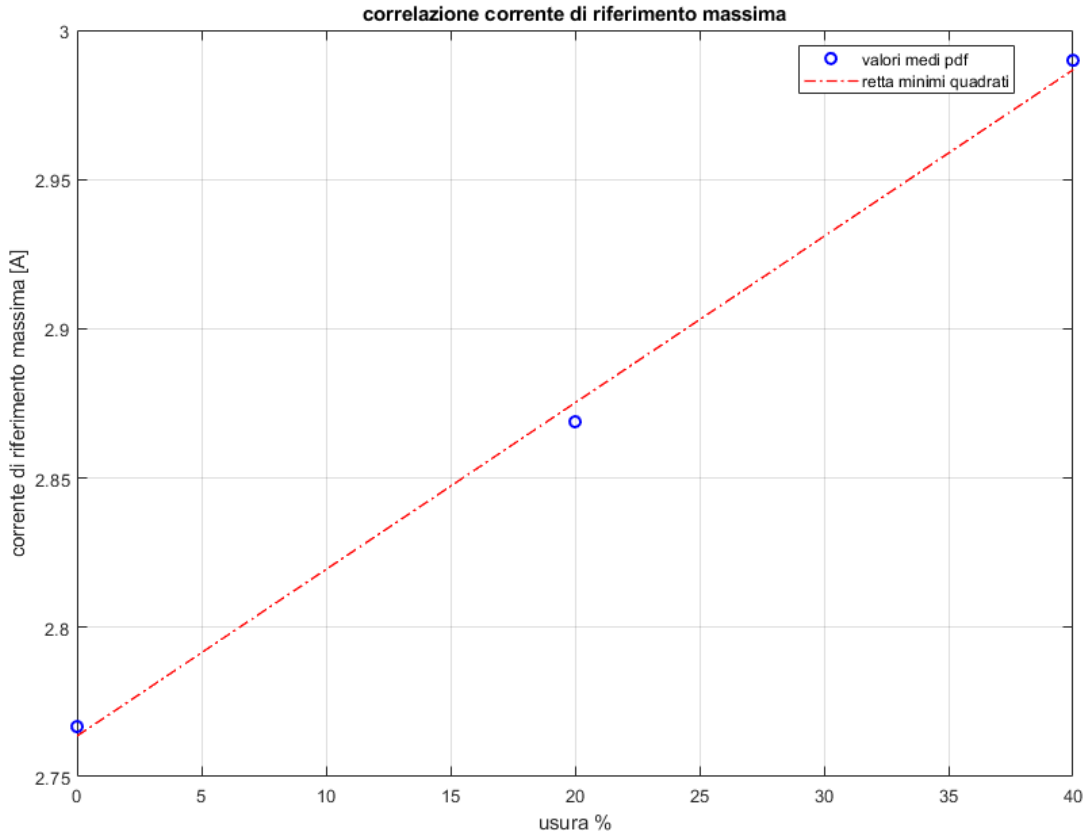

Figura 4.20 - correlazione massima corrente di riferimento

Le figure mostrate confermano la forte correlazione suggerita a seguito della valutazione degli istogrammi. Con il metodo analitico che segue si avrà una stima di tale correlazione.

Metodo analitico

Il metodo analitico consiste nella valutazione del coefficiente di correlazione di Pearson. Tale coefficiente misura la dipendenza lineare tra due variabili *x* e *y* ed è definito come il rapporto tra la covarianza delle due variabili e il prodotto delle loro deviazioni standard [20].

$$r_{xy} = \frac{\sum(x_i - \bar{x})\sum(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum(x_i - \bar{x})^2}\sqrt{\sum(y_i - \bar{y})^2}} \tag{4.1}$$

Il coefficiente r_{xy} varia tra -1 e 1. Si possono verificare i seguenti casi:

- Se r_{xy} è positivo, le due variabili sono direttamente correlate;
- Se r_{xy} è negativo, le due variabili sono inversamente correlate;
- Se $r_{xy} = 0$, le due variabili si dicono non correlate;
- Quanto più $|r_{xy}|$ è vicino a 1, tanto più la relazione è lineare.

Il coefficiente di Pearson è indipendente dalle unità di misura; esso misura quanto simili sono i cambiamenti nei livelli di espressione dei due profili [20].

In tabella sono mostrati i valori del coefficiente di Pearson per le feature selezionate.

Feature	*Coefficiente di correlazione di Pearson*
Massima rotazione motore elettrico	1
Velocità media motore elettrico	0.9696
Overshoot % forza attuatore	0.9596
Overshoot forza attuatore	0.9927
Massima corrente di riferimento	0.9988

Tabella 4.2 - coefficiente di correlazione di Pearson per le feature selezionate

In generale, tutte le feature presentano un'ottima correlazione lineare con l'usura, a conferma di quanto ipotizzato a seguito della valutazione degli istogrammi e della correlazione tramite metodo grafico.

