

Alma Mater Studiorum – Università di Bologna

DOTTORATO DI RICERCA IN

Meccanica e Scienze Avanzate dell'Ingegneria

Ciclo 30°

Settore Concorsuale: 09/C1

Settore Scientifico Disciplinare: ING-IND/08

Sviluppo di Modelli Zero-Dimensionali per la Simulazione di Componenti di Motori
e Veicoli su Piattaforme HiL

Presentata da: Lorenzo Zoffoli

Coordinatore Dottorato

Marco Carricato

Supervisore

Enrico Corti

Esame finale anno 2018

*Alla mia famiglia,
a chi ha sempre creduto in me.*

Grazie.

Abstract

Negli ultimi anni si è assistito ad un notevole aumento della complessità dei motori a combustione interna a causa dell'incremento di severità sulle leggi antiinquinamento. Di conseguenza, per riuscire a gestire l'aumento di complessità e l'impiego di nuovi hardware, anche le centraline controllo motore e i relativi software implementati sono stati soggetti ad un forte sviluppo. Nel mondo automotive si sono diffusi, perciò, sistemi innovativi per la gestione del software di controllo del motore, chiamati software-in-the-loop -SIL- e hardware-in-the-loop -HIL. Il cuore di questi sistemi sono modelli di simulazione numerica del veicolo e dei relativi componenti che permettono di testare le funzioni della centralina simulando il comportamento del sistema controllato. Il lavoro svolto si basa sulla creazione di modelli di simulazione per applicazione su sistemi HIL, partendo da studi bibliografici, con particolare attenzione al mondo racing e motorsport. La particolarità di sistemi come quello citato è la necessità di essere risolti in tempo reale: a questo scopo si è deciso di utilizzare un approccio di tipo zero-dimensionale con modellazione a parametri concentrati. Il punto di partenza è un modello di autoveicolo 4WD, sviluppato durante la tesi magistrale, che è stato completato simulando il layout di scarico per poi adattarlo al mondo motorsport. Dapprima si è convertito il precedente modello di veicolo in uno in grado di simulare il comportamento di un motociclo, per poi proseguire con il processo di modellazione su aree e componenti specifici. Come primo componente si è considerata la modellazione di un materiale elastomerico, ampiamente utilizzato in ambito automotive, con particolare attenzione allo sviluppo di una procedura automatica per la calibrazione del modello. Sempre in ambito motorsport ci si è concentrati, successivamente, sulla creazione di un modello di detonazione da applicare in sistemi HIL nei quali è installata una ECU con controllo della combustione in closed-loop. Infine, si è simulato il circuito di raffreddamento di un motociclo in modo da completare il modello del veicolo sopra sviluppato e testare tutte le strategie ECU legate alla termica del motore a combustione interna. Tutti i modelli sviluppati durante l'attività di dottorato sono stati calibrati con il supporto di dati di targa e con prove sperimentali, mentre la validazione per la capacità di predizione è stata svolta comparando i risultati delle simulazioni con misure sperimentali.

Indice

Lista Figure	9
1. Introduzione	13
1.1 Definizione sistemi SiL - HiL.....	15
1.2 Caratteristiche sistemi SiL - HiL.....	18
2. Generalità Sistema HiL	21
3. Simulazione Scarico	25
3.1 Risultati della Simulazione e Conclusioni	33
4. Modello Driveline-Veicolo Motociclo	35
4.1 Driveline Motociclo.....	36
4.2 Dinamica Veicolo Motociclo.....	38
4.3 Risultati Simulazione e Conclusioni.....	43
5. Modello di Elastomero per Driveline di Motociclo	49
5.1 Attrezzatura Sperimentale	51
5.2 Comportamento Elastomero	53
5.3 Modello di Elastomero	57
5.4 Auto-Identificazione Parametri Modello di Elastomero.....	63
5.5 Applicazione del Modello ad un Secondo Elastomero	66
6. Modello Knock	71
6.1 Dati Sperimentali.....	73
6.2 Modello di Combustione.....	75

6.3 Modello Fasatura Combustione.....	85
6.4 Applicazione Modello Detonazione a Procedura di Calibrazione	91
6.5 Conclusioni.....	102
7. Simulazione Dinamica Termica.....	105
7.1 Layout Circuito di Raffreddamento	106
7.2 Modello Circuito di Raffreddamento.....	108
7.3 Risultati e Conclusioni.....	118
8. Conclusioni	123
Bibliografia.....	125

Lista Figure

Figura 1: grafico sviluppo generico sistema di controllo.....	13
Figura 2: schema sviluppo software ECU ISO-26262	14
Figura 3: schema sistema HiL.....	15
Figura 4: schema sistema SiL.....	16
Figura 5: blocco a schemi sistema HiL.....	21
Figura 6: esempio I/O fondamentale HiL.....	22
Figura 7: layout impianto scarico	25
Figura 8: efficienza ossidazione HC con sistema SAI	26
Figura 9: layout scarico tripletta cilindri.....	26
Figura 10: mappa caratteristica compressore SAI.....	27
Figura 11: risposta a gradino funzione di trasferimento primo ordine	28
Figura 12: mappa caratteristica compressore SAI estrapolata	29
Figura 13: schema Simulink per la determinazione della pressione scarico	30
Figura 14: mappatura temperature scarico.....	31
Figura 15: schema risposta funzione di trasferimento	32
Figura 16: esempio simulazione attivazione aria secondaria.....	33
Figura 17: mappa caratteristica compressore e luogo di punti sperimentali.....	34
Figura 18: schema driveline motociclo	36
Figura 19: equilibrio dinamico ruota.....	38
Figura 20: equilibrio dinamico motoveicolo	39
Figura 21: Magic Formula Pacejka	41
Figura 22: coppia motrice e coppia frenante simulazione motoveicolo	43
Figura 23: output simulazione vs telemetria regime motore e velocità veicolo	43
Figura 24: stima carichi verticali sugli pneumatici.....	44
Figura 25: stima corsa effettuata dai sistemi di sospensione, variazione baricentro e angolo di beccheggio	45
Figura 26: andamento raggio di rotolamento pneumatici	45
Figura 27: forze resistenti pneumatici da modello di Pacejka.....	46
Figura 28: slittamento stimato pneumatici.....	46
Figura 29: schema generico elastomero.....	49
Figura 30: schema attrezzatura sperimentale.....	51
Figura 31: tre test a diversa frequenza di eccitazione.....	52
Figura 32: test al variare di corsa e ampiezza a pari frequenza di eccitazione.....	53
Figura 33: stress-deformazione ciclo di carico.....	54
Figura 34: schema generico ciclo di isteresi elastomero	54
Figura 35: esempio effetto Mullins	55
Figura 36: effetto Mullins al variare dell'ampiezza di sollecitazione	55

Figura 37: schema modello Maxwell.....	57
Figura 38: gradino di carico e risposta deformazione.....	57
Figura 39: risposta a fronte di un gradino di spostamento e risultato simulazione comparato a dati sperimentali modello Maxwell.....	58
Figura 40: schema modello Kelvin-Voigt.....	58
Figura 41: risultato simulazione comparato a dati sperimentali modello Kelvin-Voigt.....	59
Figura 42: modello Maxwell + modello Kelvin-Voigt in parallelo.....	59
Figura 43: risultato simulazione Maxwell + Kelvin-Voigt.....	60
Figura 44: risultato simulazione Maxwell + Kelvin-Voigt con effetto Mullins.....	60
Figura 45: risultato simulazione Maxwell + Kelvin-Voigt con effetto Mullins.....	61
Figura 46: risultato simulazione Maxwell + Kelvin-Voigt con effetto Mullins e parametri variabili.....	62
Figura 47: modello Simulink elastomero.....	63
Figura 48: RMSE normalizzato rispetto al massimo RMSE delle prove e RMSE normalizzato rispetto al massimo valore di coppia.....	64
Figura 49: simulazioni vs dati sperimentali al variare della frequenza di eccitazione.....	65
Figura 50: simulazioni vs dati sperimentali al variare del precarico attuatore.....	65
Figura 51: esempio test sperimentali disponibili.....	66
Figura 52: risultati simulazione vs test sperimentale random modello 20 parametri.....	67
Figura 53: modello nuovo elastomero.....	67
Figura 54: risultati simulazione vs test sperimentale random modello 6 parametri.....	68
Figura 55: rigidezza e smorzamento equivalenti al variare della frequenza di eccitazione.....	69
Figura 56: schema modello combustione knock.....	72
Figura 57: esempio dati sperimentali a 9500rpm.....	74
Figura 58: velocità laminare del fronte di fiamma al variare del rapporto di equivalenza.....	76
Figura 59: percentuale massa bruciata secondo modello di Wiebe al variare dell'angolo.....	77
Figura 60: confronto valori MAPO sperimentali e simulati.....	81
Figura 61: distribuzione temperatura inizio compressione.....	82
Figura 62: confronto valori MAPO sperimentali e simulati con temperatura random 9500rpm.....	82
Figura 63: confronto valori MAPO sperimentali e simulati con temperatura random 7000rpm.....	84
Figura 64: dispersione valori di MFB10 e MFB50 a 9500rpm.....	85
Figura 65: correlazione SA-MFB10 a 9500rpm.....	86
Figura 66: correlazione SA-MFB50 a 9500rpm.....	86
Figura 67: correlazione SA-MFB90 a 9500rpm.....	87
Figura 68: durata di combustione con prova a 9500rpm.....	88
Figura 69: confronto valori MAPO sperimentali e simulati con correlazioni MFB10/90.....	89
Figura 70: confronto valori MAPO sperimentali e simulati con correlazioni MFB50/90 ed ipotesi semplificativa durata combustione.....	89
Figura 71: MAPO statistico 12 cilindri.....	91
Figura 72: MAPO simulato al variare di MFB10 e temperatura.....	92
Figura 73: distribuzioni cumulate di MAPO sperimentale e simulato.....	93

Figura 74: distribuzione MAPO simulati e MAPO maggiori del 99-esimo percentile	94
Figura 75: intensità di MAPO al variare della probabilità cumulativa di fasatura di combustione e temperatura inizio carica.....	94
Figura 76: andamento MFB10 confronto a MFB50	95
Figura 77: stima MAPO99 con un solo ciclo di simulazione	96
Figura 78: stima MAPO99 con un solo ciclo di simulazione	97
Figura 79: schema determinazione MAPO99 online.....	97
Figura 80: previsione KLSA test 7000rpm	99
Figura 81: previsione KLSA test 8000rpm	100
Figura 82: previsione KLSA test 9500rpm	100
Figura 83: layout circuito raffreddamento	106
Figura 84: diagramma funzionamento pompa centrifuga.....	108
Figura 85: diagramma funzionamento pompa centrifuga con caratteristica di impianto	109
Figura 86: diagramma funzionamento pompa centrifuga motociclo	110
Figura 87: analogia elettrica circuito raffreddamento	111
Figura 88: mappa rendimento pompa centrifuga	112
Figura 89: risultato identificazione sperimentale NTU radiatore.....	116
Figura 90: efficienza radiatore.....	117
Figura 91: confronto simulazione e dati sperimentali in un minimo motore.....	118
Figura 92: portata aria al radiatore e apertura valvola termostatica.....	119
Figura 93: input replay giro tracciato Misano	119
Figura 94: confronto temperatura uscita motore simulata e sperimentale	120
Figura 95: grandezze simulate nel replay tracciato Misano	120
Figura 96: potenze termiche scambiate replay tracciato	121

1. Introduzione

La diffusione, a livello mondiale, di veicoli con motore a combustione interna -ICE- impone alle case costruttrici un continuo studio e sviluppo dei propri prodotti, con una dedicata ricerca di innovazione tecnologica in modo da essere competitivi sul mercato. Oltre all'innovazione tecnologica, dovuta alla concorrenza, si aggiunge, in questo specifico mercato, l'obbligo di rispettare i limiti sulle emissioni imposti dalle leggi antinquinamento. Per poter soddisfare le norme, sempre più stringenti, col passare degli anni, è stato necessario un veloce sviluppo del sistema con introduzione di nuove metodologie di studio/progettazione/testing di un generico prodotto in ambito automotive.

È sempre più importante, per questo motivo, lo studio e l'ottimizzazione delle centraline di controllo motore (ECU – Engine Control Unit) e del testing/verifica di tutto quel che concerne l'elettrificazione del veicolo. È nato un nuovo processo di sviluppo diviso in tre macro-sezioni, a partire da un sistema semplice ed economico fino ad uno più complesso, ma vicino alla finalizzazione del prodotto:

1. Sistema Software-in-the-Loop (SiL)
2. Sistema Hardware-in-the-Loop (HiL)
3. Test benching

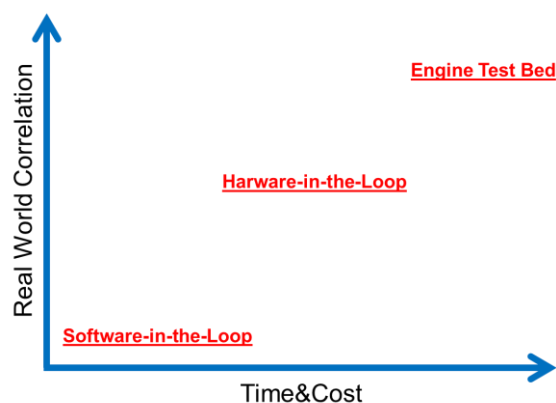


Figura 1: grafico sviluppo generico sistema di controllo

La tesi proposta si concentra sullo sviluppo di sistemi HiL, diventati uno standard nel processo di realizzazione, testing e validazione di un software ECU a tal punto da essere citati nella normativa ISO 26262 (“Road vehicles – Functional Safety”) a partire dal 2011.

Questa normativa si applica a tutti gli sviluppatori di prodotti automotive per trasporto passeggeri e schedula tutte le fasi principali per lo sviluppo di un software ECU in ambito automotive, e lo schema è riassumibile da un diagramma a “V”:

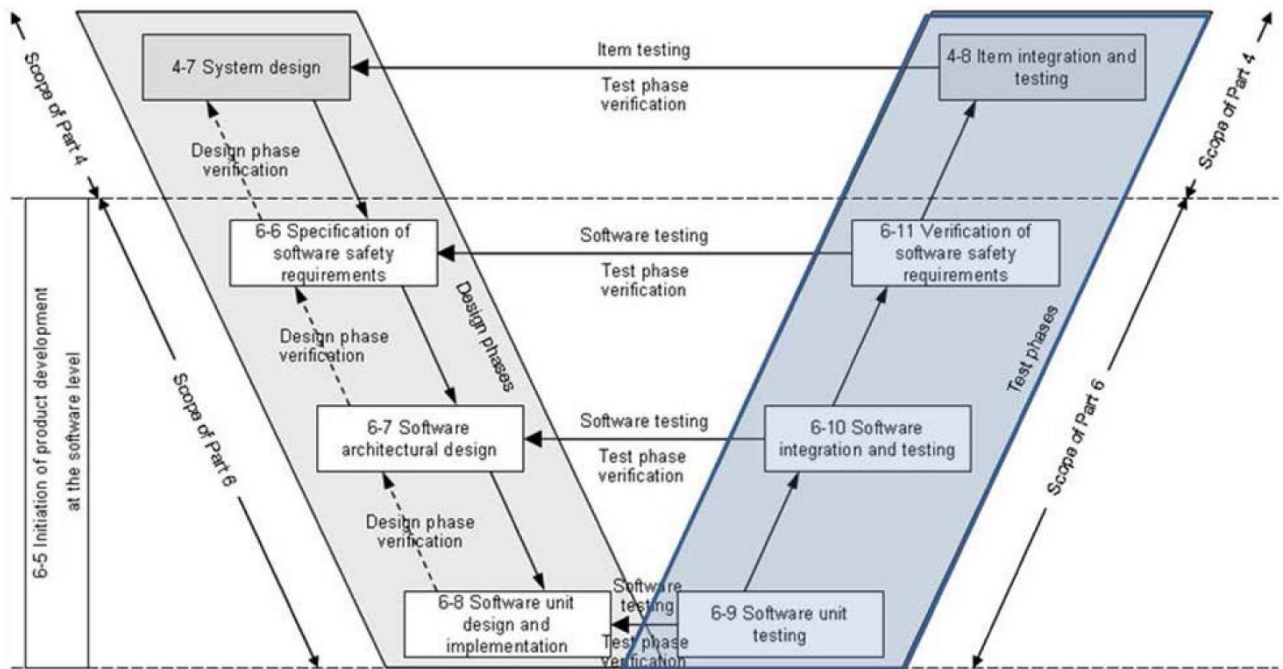


Figura 2: schema sviluppo software ECU ISO-26262

I sistemi HiL vengono esplicitamente citati nelle fasi 6.9, 6.10, 6.11 e 4.8 come sistemi atti allo sviluppo e verifica di un software di controllo motore ECU [10].

L'utilizzo di HiL è sempre più diffuso e cercato in ambito automotive e lo sviluppo sia HW sia SW atto all'ingegnerizzazione di questo sistema è in crescita.

La seguente tesi di dottorato si inserisce, appunto, nello sviluppo dei sistemi SiL/HiL sopra citati, che prevedono la generazione di modelli di simulazione numerici atti ad interagire con hardware reali.

1.1 Definizione sistemi SiL - HiL

Un generico sistema SiL può essere definito come una struttura costituita da un modello di simulazione numerica motore-veicolo e un modello del sistema di controllo. È possibile, quindi, studiare/sviluppare/testare strategie di controllo in ambiente di simulazione prima di implementare il sistema in un hardware di controllo. Questa prima parte permette un macro studio e una prima definizione del sistema di controllo.

Terminata questa fase di sviluppo, segue l'implementazione del sistema HiL. Questo può essere definito come un ambiente nel quale testare e sviluppare un generico embedded system in termini di interazione tra hardware di controllo e motore virtuale, che nel settore automotive si declina in:

- Testing/sviluppo di sistemi di controllo ECU (Engine-Control-Unit)
- Validazione software ECU
- Testing di componenti elettronici

Un sistema HiL in ambito automotive necessita di tre componenti fondamentali:

- Elaboratore R(eal)T(ime): macchina ad alte prestazioni in grado di imporre un determinismo fisso nel tempo di esecuzione dei calcoli, che interagisce con:
 - Modello Virtuale Motore + Veicolo/Banco Prova;
 - Moduli AI (Analog Input) - AO (Analog Output) - DIO (Digital Input/Output) - CAN-bus (Controller Area Network), per citare i più frequenti, connessi a componenti fisici (attuatori, sensori) facenti parte del sistema controllato;
- Engine Control Unit -ECU-: centralina di controllo motore con la quale interfacciarsi;
- Host PC: macchina con la quale si controlla e gestisce l'intero sistema;

Segue uno schema di un sistema HiL:

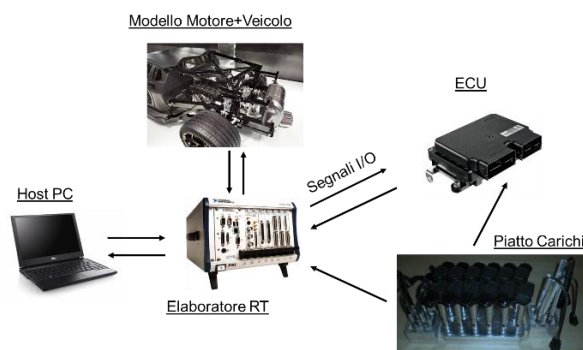


Figura 3: schema sistema HiL

Con riferimento alla Figura 3, nella quale è schematizzato un sistema HiL, si può definire uno schema analogo per un sistema SiL:

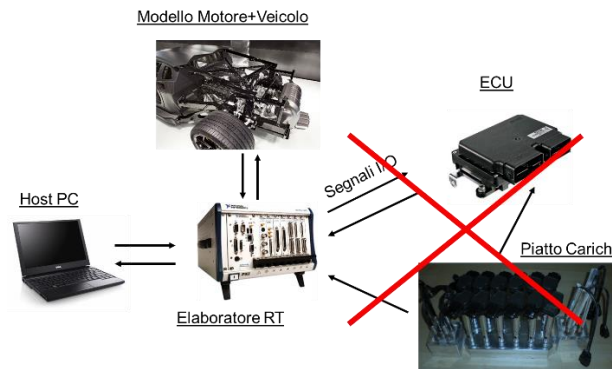


Figura 4: schema sistema SiL

I risultati ottenibili da tali sistemi, in termini di fedeltà nella rappresentazione della realtà, dipendono dalla qualità dei modelli con i quali sono realizzati. L'obiettivo del lavoro proposto è quello di continuare quanto iniziato durante la tesi magistrale fino alla definizione di una libreria di modelli per veicoli ad alte prestazioni, applicabili ad una struttura di simulazione modulare, che, qualora si renda necessario, consenta lo sviluppo e l'inserimento (o il disinserimento) dei componenti più appropriati per la rappresentazione del sistema fisico simulato.

Visto che le possibili applicazioni, specialmente in ambito motorsport, hanno requisiti diversi tra loro, a volte rapidamente mutabili durante il progetto di realizzazione dell'HiL, è importante poter contare su una piattaforma di simulazione sufficientemente flessibile e modulare, che consente di inserire o rimuovere parti caratteristiche di una o dell'altra applicazione, e, allo stesso tempo, di ri-utilizzare in ambiti diversi parti di software precedentemente sviluppate.

La base di partenza è dunque il modello di motore e veicolo sviluppato per il sistema HiL presente in Automobili Lamborghini S.p.A. In questa tesi si vuole proseguire lo sviluppo della piattaforma di simulazione, dapprima approfondendo il lavoro iniziato, aggiungendo modelli di simulazione di componenti non considerati in un primo momento. In secondo luogo si vuole applicare l'approccio sviluppato per l'applicazione Lamborghini ad un ambito completamente diverso: un'applicazione Engine-in-the-Loop, nella quale il modello veicolo serve a generare un carico resistente di un banco prova al quale è fisicamente collegato un motore a combustione interna. Successivamente, per rispondere a esigenze specifiche ampliando allo stesso tempo la libreria dei modelli disponibili nella piattaforma di

simulazione, ci si è concentrati sulle metodologie di simulazione del comportamento dinamico di componenti elastomerici, con lo scopo di raffinare modelli di simulazione driveline.

Con lo stesso obiettivo è stato sviluppato un modello di simulazione della detonazione, per applicazioni racing con controllo della combustione in closed-loop.

Infine, verrà presentato un modello per la simulazione di un circuito di raffreddamento motore applicato ad un motociclo.

1.2 Caratteristiche sistemi SiL - HiL

Questo nuovo sistema di sviluppo dei sistemi di controllo presenta i seguenti vantaggi:

- Risparmio nei costi nella prima fase di sviluppo;
- Risparmio di tempo su banchi prova per i motori;
- Riproducibilità dei test;
- Possibilità di effettuazione di non regression test;
- Sviluppo parallelo su parti meccaniche e dispositivi elettronici;
- Verifica delle procedure di diagnosi (On-Board-Diagnosis OBD);
- Realizzazione di calibrazioni base per centraline controllo motore;
- Validazione strategie di controllo.

A fronte di questi vantaggi, i limiti dei sistemi risiedono nell'interazione tra componenti hardware e modelli numerici.

È necessario, infatti, garantire che le simulazioni avvengano in real-time. In una simulazione di questo tipo, il tempo simulato t_s avanza esattamente come il Wallclock Time (tempo che impiega un generico sistema dall'inizio alla fine del compito che deve svolgere) t_w e vige la relazione

$$t_s = t_{start} + a(t_w - t_{w-start}) \quad (1.1)$$

Il tempo simulato è pari ad un tempo di inizio più un coefficiente di proporzionalità che moltiplica la differenza tra il wallclock time e un tempo di inizio.

La necessità di rispettare questa regola si riflette sulla complessità dei modelli integrabili in un generico sistema HiL, che comporta il bisogno di realizzare un modello che sia un compromesso tra:

- Modello semplice e tempo di simulazione basso
- Modello complesso e tempo di simulazione elevato

Naturalmente, il compromesso deve essere scelto in base al hardware a disposizione e in base alle prestazioni che esso riesce a garantire. In linea generale, però, per rispettare tale necessità si sceglie la modellazione di tipo zero-dimensionale: un modello nel quale l'insieme di sistemi e sottosistemi è caratterizzato da un'unica variabile indipendente, nel suddetto caso il tempo trascorso durante la simulazione. Spesso vengono trascurate, perciò, le dipendenze spaziali e questo rende la modellazione più semplice ma meno aderente alla realtà.

Sta diventando sempre più comune, specie per i modelli SiL (ad esempio, per scopo di pre-calibrazione), l'impiego di software di simulazione mono-dimensionale (ad es., impiego di GT

Power Suite), che comincia ad affacciarsi anche al mondo della simulazione R-T (HIL): ovviamente, il limite dell'approccio sta nella potenza di calcolo necessaria e nel difficile riutilizzo dei sistemi di simulazione sviluppati per applicazioni off-line, che, pur mantenendo la stessa piattaforma, per passare alla simulazione Real-Time devono essere notevolmente semplificati.

2. Generalità Sistema HiL

In questo capitolo verranno trattate, in maniera esemplificata e riassuntiva, tutte le generalità di un sistema Hardware-in-the-Loop [9] in modo da identificare il perimetro del lavoro svolto in questa tesi di dottorato. Nella precedente Figura 3 si è introdotto uno schema concettuale di quello che può essere definito sistema HiL, di seguito viene riportato uno schema a blocchi più specifico:

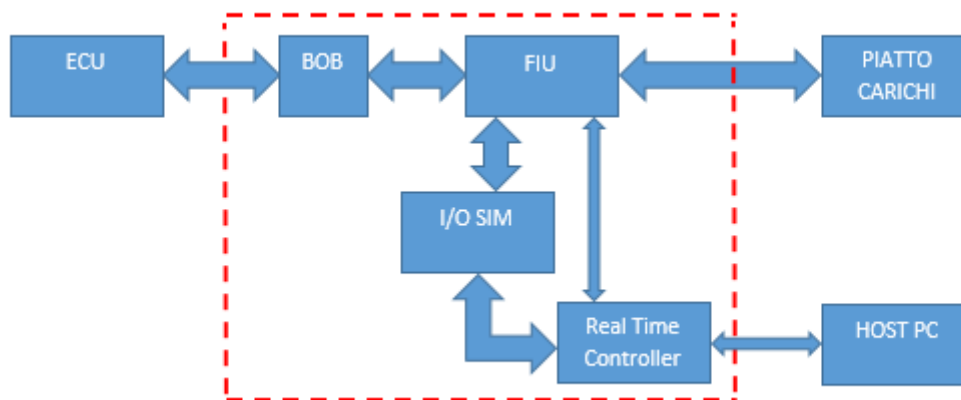


Figura 5: blocco a schemi sistema HiL

Il cuore di tutto il sistema è il controller Real-Time, cioè una macchina in grado di garantire una simulazione in tempo reale. A questo scopo esistono hardware dedicati prodotti da diversi fornitori (National Instruments, dSpace ...) con ampia scelta in base alle necessità. La condizione fondamentale che questo hardware deve garantire è la risoluzione in tempo reale delle simulazioni: la potenza di calcolo è un requisito fondamentale da tenere in considerazione. Qualora la creazione di un sistema HiL avesse l'obiettivo di verificare solo fault di centralina non sarà necessario un controller dalle prestazioni elevate, se invece l'obiettivo è integrare il sistema con simulazioni motore/veicolo, può essere necessario aumentare la potenza di calcolo a disposizione. Non meno importante è l'assicurarsi che il controller possa adeguatamente gestire tutto il numero di I/O desiderati.