4.3.2 Signal to Noise Ratio

Una buona feature è tale da non risentire, o risentire in modo limitato, di fattori che non siano legati all'avanzamento del guasto. Tali fattori possono essere la temperatura esterna, la pressione degli pneumatici, la massa del velivolo oppure lievi oscillazioni e dispersioni nei valori dei parametri che caratterizzano il modello.
Per valutare la sensibilità ai fattori esterni si calcola il SNR (*Signal to Noise Ratio*) [21]:

$$SNR = 10\ log_{10}\left(\frac{\mu^2}{\sigma^2}\right) \tag{4. 2}$$

Dove μ^2 è il quadrato della media del segnale e σ^2 è la sua varianza, ovvero il quadrato della deviazione standard.
In tabella sono mostrati i risultati per le feature selezionate.

Feature	*SNR usura 20%*	*SNR usura 40%*
Massima rotazione motore elettrico	53.71	54.99
Velocità media motore elettrico	6.27	6.51
Overshoot % forza attuatore	6.88	6.96
Overshoot forza attuatore	21.99	22.76
Massima corrente di riferimento	24.5	22.44

Tabella 4.3 – SNR per le feature selezionate

Maggiore è il valore del SNR, minore è la dipendenza del segnale dai fattori esterni, in quanto il peso della varianza, alta se il segnale è influenzato dalle oscillazioni dei fattori esterni, è minore.
I risultati sono coerenti con le distribuzioni mostrate nel paragrafo 4.3.1: la prima feature, ovvero la massima rotazione del motore, è quella con la minore dispersione e infatti ha il valore più alto di SNR. Le feature con un SNR basso presentano distribuzioni con elevata dispersione.

Con il processo di *feature selection* termina la fase offline, ovvero la parte preliminare nello sviluppo di una logica PHM. Le parti successive, che rientrano nella cosiddetta fase online e di cui si offre una breve descrizione, non sono oggetto di tale elaborato.
Nel primo processo della fase online, che prende il nome di *fault detection*, si determina la capacità delle feature di identificare prontamente l'insorgenza del guasto; una buona feature, infatti, deve essere in grado di individuare il guasto nei primi stadi di evoluzione, in modo da poterne monitorare l'avanzamento e poter programmare la manutenzione.
In questa fase si confrontano per ogni feature le distribuzioni di baseline e le distribuzioni assunte dalle stesse feature al momento della valutazione. Quando le due distribuzioni differiscono di una misura prefissata, viene segnalata una deviazione dalle condizioni nominali e quindi la presenza di una degradazione.
Terminata l'attività di diagnostica si prosegue con quella di prognostica: partendo dalle feature ritenute maggiormente performanti nel definire il *time at detection* (istante espresso in cicli di lavoro in cui si attesta la presenza di un guasto), si valuta la *Remaing Useful Life*.

5. Conclusioni

Oggigiorno, in ambito aeronautico, i sistemi frenanti sono per la maggior parte costituiti da freni ad attuazione idraulica. L'attuazione elettrica, invece, è una tecnologia tutt'altro che affermata e le applicazioni si limitano ai velivoli di piccola taglia. A tal riguardo, la letteratura è ancora povera di studi riferiti a freni aeronautici ad attuazione elettrica.
Negli ultimi anni, però, il crescente interesse verso l'elettrificazione di tecnologie ormai radicate sta spingendo il settore aeronautico, insieme a quello automotive, ad investigare i freni elettro-meccanici.
L'installazione di un impianto frenante elettrico comporta benefici sia a confronto con la controparte idraulica sia grazie alla natura stessa del sistema.
Innanzitutto, non impiegando fluidi quale l'olio, non vi sono problemi relativi alla gestione del circuito idraulico (pompe, serbatoi, perdite) e in generale gli ingombri sono ridotti.
L'elettrificazione inoltre apre la strada a nuove soluzioni tecnologiche da affiancare al sistema frenante, quali sistemi di diagnostica e prognostica che ne aumentano prestazioni e affidabilità, due aspetti fondamentali per i quali la controporta idraulica è così affermata.
A seguito di quanto scritto assume rilevanza il lavoro oggetto di questo elaborato: si presenta il modello di un impianto frenante con freno elettro-meccanico in grado di frenare un velivolo di massa intorno a 6000 kg lanciato a circa 220 km/h, al variare delle condizioni della pista, del tipo di pneumatico montato e della zona climatica di atterraggio.
Nel modello sono stati inseriti l'anti-skid breaking system, la dinamica del velivolo e del contatto ruota-terreno e la modellizzazione di un freno multidisco azionato da attuatori elettro-meccanici. Nello specifico sono stati introdotti i modelli di usura del freno come anche i modelli termici relativi alle temperature delle pastiglie del freno e degli avvolgimenti dei motori elettrici, quest'ultimi modellizzati come motori in corrente continua senza spazzole, collegati a un riduttore e a un meccanismo vite-madrevite che trasforma il moto rotativo del motore in moto traslatorio dei pad del freno.
I segnali acquisiti dalle simulazioni hanno poi permesso lo sviluppo della fase offline di una futura architettura CBM\PHM, ovvero una logica di prognostica e gestione della salute finalizzata al controllo in tempo reale dell'usura del materiale frenante.
Analizzando infatti i segnali provenienti dai motori elettrici e quelli rilevati dalla cella di carico e relativi alla forza esercitata dagli attuatori, sono state individuate delle quantità dette feature che si potessero correlare con l'avanzamento del guasto e permettessero di monitorarne l'evoluzione per poi poter programmare un intervento di manutenzione.
A valle dello studio, i possibili sviluppi futuri possono riguardare:

- Implementazione di nuove modalità di guasto. Ciò implica lo studio della fase di *fault isolation*, non presente in questo elaborato poiché si indaga un unico tipo di degradazione. Tale fase consente di individuare quale guasto, tra quelli che possono colpire il sistema, è responsabile della singola degradazione riscontrata nella valutazione delle feature.
- Implementazione della fase online della logica CBM/PHM con riferimento al processo di *fault detection* e all'attività di prognostica per la stima della RUL.

Bibliografia

[1] Adrian Mouritz, *Introduction to Aerospace Materials-Materials and material requirements for aerospace structures and engines*. Elsevier, 2019. doi: 10.1016/B978-0-08-102426-3.00011-4.

[2] T. Astoul, «Towards improved lattice Boltzmann aeroacoustic simulations with non-uniform grids: application to landing gears noise prediction», 2021.

[3] GlobalSpec, «How do aircraft brakes work? », 2021. https://insights.globalspec.com/article/12903/how-do-aircraft-brakes-work

[4] Andrew Wood, «Aircraft braking systems», 2002. [Online]. Disponibile su: https://aerotoolbox.com/brake-system/#types-of-brakes

[5] B. W. George Vachtsevanos, Frank L. Lewis, Michael Roemer, Andrew Hess, *Intelligent Fault Diagnosis and Prognosis for*.

[6] S. Jie (Peter) Liu, Ph.D., P. Eng., FIET, «What is PHM?»

[7] A. Bousdekis, D. Apostolou, e G. Mentzas, «Predictive Maintenance in the 4th Industrial Revolution: Benefits, Business Opportunities, and Managerial Implications», *IEEE Engineering Management Review*, vol. 48, n. 1, pagg. 57–62, 2020, doi: 10.1109/EMR.2019.2958037.

[8] «A.De Martin,G.Jacazio,V.Parisi,M.Sorli-Prognosis of wear progression in electrical brakes for aeronautical applications».

[9] M. D. L. Dalla Vedova, N. Lampariello, e P. Maggiore, «New prognostic neural method by discrete wavelet transforms for electromechanical flight controls affected by progressive faults», *MATEC Web of Conferences*, vol. 233, n. November 2018, doi: 10.1051/matecconf/201823300017.

[10] & S. M. (2021) Bertolino A.C., De Martin A., Nesci A., *Meccatronica - Analisi, progettazione e modellazione di servosistemi*. Clut, Torino.

[11] S. N. Bolzern P., Scattolini R., *Fondamenti di Controlli Automatici Principi di Controlli Automatici*.

[12] J. W. Choi e S. C. Lee, «Antiwindup strategy for PI-type speed controller», *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 56, n. 6, pagg. 2039–2046, 2009, doi: 10.1109/TIE.2009.2016514.

[13] SPS Germany, «Viti a ricircolo di sfere e accessori», [Online]. Disponibile su: https://www.viti-a-ricircolo.it/le-viti/vite-a-ricircolo-di-sfere/

[14] Z. Olesiak, Y. Pyryev, e A. Yevtushenko, «Determination of temperature and wear during braking», 1997.

[15] A. A. Yevtushenko, P. Grzes, e A. Adamowicz, «The temperature mode of the carbon-carbon multi-disc brake in the view of the interrelations of its operating characteristics», *Materials*, vol. 13, n. 8, pagg. 1–16, 2020, doi: 10.3390/MA13081878.

[16] A. A. Yevtushenko e P. Grzes, «Axisymmetric FEA of temperature in a pad/disc brake system at temperature-dependent coefficients of friction and wear», *International*

Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 39, n. 8, pagg. 1045–1053, 2012, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.07.025.

[17] Y. Qiu, X. Liang, e Z. Dai, «Backstepping dynamic surface control for an anti-skid braking system», 2015, doi: 10.1016/j.conengprac.2015.05.013.

[18] M. Asselin, «An Introduction to Aircraft Performance», *An Introduction to Aircraft Performance*, 1997. https://aerotoolbox.com/wheels-tires/

[19] Weather Spark, «The Weather Year Round Anywhere on Earth», *Weather Spark*, 2021. https://weatherspark.com/

[20] H. Zhou, Z. Deng, Y. Xia, M. Fu, e S. Hoi, «A new sampling method in particle filter based on Pearson correlation coefficient», 2016, doi: 10.1016/j.neucom.2016.07.036.

[21] H. J. (2008) Shin Kihong, *Fundamentals of Signal Processing for Sound and Vibration Engineers.* 1996. doi: 10.2514/5.9781600866388.0245.0327.