In un sistema come quello presentato il controller gestisce direttamente tutto l'I/O del simulatore. Per poter, infatti, simulare il comportamento di una centralina controllo motore è fondamentale garantire uno scambio reciproco di segnali dalla ECU al controller e viceversa. Il simulatore deve, infatti, poter generare quei segnali che simulano il comportamento del veicolo di interesse, a sua volta la ECU deve fornire in uscita le attuazioni, che il controller

gestisce come propri input. A titolo puramente esemplificativo si riporta uno schema semplificato e non esaustivo di scambio segnali I/O fondamentale per il funzionamento di un simulatore:

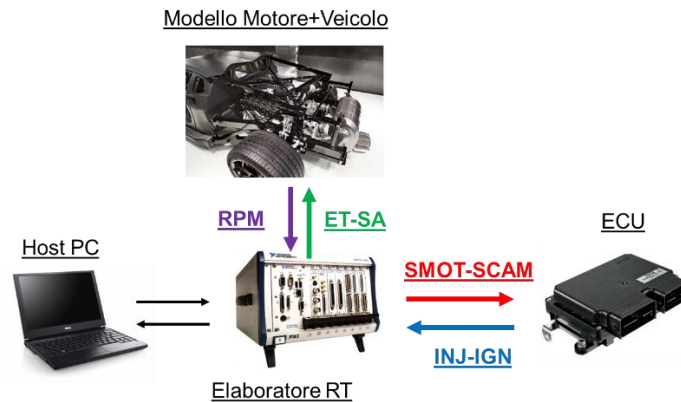


Figura 6: esempio I/O fondamentale HiL

In realtà l'I/O è molto più complesso e può comprendere questa tipologia di segnali:

- *AI Slow/Fast*: ingressi analogici a basso ed alto sample rate;
- *AO Slow/Fast*: uscite analogiche usate per simulare SMOT, uscite sensori, knock, ...;
- *DI*: ingressi digitali (usate ad esempio per acquisire i comandi di accensione/iniezione);
- *DO*: uscite digitali (usate ad esempio per simulare il segnale di camma SCAM o PWM);
- *CAN-bus*: trasmissione dati attraverso protocollo dedicato;

Lo scambio di segnali I/O tra controller, ECU e piatto carico è gestito da un apposito blocco chiamato FIU -Fault Insertion Unit-. È sempre più diffuso l'utilizzo di sistemi HIL per test elettrici, motivo per il quale serve un'apposita sezione del simulatore per poterli gestire. Un blocco come questo permette di poter eseguire i seguenti test elettrici:

- Inserire Fault a GND su ogni segnale ECU;
- Inserire Fault a diversi tensioni di alimentazione per ogni segnale ECU (sviluppo dedicato a veicoli ibridi con diversi livelli di tensioni a bordo);
- Inserire Fault a OC -Open Circuit- su ogni segnale ECU;
- Inserire cortocircuiti tra due segnali ECU;

L'utilizzo di questa funzionalità risulta un punto chiave nella fase di testing di una centralina controllo motore.

Il FIU è il collettore tra la ECU e il piatto carichi. Da una parte è possibile collegare, tramite una BOB -Breakout Box- il blocco FIU direttamente all'I/O della centralina, dall'altra al piatto

carichi. Il piatto carichi non è altro che una sezione dedicata all'installazione di hardware reali per rendere sempre più realistica la funzionalità del simulatore. I componenti installati all'interno del piatto carichi dipendono dall'applicazione specifica, però è possibile delineare una lista generale:

- Centraline aggiuntive (centraline catalizzatori, centraline ION, centraline analisi combustione in RT...);
- Iniettori;
- Bobine e candele di accensione (applicazione SI);
- Valvole a farfalla DBW;
- Valvole regolazione generiche (EGR, flap...);
- Sensori Lambda: il valore di Lambda può essere, infatti, simulato con un'apposita configurazione HW, piuttosto che installare direttamente i sensori nel simulatore. La simulazione, infatti, di un segnale lambda HEGO risulta semplice e diretta (necessario simulare solamente la tensione derivante dal titolo simulato), mentre quella di un segnale UEGO è più complessa. In questo secondo caso deve poter essere possibile simulare il circuito di riscaldamento, ma anche il circuito di compensazione della cella di Nernst effettuato dalla ECU [57].

Maggiore è la complessità del sistema, maggiore diventerà la dimensione del piatto carichi e la sua integrazione all'interno del sistema HiL.

Tutto il sistema fino a qui illustrato è gestito e monitorato da un unico software, di cui una parte è implementata nel controller real-time e una parte nel PC-host. Al controller real-time è affidato il compito di simulazione modelli motore/veicolo, mentre al PC-host è affidata l'interfaccia utente (lancio simulazioni, salvataggio dati, gestione calibrazioni, associazione I/O...).

Come appena descritto, all'intero del controller RT vengono implementati modelli numerici di simulazione in modo da rendere l'ambiente di simulazione il più reale possibile. Per questo tipo di applicazione è assai diffusa la modellazione tramite Matlab-Simulink data la sua predisposizione naturale nella generazione di modelli zero dimensionali e risolubili in tempo reale. I modelli creati vengono poi compilati in appositi formati, dipendenti dal tipo di sw installato sul HIL, per poi essere integrati ed utilizzati all'interno del simulatore.

La struttura di un simulatore HiL può essere definita standard, però ogni applicazione ha delle proprie declinazioni e particolarità. L'aumento di complessità dipende naturalmente dagli

obiettivi proposti, dal budget a disposizione e dalla complessità del sistema simulato. L'hardware di un sistema HiL può, quindi, essere visto come un sistema base al quale si aggiungono moduli di diversa complessità in funzione delle esigenze.

Anche la parte software può essere vista con la stessa logica, un sistema base che può essere complicato attraverso l'inserimento di diversi moduli/modelli.

L'obiettivo del lavoro intrapreso in questa tesi di dottorato è proprio quello di realizzare una libreria di modelli applicabili a simulatori come quello descritto. In questo modo si possono creare dei moduli da inserire, secondo esigenze, all'interno di simulatori HiL. Per far sì che l'integrazione sia il più semplice possibile tutti i componenti/sistemi simulati avranno un approccio di tipo model-based: in questo modo l'identificazione del maggior numero di parametri potrà essere gestita attraverso datasheet/disegni/test sperimentali.

Il punto di partenza è il modello di simulazione motore e veicolo base creato durante la tesi magistrale [55]: questo sarà ulteriormente dettagliato e saranno sviluppati nuovi modelli specifici per l'ambito automotive.

3. Simulazione Scarico

Con lo scopo di creare una libreria specializzata di modelli di componenti/sistemi per applicazioni HIL, il primo step è stato quello di completare il lavoro di modellazione iniziato durante il periodo di tesi magistrale. Lo sviluppo di questo modello di veicolo, in collaborazione con Automobili Lamborghini S.p.A., è stato indirizzato alla diagnosi/verifica di Fault di sensori con veicolo in marcia, motivo per il quale è necessario rendere più verosimile la simulazione dell'impianto di scarico rispetto a quanto prodotto durante la tesi di laurea. Il layout del sistema in oggetto risulta particolarmente complesso rispetto alla media dei veicoli di produzione, e può così essere schematizzato:

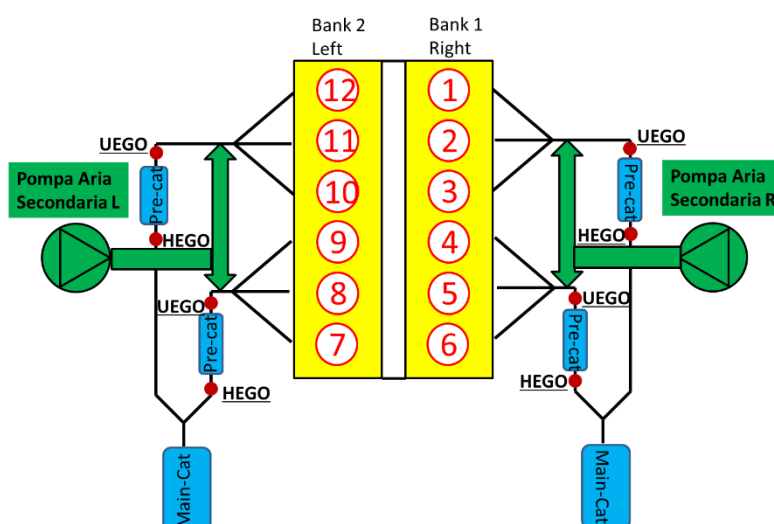


Figura 7: layout impianto scarico

Ognuna delle due bancate è divisa in due triplete di cilindri tra loro collegati tramite un collettore di scarico a cui segue una pompa per l'aria secondaria, una sonda λ UEGO (segnale del sensore proporzionale al rapporto aria combustibile), un pre-catalizzatore e, infine, una sonda λ HEGO (segnale binario sul rapporto aria-combustibile).

L'uso di una pompa per l'aria secondaria (SAI – Secondary Air Injection) è una strategia innovativa per l'abbattimento di idrocarburi incombusti HC durante la fase di riscaldamento motore, dedicata a motori di cilindrata elevate e alta potenza specifica [11]. Nei primi secondi di accensione del motore, infatti, viene immessa aria nel collettore di scarico per incentivare l'ossidazione di HC all'esterno del cilindro ottenendo, tra l'altro, il beneficio di scaldare velocemente il catalizzatore.

L'efficienza di catalisi degli HC aumenta notevolmente adottando un sistema come quello citato:

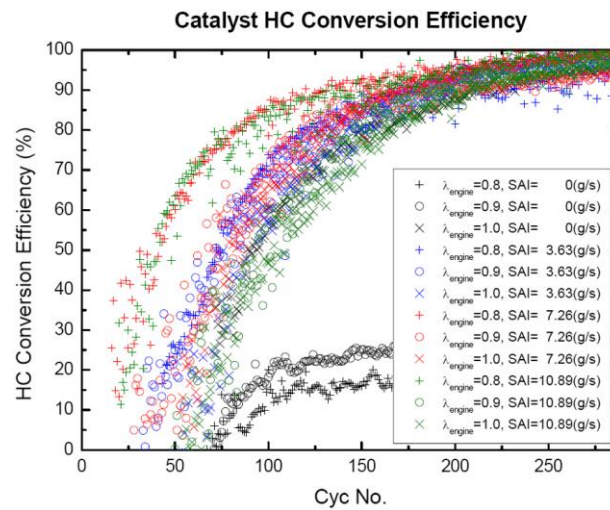


Figura 8: efficienza ossidazione HC con sistema SAI

L'utilizzo di una doppia sonda lambda per tripletta di cilindri, invece, consente la massimizzazione dell'efficienza di combustione allo scopo di rientrare nei valori delle emissioni di inquinanti ammesse. Con la prima sonda lambda UEGO è possibile, infatti, controllare in closed-loop il rapporto aria/combustibile in maniera puntuale: la sonda, infatti, fornisce in output un segnale proporzionale al valore di lambda. L'utilizzo di una sonda HEGO meno raffinata a valle del pre-catalizzatore permette di verificare il comportamento del catalizzatore stesso, specialmente a scopo diagnostico [12]. Per ogni singola tripletta di cilindri, lo schema può così essere realizzato:

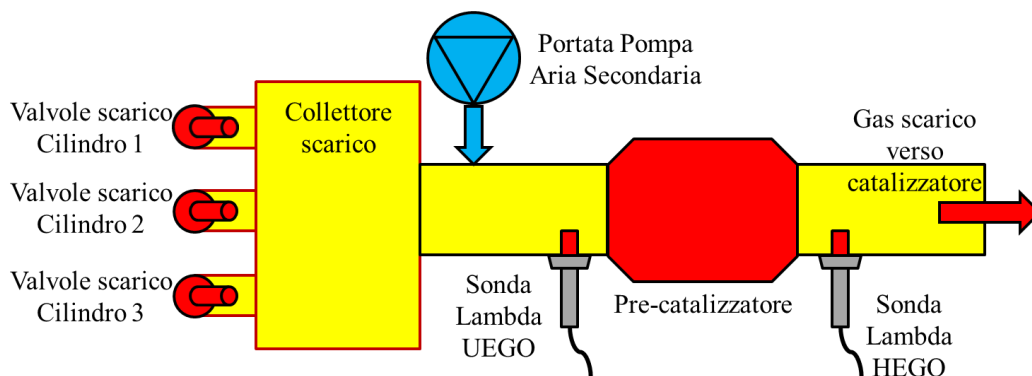


Figura 9: layout scarico tripletta cilindri

In generale, la portata massica di fluido in uscita dallo scarico in condizioni stazionarie può essere espressa da un semplice bilancio di portate:

$$\dot{m}_{Exhaust} = \dot{m}_{ICE} + \dot{m}_{SAI} = (\dot{m}_{air} + \dot{m}_{fuel}) + \dot{m}_{SAI} \quad (3.1)$$

La portata totale è, quindi, la somma di portata in uscita dal motore data dall'aria introdotta nel sistema di aspirazione più combustibile iniettato e di una eventuale portata introdotta dal compressore del sistema aria secondaria. Per poter modellare adeguatamente il flusso in uscita è necessario conoscere e simulare il comportamento del sistema aria secondaria stesso. Il compressore centrifugo, studiato per lavorare a punto fisso, è caratterizzato dal fornitore tramite la seguente mappa caratteristica:

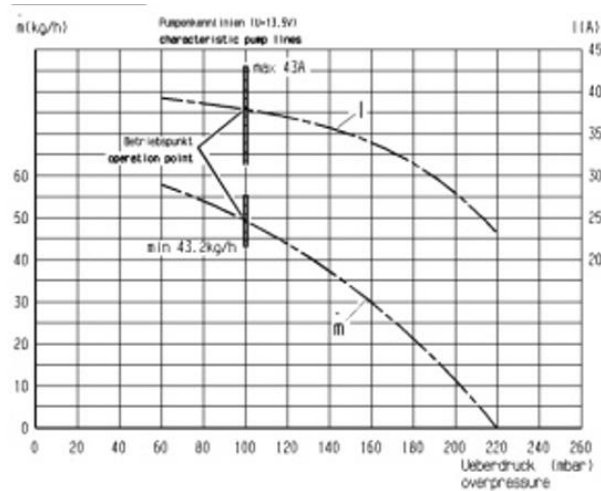


Figura 10: mappa caratteristica compressore SAI

Dalla seguente mappa si può dedurre l'andamento della portata al variare del salto di pressione tra mandata e aspirazione, e della velocità di rotazione effettiva rispetto a quella di targa (dato non disponibile). Così facendo, si otterrebbe una simulazione di un punto di funzionamento statico, ma la finalità sarebbe quella di poter cogliere anche il transitorio di avviamento del sistema.

La prima ipotesi fatta per poter implementare questa dinamica è quella di ragionare normalizzando la velocità del compressore: ovviamente, per il punto di funzionamento relativo alle condizioni della curva caratteristica essa risulta unitaria. In quest'ottica, se si riuscisse ad estrapolare la mappa anche a velocità inferiori a quella di targa, sarebbe possibile simulare un transitorio di avviamento. Infatti, il modello verrà attivato da una variabile booleana (comando di accensione): filtrando questo stato tramite una funzione di trasferimento del primo ordine, si ottiene un gradino più o meno smussato, a seconda della costante di tempo scelta.

Questo consente di simulare il transitorio di avviamento del motore elettrico di trascinamento, che, partendo da velocità nulla, si porterà a velocità nominale [4]. La funzione di trasferimento utilizzata è definibile come:

$$G(s) = \frac{1}{1 + \tau_{SAI}s} \quad (3.2)$$

Alla quale corrisponde una risposta a gradino del tipo:

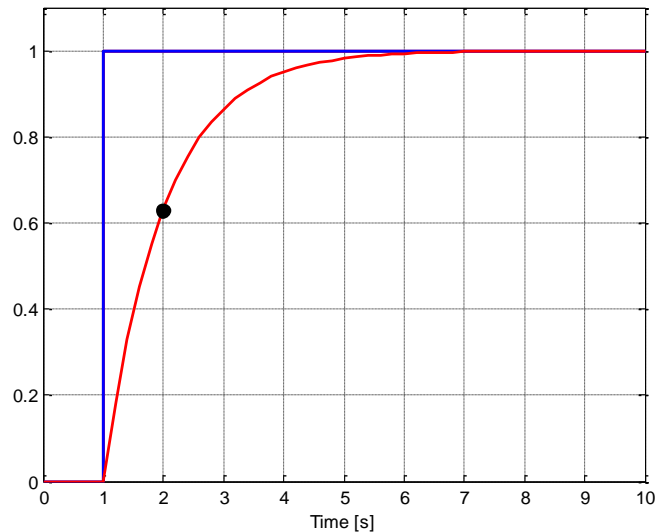


Figura 11: risposta a gradino funzione di trasferimento primo ordine

Il valore di τ calibrato corrisponde al tempo in cui la risposta del filtro vale il 63.3% della risposta finale desiderata. Nell'esempio mostrato, una funzione di trasferimento come quella descritta e calibrata con costante di tempo pari a 1s, viene stimolata con un gradino di ampiezza unitaria. La risposta, in rosso, vale esattamente 0.633 dopo 1s dall'eccitazione del sistema.

L'ultimo step è quello di estrapolare la mappa caratteristica anche a velocità inferiori a quella di targa.

L'ipotesi fondamentale con la quale si è potuto estrapolare la mappa è l'adattabilità del compressore centrifugo in oggetto alle leggi della similitudine fluidodinamica valide in particolare per le macchine centrifughe. Sulla base di queste considerazioni è possibile ipotizzare che la portata massica generata sia proporzionale alla velocità di rotazione, mentre la pressione generata lo sia al quadrato della velocità stessa [52].

Si può ottenere, con questa ipotesi, una mappa di funzionamento generale come quella riportata di seguito:

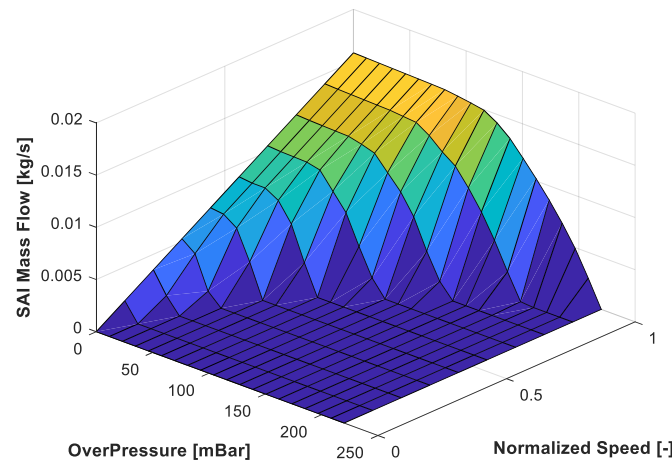


Figura 12: mappa caratteristica compressore SAI estrapolata

Con la mappa appena determinata è possibile simulare la portata in uscita dal compressore, solo se è disponibile una stima della pressione nell'ambiente di scarico al variare della portata stessa.

La pressione presente nell'ambiente di scarico può essere simulata tramite modello zero-dimensionale, considerando che essa equivale alla somma della pressione atmosferica, delle cadute di pressione attraverso i catalizzatori e di un ulteriore contributo dipendente dalle perdite di carico attraverso la linea di scarico fino al catalizzatore. Secondo le leggi della fluidodinamica [5], una generica variazione di pressione nell'ambiente di scarico può così essere sintetizzata:

$$P_{exh} = P_{atm} + \Delta p_{TWC} + \rho \frac{u^2}{2} \left(\sum_{i=1}^n K_i + \frac{\lambda L}{d} \right) \quad (3.3)$$

L'ultimo termine rappresenta la somma di perdite concentrate e perdite distribuite. Un approccio di questo tipo prevede, però, la conoscenza della geometria di scarico in maniera sia qualitativa sia quantitativa. In quest'ottica, inoltre, è facilmente visibile come la pressione allo scarico dipenda dal flusso stesso allo scarico e il flusso del compressore centrifugo dipenda dalla prevalenza generata dal compressore stesso: la velocità del fluido può essere determinata a partire dalla portata volumetrica di fluido rispetto alla sezione di passaggio.

$$u = \frac{Q_{exh}}{A_{exh}} = \frac{\left(\frac{\dot{m}_{SAI}}{\rho_{amb}} \right) + \left(\frac{\dot{m}_{ICE}}{\rho_{exh}} \right)}{A_{exh}} \quad (3.4)$$

Nell'equazione 3.4 la densità del fluido, per ogni ambiente, con l'ipotesi di gas perfetto vale:

$$\rho_{xxx} = \frac{R_{air} * T_{xxx}}{P_{xxx}} \quad (3.5)$$

Il coefficiente di scabrezza può essere simulato, da bibliografia [5], tramite equazione di Swamee-Jain per moto turbolento:

$$\lambda_{TURB} = 0.25 \left[\log_{10} \left(\frac{\epsilon}{3.7D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^{-2} \quad (3.6)$$

Oppure, per moto laminare, come:

$$\lambda_{LAM} = \frac{64}{Re} \quad (3.7)$$

Nell'ambiente di simulazione utilizzato, quanto descritto è così schematizzabile:

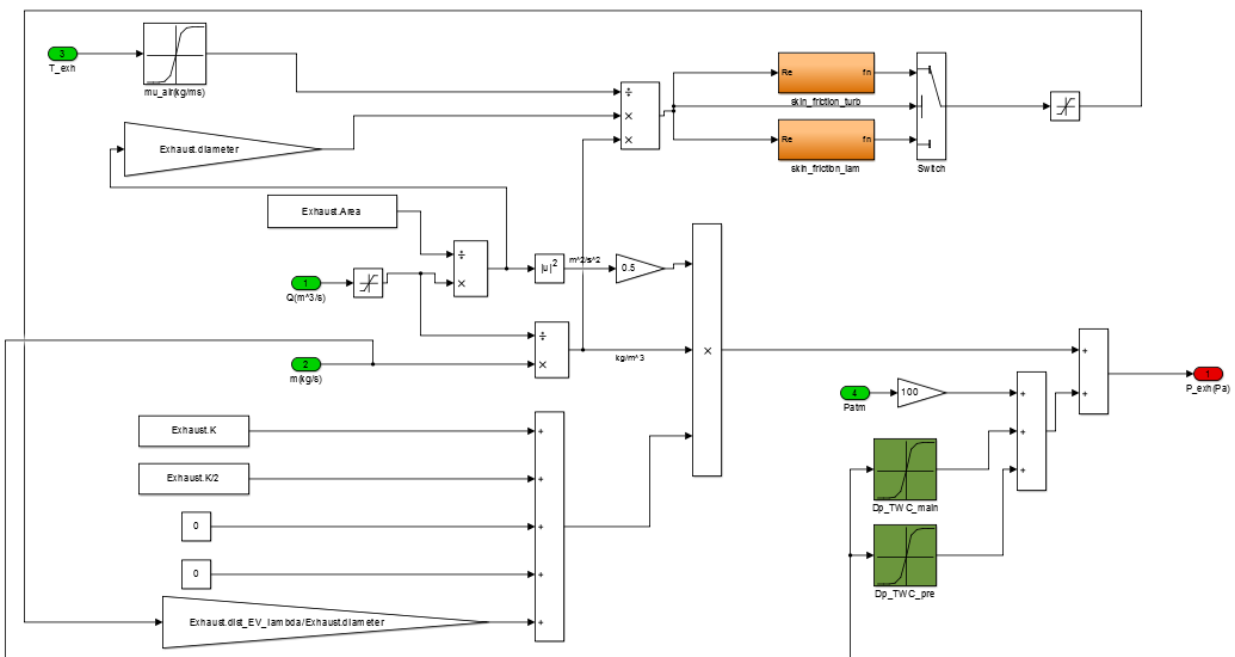


Figura 13: schema Simulink per la determinazione della pressione scarico

Il modello implementato, come precedentemente citato, prevede la conoscenza delle principali geometrie di scarico come area principale, lunghezze, diametri e la calibrazione dei parametri di perdite concentrate in modo da fittare l'output di simulazione con i dati sperimentali. Avendo determinato dinamicamente la pressione di scarico, anche il comportamento del compressore centrifugo è univocamente determinato per ogni istante di simulazione.

La determinazione della portata allo scarico, in maniera puntuale, permette di stimare il valore di rapporto aria-miscela delle sonde lambda in modo che la ECU possa chiudere il loop di controllo nel sistema HIL. Il valore di lambda è quindi determinabile come:

$$\lambda_{PRE-CAT} = \frac{\left(\frac{\dot{m}_{air} + \dot{m}_{SAI}}{\dot{m}_{fuel}}\right)}{\left(\frac{A}{F}\right)_{st}} \quad (3.8)$$

Il valore di lambda stimato algebricamente, per essere fornito in output al modello ed in input al sistema HIL che lo può convertire in un segnale da fornire alla ECU, deve essere ritardato per simulare la reale misura del sensore. Il ritardo che deve essere considerato è la combinazione di due componenti:

- Tempo di trasporto dei gas dalle valvole di scarico alla sonda
- Tempo di ritardo (e costante di tempo) della sonda

La prima componente può essere determinata da un bilancio in massa (calcolo del tempo necessario al riempimento del volume di scarico da parte della portata massica):

$$\tau_{exh-gas} = \frac{P_{exh} * V_{exh}}{T_{exh} * R_{air} * \dot{m}_{exh}} \quad (3.9)$$

La temperatura dei gas di scarico, in questo approccio zero-dimensionale, è mappata in funzione di carico motore (MAP) e regime di rotazione:

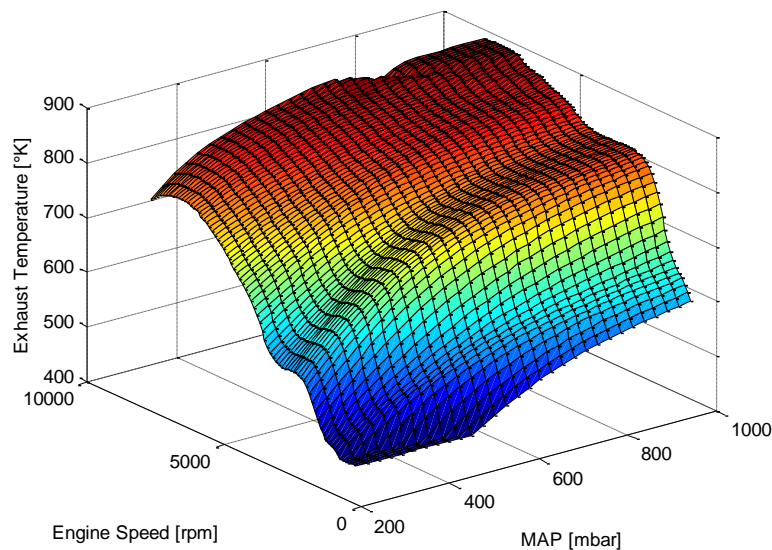


Figura 14: mappatura temperature scarico

L'effetto, invece, della seconda componente può essere tenuto in considerazione attraverso un ritardo (non sempre necessario, può servire a tenere conto del tempo di diffusione dei gas all'interno del cappuccio della sonda) e una funzione di trasferimento del primo ordine, con costante di tempo dipendente dal tipo di sensore [4, 13].

Il sistema così implementato è in grado di fornire un valore simulato di lambda prima del pre-catalizzatore; per simulare, invece, quello HEGO si può filtrare il precedente valore attraverso una funzione di trasferimento empirica del tipo:

$$G(s) = \frac{b(s + a)}{a(b + s)} \quad \text{con} \quad b < a \quad (3.10)$$

Valori di primo tentativo delle costanti possono essere trovati in bibliografia [14, 15].

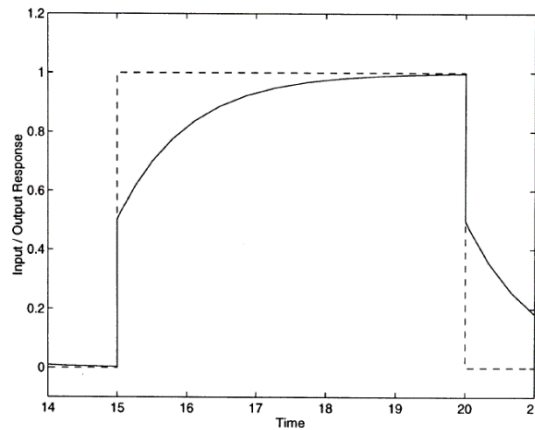


Figura 15: schema risposta funzione di trasferimento

Infine, il valore di lambda filtrato deve essere ritardato del tempo di permanenza dei gas all'interno del catalizzatore stesso (l'inverso della Space Velocity, dipendente dalla portata di gas), con una formulazione analoga a quella precedentemente introdotta con il tempo di trasporto di gas con volumi dedicati.

3.1 Risultati della Simulazione e Conclusioni

Il componente è così pronto per essere integrato all'interno del sistema HIL con questa configurazione di I/O:

- Input
 - Comando Attivazione Aria Secondaria
 - Stima parametri modello:
 - Portata aria
 - Portata benzina
 - Temperatura scarico
 - Pressione scarico
- Output
 - Segnale UEGO
 - Segnale HEGO

La simulazione di questi segnali è fondamentale per un sistema HIL di un veicolo stradale nel quale il rispetto delle normative anti-inquinamento è uno dei vincoli più stringenti.

A titolo rappresentativo si riporta un esempio di simulazione di avviamento motore seguito da un'attivazione del sistema aria secondaria per 10 secondi.

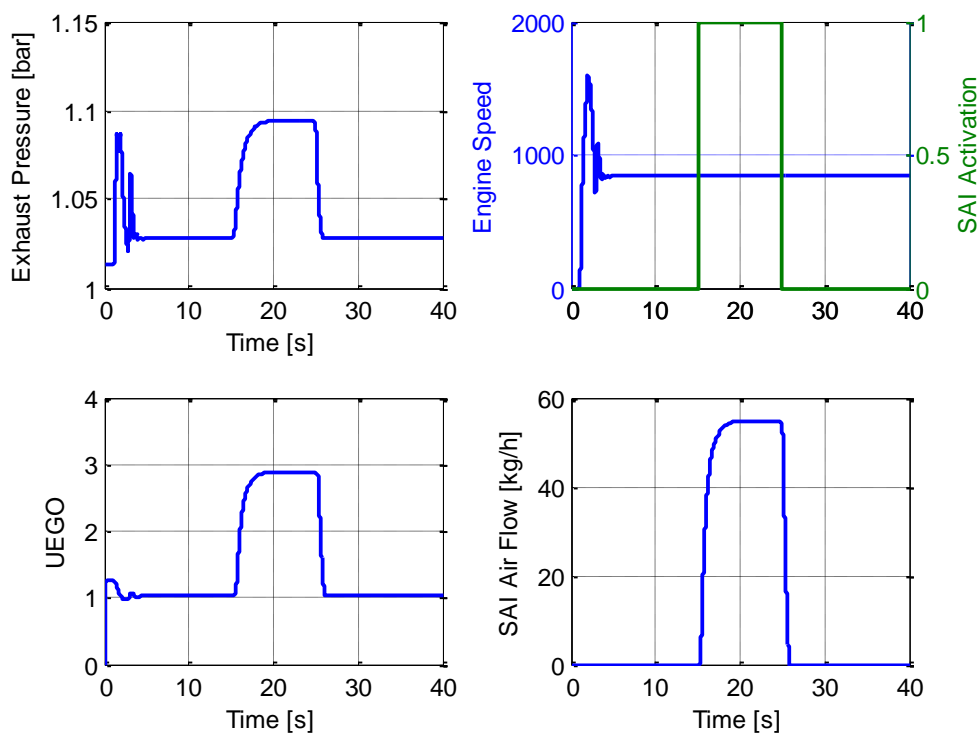


Figura 16: esempio simulazione attivazione aria secondaria

Al momento dell'attivazione del sistema aria secondaria si assiste ad un transitorio iniziale che porta i giri del compressore a regime, si ha un incremento della portata dello stesso che porta poi ad un incremento della pressione nell'ambiente di scarico.

Durante questa fase la sonda lambda UEGO stima un rapporto aria combustibile decisamente più alto di 1 e verso il magro perché oltre al rapporto tra massa d'aria e combustibile del motore, misura anche la massa d'aria del sistema di immissione dell'aria secondaria allo scarico. Il valore di lambda letto, infatti, dipende dal rapporto tra la quantità aria introdotta rispetto a quella generata dal motore, che a sua volta dipende dal carico richiesto e, quindi, dal punto motore in cui la ECU richiede l'attivazione del sistema (ad esempio se si è in un punto ad alto carico motore, la portata aria secondaria avrà un valore trascurabile rispetto a quella del motore e il valore di lambda ne sarà poco influenzato, il contrario se l'attivazione viene richiesta in un punto motore a basso carico, come nel risultato mostrato).

Interessante vedere come viene interrogata la mappa caratteristica del compressore durante questa simulazione:

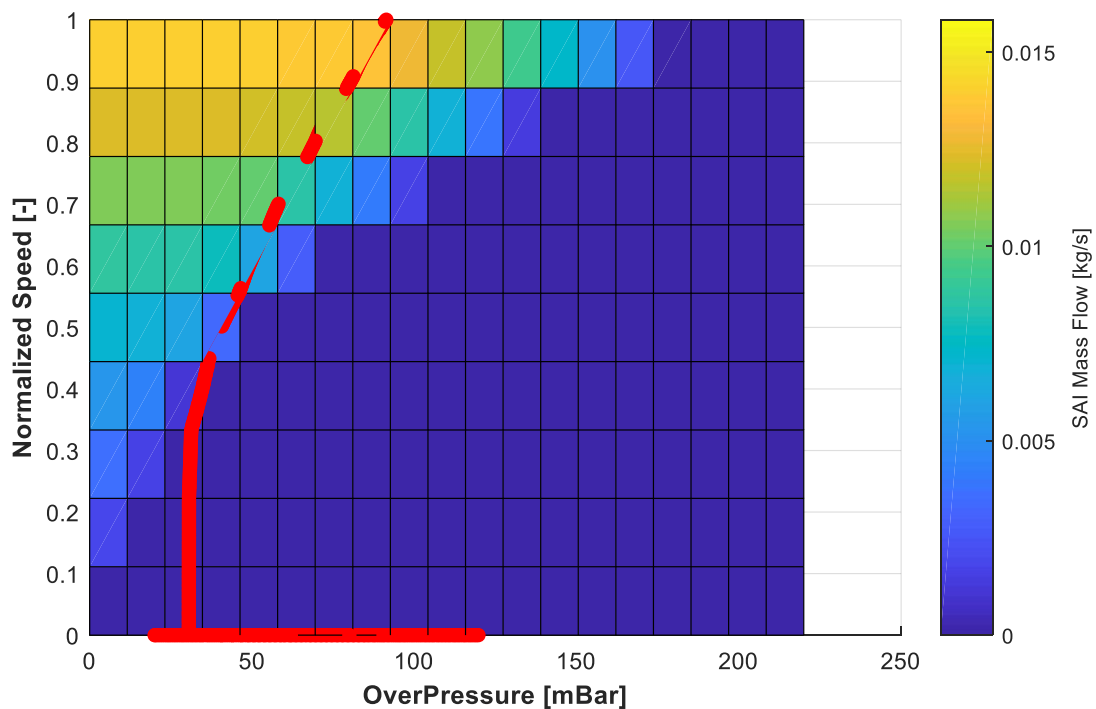


Figura 17: mappa caratteristica compressore e luogo di punti sperimentali

Il modello di autoveicolo così aggiornato è stato inserito nel sistema HIL presente in Automobili Lamborghini S.p.A., azienda con cui si è collaborato durante tutta l'attività di sviluppo, e che ha beneficiato dell'uso del sistema HIL, impiegato per la diagnosi dei fault dei sensori e per lo sviluppo di strategie con veicolo in marcia.

4. Modello Driveline-Veicolo Motociclo

Con l'attività descritta nel capitolo 3 si è aggiunto un componente alla libreria sviluppata per la simulazione del comportamento di motore e veicolo. L'obiettivo di questo paragrafo è l'aggiunta alla libreria di una ulteriore opzione per la simulazione della dinamica del veicolo: la simulazione del comportamento dinamico di un motoveicolo, indispensabile se si vuole applicare la metodologia di simulazione HIL ad applicazioni motociclistiche. L'applicazione specifica, tuttavia, non riguarda l'uso di un simulatore HIL, ma di un sistema Engine-in-the-Loop, nel quale il motore è fisicamente collegato ad un banco prova e la coppia resistente è simulata dal modello implementato. Per questo motivo la coppia motrice sarà un input del modello e non un output, come in un approccio HIL: in questo caso, infatti, la coppia è misurata al banco con un torsiometro, e il modello dovrà stimare la velocità di rotazione che il banco prova deve inseguire, simulando così condizioni di guida in pista.

Un'applicazione di questo tipo può essere molto interessante nell'ambito dello sviluppo di motori da competizione, in cui poter simulare una coppia resistente variabile, ad esempio in coerenza alla simulazione del funzionamento su diversi tracciati, permette lo sviluppo e test dei motori a combustione interna in maniera efficace.

È comunque evidente che, una volta sviluppato il modello per la simulazione della dinamica del motoveicolo, esso potrà essere ri-utilizzato per la simulazione in ambito HIL.

4.1 Driveline Motociclo

Per adeguare e descrivere il comportamento della driveline di un motociclo è necessario analizzare un classico schema di funzionamento, come quello presentato di seguito:

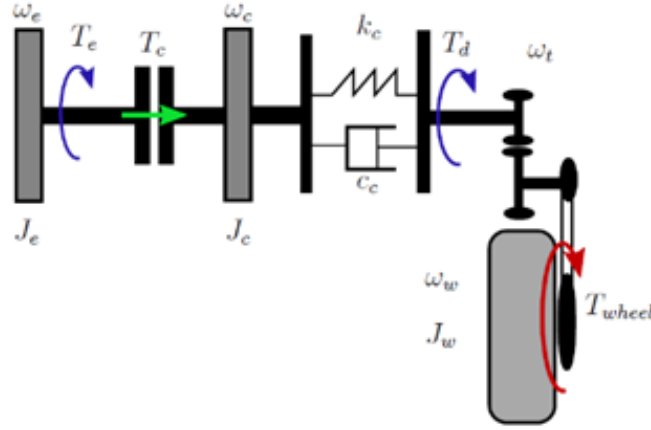


Figura 18: schema driveline motociclo

La coppia motrice, erogata dal motore a combustione interna, viene trasmessa agli ingranaggi del cambio attraverso una frizione, rappresentata da un modello di tipo Kelvin-Voigt [28], cioè una molla in parallelo ad un elemento smorzante. La coppia viene trasmessa poi attraverso un accoppiamento di tipo a catena alla ruota posteriore motrice. Applicando un bilancio di coppie è possibile descrivere il sistema come:

$$\begin{cases} T_{eng} - T_{clutch} = J_{eng}\dot{\omega}_{eng} \\ T_{clutch} - T_d = J_{clutch}\dot{\omega}_{clutch} \end{cases} \quad (4.1)$$

Analogamente a quanto implementato per il veicolo a quattro ruote motrici, la coppia trasmessa dalla frizione può essere descritta in accordo al modello di Karnopp [16]:

$$\begin{cases} T_{clutch} = F_n \mu R_{clutch} * \text{sign}(\omega_{eng} - \omega_{clutch}) & \text{Inserita} \\ T_{clutch} = \frac{J_{eng}T_d + J_{clutch}T_{eng}}{J_{clutch} + J_{eng}} & \text{Disinserita} \end{cases} \quad (4.2)$$

La coppia trasmessa alla frizione dipende, cioè, dal suo stato: inserita o disinserita. Anche le condizioni da monitorare per descrivere il passaggio da uno stato all'altro risultano le medesime del precedente modello:

$$\begin{cases} T_{clutch_{ist}} \leq T_{clutch}^{max} & \text{verifica massima coppia trasmissibile} \\ |\omega_{eng} - \omega_{clutch}| < eps & \text{non slittamento} \end{cases} \quad (4.3)$$

La coppia trasmessa alla driveline può essere descritta come [16]:

$$T_d = c_{clutch}(\omega_{clutch} - \omega_t) + \int k_{clutch}(\omega_{clutch} - \omega_t)dt \quad (4.4)$$

La coppia trasmessa alla singola ruota motrice è direttamente correlata a quella driveline attraverso la combinazione di rapporto di riduzione cambio marcia e accoppiamento catena:

$$T_{wheel} = \frac{T_d}{\tau_{gear} * \tau_{chain}} \quad (4.5)$$

Avendo a disposizione, quindi, tutti i parametri caratteristici del sistema, è possibile determinare in maniera univoca regime di rotazione del motore, forza trasmessa attraverso la frizione e forza attraverso la driveline. Rimane ignota la velocità di rotazione della driveline, direttamente correlata a quella della ruota posteriore motrice. Per determinare tale grandezza è necessario introdurre un modello delle coppie resistenti che si oppongono alla rotazione dello pneumatico posteriore, ovvero un vero e proprio modello di veicolo.

4.2 Dinamica Veicolo Motociclo

Per poter simulare un carico resistente dinamico è necessario sviluppare un adeguato modello di veicolo. La base di partenza è quello sviluppato per il precedente veicolo, opportunamente adeguato per rappresentare la dinamica di un motociclo. Anche in questo caso verrà considerata semplicemente la dinamica longitudinale, con una correzione per diversi angoli di rollio. In un'applicazione motociclistica, infatti, l'angolo di rollio imposto modifica in maniera sostanziale il comportamento dinamico degli pneumatici in termini di forze assorbite e raggio di rotolamento effettivo, per cui è necessario correggere, seppur in maniera semplice, il modello sviluppato.

Per determinare la velocità di rotazione delle due ruote, con particolare attenzione a quella posteriore, è necessario studiare uno schema come il seguente e applicare un bilancio di coppie:

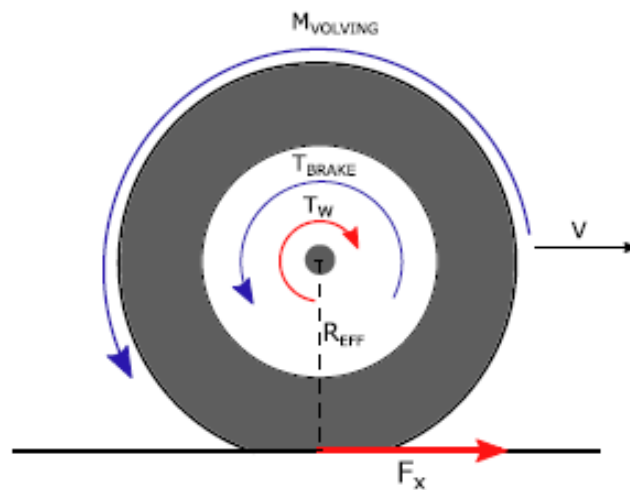


Figura 19: equilibrio dinamico ruota

In un caso di motociclo ci si trova ad avere a che fare con due ruote, di cui la posteriore motrice, mentre quella anteriore trascinata. Si può scrivere un bilancio di coppie:

$$\begin{cases} J_{wheel} \dot{\omega}_{wheel} = T_{wheel} - T_{brake} - M_{volving} - F_{res} * R_{eff} & \text{Posteriore} \\ J_{wheel} \dot{\omega}_{wheel} = -T_{brake} - M_{volving} - F_{res} * R_{eff} & \text{Anteriore} \end{cases} \quad (4.6)$$

L'unica differenza tra le due equazioni, è la presenza di un termine positivo nella ruota motrice, che è appunto il contributo di coppia motrice trasmesso attraverso la driveline con i vari rapporti di riduzione introdotti. Invertendo le equazioni sopra scritte è possibile determinare la velocità di rotazione delle due ruote: per fare questo è, però, necessario poter simulare coppia frenante, forza di attrito resistente e forza resistente dello pneumatico.

Una volta determinato il valore di velocità angolare, è possibile ottenere il valore di slittamento come:

$$\sigma_{wheel} = \frac{\omega_{inst}}{\omega_{puro-rot}} - 1 \quad (4.7)$$

Analogamente al caso dell'autoveicolo, però, lo slittamento è stato simulato con un modello più complesso, che permette di considerare casi di velocità nulla [8]:

$$\begin{cases} \frac{dk'}{dt} = (\omega_{wheel} * R_{eff}) - V_x - |V_x| * k' / L_{relax} \\ \sigma_{wheel} = \frac{k'}{L_{relax}} \end{cases} \quad (4.8)$$

Nell'implementazione proposta la lunghezza di rilassamento dello pneumatico è stata considerata come parametro descrittivo (costante) del comportamento dello pneumatico stesso.

La velocità di avanzamento longitudinale V_x può essere determinata da un bilancio di forze agenti sul veicolo, secondo lo schema in figura:

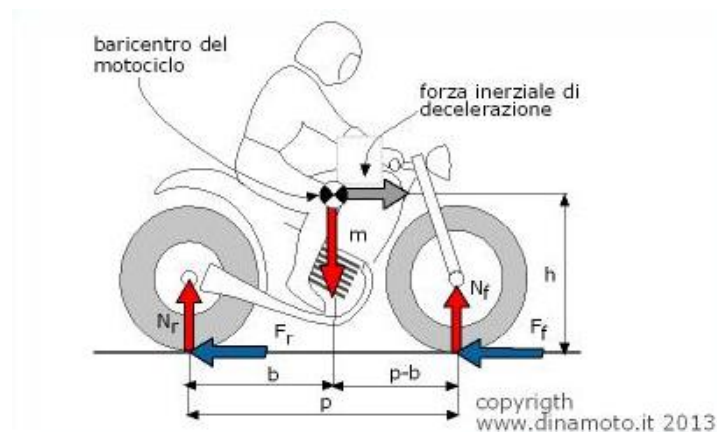


Figura 20: equilibrio dinamico motoveicolo

Secondo la nomenclatura di Figura 20 [17], si può scrivere un bilancio di equilibrio in direzione x, y e attorno al baricentro:

$$\begin{cases} F_{front} + F_{rear} = F_{drag} + F_{slope} + m * \ddot{x} \\ mg - N_{rear} - N_{front} = 0 \\ (F_{front} + F_{rear})h - N_{rear}b + N_{front}(p - b) = 0 \end{cases} \quad (4.9)$$

Risolviendo l'equilibrio in direzione longitudinale (prima equazione), è possibile determinare la velocità longitudinale del motoveicolo come:

$$V_x = \frac{1}{m} \int (F_{front} + F_{rear} - F_{drag} - F_{slope}) dt$$

$$= \frac{1}{m} \int \left(F_{front} + F_{rear} - \left(\frac{1}{2} \rho C_d A_x V_x \right) - (mg * \sin(\alpha)) \right) dt \quad (4.10)$$

con:

- ρ densità aria
- A_x area frontale veicolo e C_d coefficiente di resistenza aerodinamica
- α pendenza tratto stradale
- m massa veicolo

Per poter risolvere tutte le equazioni fin qui scritte, è necessario conoscere la forza resistente degli pneumatici che a sua volta dipende dal carico verticale applicato sullo pneumatico stesso. Combinando le ultime due equazioni del bilancio sul motoveicolo, e riferendosi ad ognuna delle due ruote è possibile esprimere il carico verticale agente su di esse come:

$$\begin{cases} N_{front} = mg \frac{b}{p} - (F_{front} + F_{rear}) \frac{h}{p} + F_{brake} \frac{h}{p} \\ N_{rear} = mg \frac{p-b}{p} + (F_{front} + F_{rear}) \frac{h}{p} - F_{brake} \frac{h}{p} \end{cases} \quad (4.11)$$

Nelle quali si è considerato:

- Carico verticale statico, dipendente dalla massa e dalla geometria del veicolo;
- Carico dinamico motore, esprimibile come somma delle forze agenti sugli due pneumatici per il rapporto tra altezza baricentro e passo motoveicolo;
- Carico dinamico frenante, in forma uguale a quello motore, ma segno opposto;

Il tutto vale nell'ipotesi di solo moto longitudinale e verticale.

Rispetto al precedente modello di autoveicolo, si è voluto aggiungere una semplice modellazione di sospensione ad azione verticale in direzione z . Sia anteriormente sia posteriormente la forza assorbita da un sistema di ammortizzamento può essere espressa da un semplice modello di Kelvin-Voigt come:

$$F_z = k_{spring} z + c_{dump} \dot{z} \quad (4.12)$$

Cioè da un sistema molla e smorzatore in parallelo caratterizzato da una generica molla di costante k_{spring} e uno smorzatore c_{dump} . Con riferimento alla Figura 20 si può scrivere un equilibrio verticale e uno dei momenti come:

$$\begin{cases} N_{front} + N_{rear} - F_{zfront} - F_{zrear} = m\ddot{z} \\ (N_{front} - F_{zfront})(p-b) + (N_{rear} - F_{zrear})b = J_{yy}\ddot{\theta} \end{cases} \quad (4.13)$$

Con il set di equazioni scritte è possibile determinare lo spostamento verticale associato ad ogni sospensione (anteriore e posteriore):

$$\begin{cases} z_{front} = z - (p - b)\theta \\ z_{rear} = z + b\theta \end{cases} \quad (4.14)$$

Successivamente si può poi derivare rispetto al tempo e risolvere, così, l'equazione che fornisce la forza verticale. Sono a disposizione, ora, tutti i dati necessari al calcolo delle forze verticali filtrate dal modello di sospensione sopra descritto nell'equazione 4.12.

Le grandezze necessarie al calcolo delle forze resistenti sugli pneumatici sono note, e, per simularle, ci si affida ad un modello classico di letteratura: la Magic Formula di Pacejka [6, 7, 8, 18], analogamente a quanto implementato per il modello di autoveicolo. Considerando solo la dinamica longitudinale, la forza resistente di ogni pneumatico può essere espresso come:

$$F_X = D * \sin\{C \tan^{-1}[B\sigma_{wheel} - E(B\sigma_{wheel} - \tan^{-1}(B\sigma_{wheel}))]\} \quad (4.15)$$

della quale equazione si riporta un generico andamento:

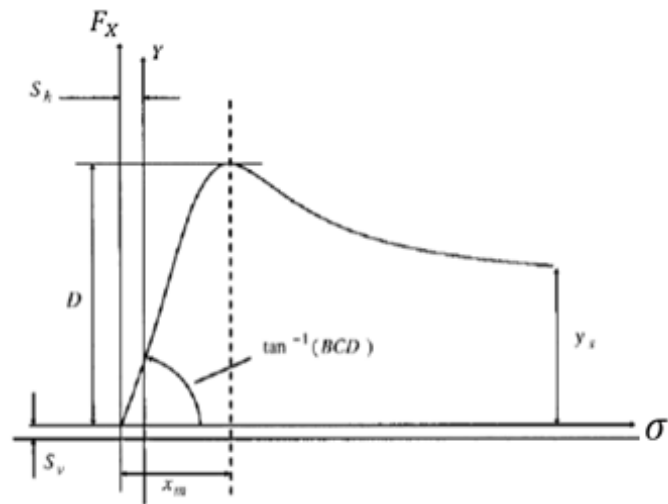


Figura 21: Magic Formula Pacejka

La formulazione vale per un qualsiasi pneumatico e, quindi, diventa di fondamentale importanza l'identificazione dei parametri caratteristici su questi componenti piuttosto che su quelli dell'autoveicolo.

Per quanto riguarda il set di equazioni che descrivono tutta la dinamica del veicolo, rimane la determinazione del raggio di rotolamento effettivo che vale, sotto ipotesi di rappresentazione tramite toroide:

$$R_{eff} = ((R_0 - r_o) + r_o \cos(\phi)) * f(F_z) \quad (4.16)$$

nella quale si ha:

- R_0 raggio dell'intera ruota senza carico

- r_0 raggio dello pneumatico
- ϕ angolo di rollio

Alla 4.16 viene poi applicata una correzione in funzione del carico verticale.

La determinazione della coppia di attrito, ultimo parametro necessario alla simulazione, è stata modificata rispetto a quella introdotta per l'autoveicolo, con una formulazione sperimentalmente elaborata per motoveicoli:

$$M_{volving} = F_{volving} * R_{eff} = f_{volving} F_z \quad (4.17)$$

Con $f_{volving} = f_{volving}(V_x, pressure\ tyre)$ tramite coefficienti sperimentali, funzioni della velocità longitudinale stessa.

Il modello descritto, parzialmente simile a quello di autoveicolo e con alcuni contenuti dedicati, è così completo per essere implementato e testato in simulazione.

4.3 Risultati Simulazione e Conclusioni

Il modello fino a qui presentato è stato calibrato e testato alimentandolo con dati di telemetria di un motoveicolo da competizione.

Come affermato nell'introduzione del capitolo, la coppia motrice, così come quella frenante, risultano input per questo modello: la Figura 22 mostra proprio l'andamento, disponibile in telemetria, della coppia motrice e frenante (divista tra ruota anteriore e posteriore).

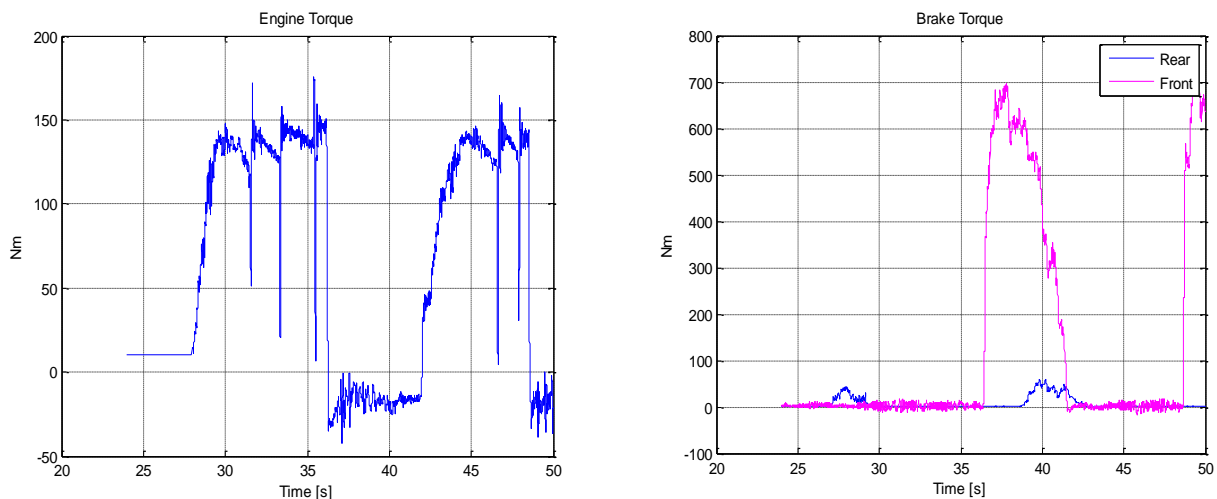


Figura 22: coppia motrice e coppia frenante simulazione motoveicolo

A fronte di questo input, è interessante vedere come la simulazione sia in grado di stimare le grandezze più rilevanti (velocità di rotazione del motore e della ruota anteriore), confrontabili con la telemetria:

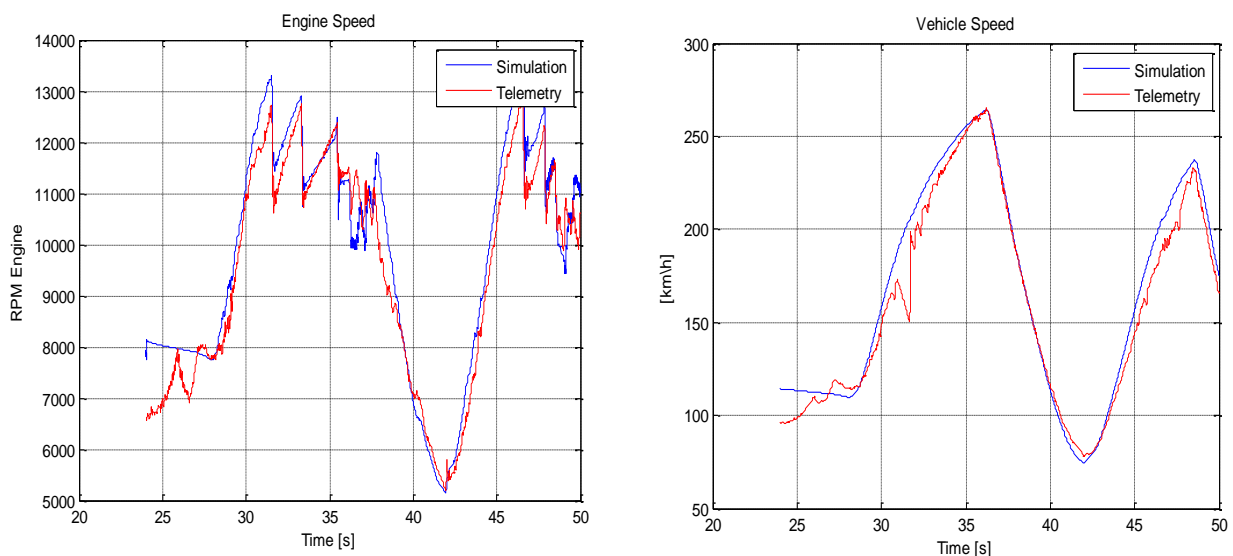


Figura 23: output simulazione vs telemetria regime motore e velocità veicolo

Il confronto mostra come il modello sia in grado di replicare la traccia velocità di avanzamento del veicolo in maniera fedele, con un grado di approssimazione accettabile per l'applicazione considerata, tenendo conto della modellazione zero-dimensionale.

Risulta interessante esplorare il modello di veicolo a partire dalla stima dei carichi verticali sugli due pneumatici e compararli con dati di telemetria:

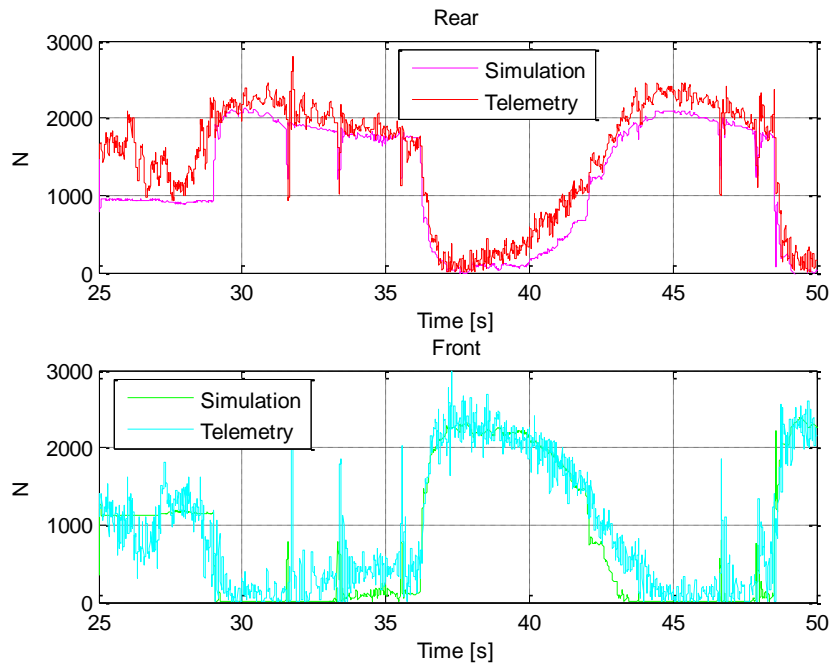


Figura 24: stima carichi verticali sugli pneumatici

Questi confronti tra output di simulazione e dati sperimentali di telemetria mostrano come il modello realizzato e così calibrato sia in grado di replicare con un grado di accuratezza sufficiente la coppia resistente applicata dal veicolo in queste condizioni di funzionamento.

È possibile, quindi, utilizzare il modello proposto in ambiente Engine-in-the-Loop o Hardware-in-the-Loop in quanto in grado di stimare un carico resistente veicolo comparabile a quello reale, in questo caso valutato in termini di aderenza tra regime motore simulato e sperimentale: a fronte di una certa coppia imposta in input, infatti, se il regime motore è simile significa che il carico resistente simulato dalla driveline è paragonabile. D'altro canto se la velocità longitudinale è confrontabile, significa che il modello veicolo è centrato rispetto alle attese.

Può risultare interessante vedere, infine, l'andamento di tutte le grandezze stimate dal modello su cui si basa la determinazione del carico resistente, anche se non sono disponibili dati sperimentali per il confronto.

L'andamento, ad esempio, dei carichi verticali sulle ruote, permette di stimare la corsa effettuata dal sistema di sospensione anteriore e posteriore e il movimento longitudinale del motociclo:

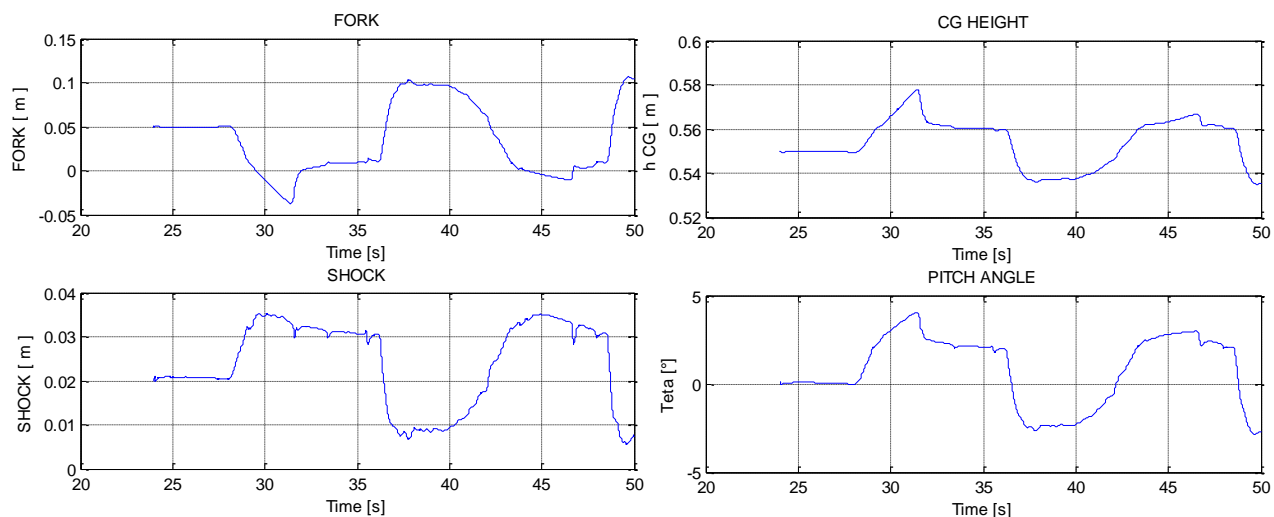


Figura 25: stima corsa effettuata dai sistemi di sospensione, variazione baricentro e angolo di beccheggio

Sempre attraverso il carico agente sugli pneumatici e l'angolo di rollio è possibile stimare il raggio effettivo di rotolamento:

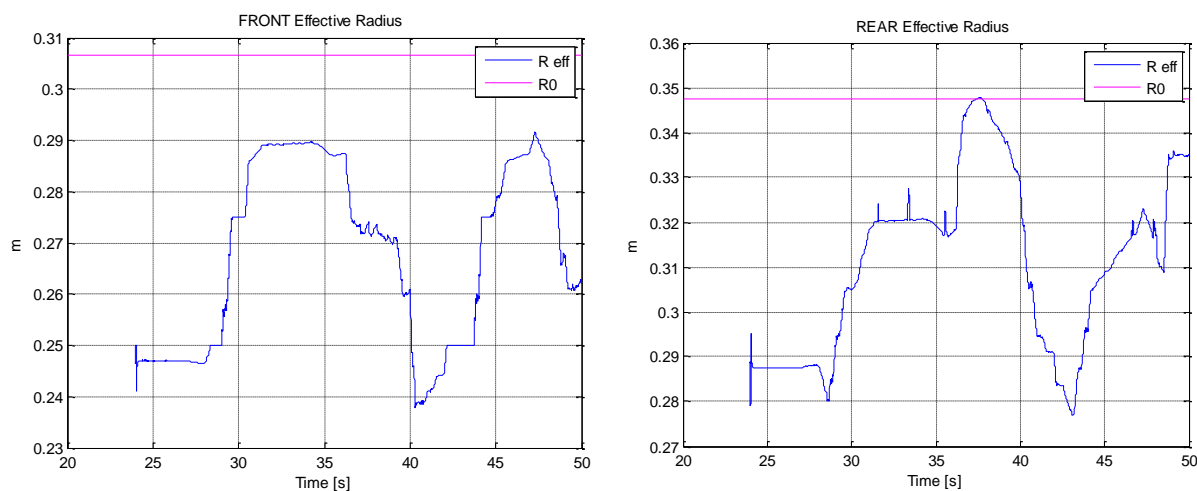


Figura 26: andamento raggio di rotolamento pneumatici

Il comportamento dinamico del raggio di rotolamento effettivo è ben visibile attorno al secondo 36 nel quale si assiste ad un lift-off più frenata: il raggio di rotolamento dello pneumatico anteriore diminuisce notevolmente a causa dell'aumento di peso dovuto alla

frenata, mentre quello posteriore aumenta fino al raggio nominale a causa della diminuzione istantanea di carico.

Sfruttando questi parametri e il modello di Pacejka, si determinano le forze resistenti sugli pneumatici:

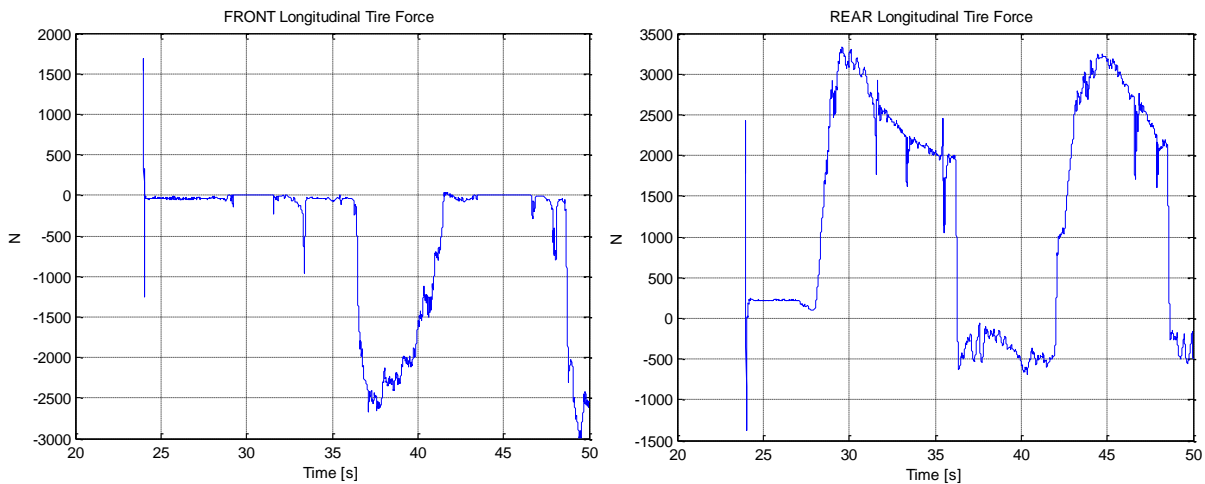


Figura 27: forze resistenti pneumatici da modello di Pacejka

e i valori di slittamento:

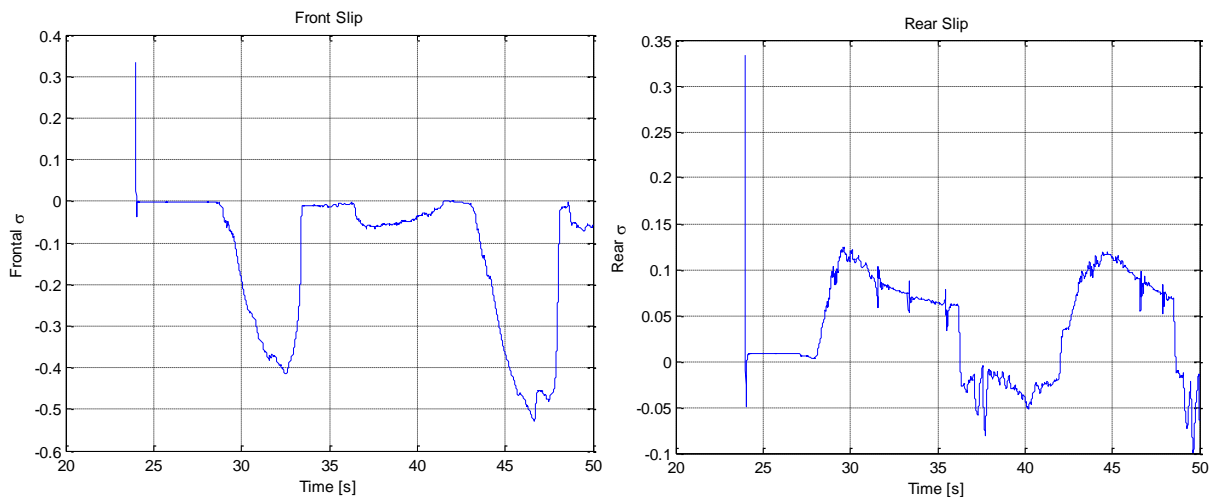


Figura 28: slittamento stimato pneumatici

Da questa prospettiva è molto evidente la fase di tip-in, cioè di uscita curva e con coppia positiva applicata dal ICE, nella quale lo slittamento dello pneumatico posteriore è molto elevato a causa dell'alta coppia trasmessa al veicolo (marcia bassa) per poi affievolirsi nel resto del rettilineo.

In conclusione è, quindi, interessante vedere come il modello veicolo sviluppato durante la tesi magistrale sia facilmente adattabile ad un altro tipo di veicolo, in particolare ad un motoveicolo, semplicemente considerando la presenza di due sole ruote, di cui una motrice. Essendo, inoltre, il sistema basato su un modello fisico, è stato possibile integrare altri blocchi (ad esempio quello delle sospensioni) in maniera semplice e sistematica.

Ovviamente, è necessaria una re-identificazione totale dei parametri caratteristici del sistema considerato.

In conclusione, è stato creato un modello di driveline e uno di veicolo sia per applicazioni a quattro ruote che a due ruote, così come da obiettivo che ci si era posti.

Questi modelli possono dunque fare parte di una “libreria” di modelli specializzati per sistemi HIL, identificabili caso per caso con una calibrazione dedicata.

5. Modello di Elastomero per Driveline di Motociclo

Nel processo di simulazione di un generico sistema di trasmissione del moto (quale per esempio la driveline di un veicolo) può diventare molto importante la capacità di modellare un generico componente elastomerico. Questi, infatti, sono molto diffusi in ambito automotive sia come organi di smorzamento nelle trasmissioni di moto (parastrappi) sia come componenti di sistemi di sospensione.

L'obiettivo è quello di creare un generico modello di elastomero, che sia adattabile a diversi tipi di componenti tramite una semplice identificazione dei parametri. Ottenendo questo risultato, sarebbe possibile raffinare modelli di driveline in modo da rendere sempre più "realistici" gli ambienti di simulazione sui quali si basano i sistemi HIL. Il vincolo principale rimane sempre quello di un modello zero-dimensionale con possibilità di essere risolto in real-time, approccio non diffuso in bibliografia: spesso, infatti, a causa della complicata struttura del materiale, il comportamento di un elastomero viene simulato in un ambiente 2D/3D. In Figura 29 viene riportato un esempio di generico componente elastomerico con relativo schema:



Figura 29: schema generico elastomero

Lo scopo è sintetizzare un modello zero-dimensionale in grado di descrivere, in maniera continua, il rapporto tra deformazione del materiale e tensione (generata da una generica forza/coppia).

Il work-flow di questo progetto si basa sullo studio di dati sperimentali di un generico elastomero, seguita da una ricerca bibliografica in modo da definire un primo semplice modello di simulazione. Segue poi una prima identificazione di parametri sui dati sperimentali, in modo da valutare il grado di accuratezza del modello.

Si introduce, in secondo luogo, un'identificazione automatica, con il supporto di un toolbox dedicato, dei parametri con lo scopo di automatizzare la procedura e di provare a semplificare

il modello stesso. Il modello definito ed opportunamente calibrato, è stato successivamente applicato ad uno pneumatico, tramite identificazione sul componente stesso per valutare la possibilità di generalizzazione del modello proposto.

Tutte i risultati sono stati valutati in termini di RMSE (Root-Mean-Square-Error), cioè come scarto quadratico medio tra gli output di simulazione e i dati sperimentali stessi.

5.1 Attrezzatura Sperimentale

Lo studio del comportamento dell'elastomero a partire da dati sperimentali è il punto di partenza di tutto il lavoro. Volendo descrivere il primo elastomero in termini di coppia e angolo di deformazione è stata realizzata un'attrezzatura in grado di stimolare questo comportamento, della quale si riporta un semplice schema:

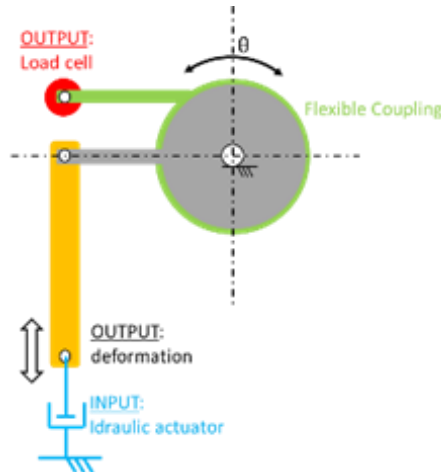


Figura 30: schema attrezzatura sperimentale

La procedura di testing prevede l'utilizzo di un attuatore lineare idraulico, collegato all'elastomero, attraverso un cinematismo che consente di ottenere la trasmissione del moto (lineare) dell'attuatore all'elastomero, che, essendo costituito da un parastrappi, è montato tra la corona ed il cerchio della ruota posteriore. Imponendo, quindi, uno spostamento lineare è possibile assistere ad una torsione dell'elastomero, il quale risponde con una tensione misurata da una cella carico tramite un secondo braccio, collegato al cerchio, che riporta la reazione in asse con l'attuatore. Essendo noto, ed imposto, lo spostamento verticale e nota la geometria della struttura, è possibile calcolare l'angolo di deformazione, mentre la coppia di reazione dell'elastomero, che diventa l'output della simulazione, è misurata. Sono, quindi, disponibili i principali parametri di I/O per il modello, cioè deformazione e tensione. Una volta nota la deformazione, viene anche determinata la velocità di deformazione come derivata della stessa.

L'attrezzatura può essere programmata per realizzare diverse forme di sollecitazione, in particolare sono stati eseguiti test variando:

- Ampiezza di deformazione
- Frequenza di deformazione
- Precarico/corsa attuatore idraulico

Si riporta, a titolo esemplificativo, un esempio di tre test disponibili, al solo variare della frequenza di eccitazione.

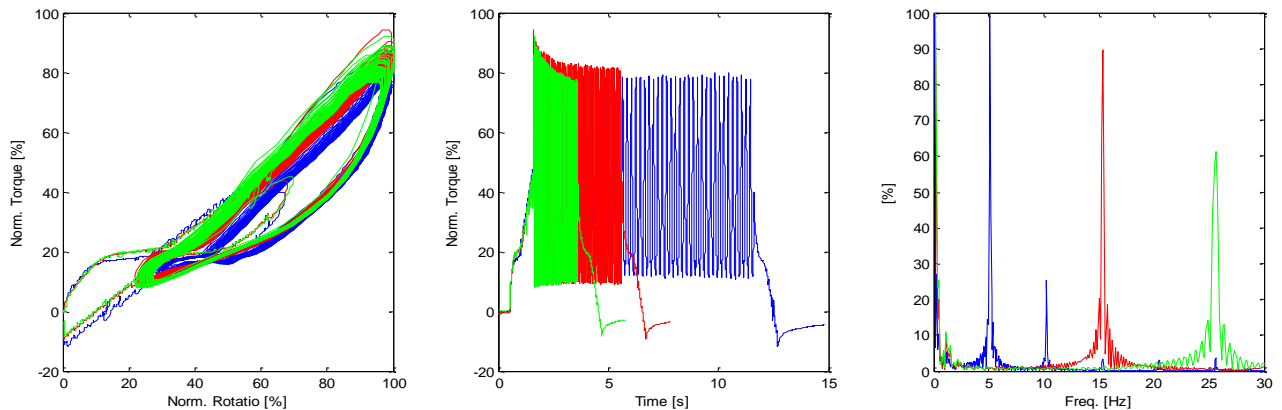


Figura 31: tre test a diversa frequenza di eccitazione

In Figura 31 sono rappresentate tre diverse prove, al variare del colore, a diversa frequenza di eccitazione (visibile nello spettro nel terzo riquadro). Il primo riquadro, invece, mostra la relazione che intercorre tra tensione e deformazione: un ciclo di isteresi che diverrà oggetto del modello di simulazione.

I risultati dei test sono utilizzati sia per studiare il comportamento dell'elastomero, sia come base per l'identificazione del modello sviluppato successivamente.

5.2 Comportamento Elastomero

Il comportamento dell'elastomero, in termini di rapporto sforzo-deformazione, è macroscopicamente descrivibile da un ciclo di isteresi. L'analisi delle caratteristiche di questo ciclo di isteresi è la base per lo studio e la modellazione del componente stesso. In Figura 32 si riporta un esempio di tre test, a pari frequenza di eccitazione, ma diverse combinazioni di precarico/corsa/ampiezza.

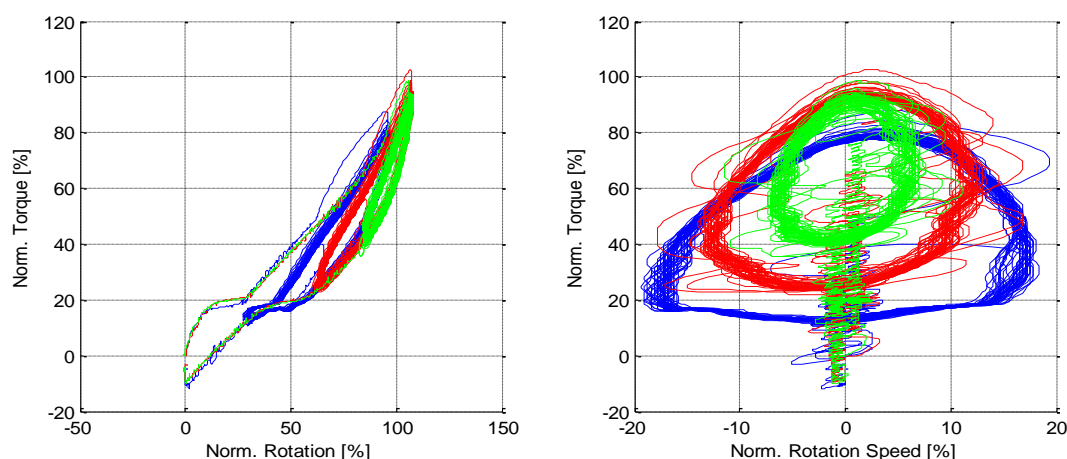


Figura 32: test al variare di corsa e ampiezza a pari frequenza di eccitazione

Analizzando, parallelamente, i test in Figura 31 e Figura 32 si possono notare macro caratteristiche del comportamento dell'elastomero, tutte riconducibili all'anisotropia della sua struttura di composizione:

- Ciclo di isteresi sforzo-deformazione fortemente non lineare;
- Comportamento quasi-lineare durante la fase di carico;
- Comportamento non lineare durante la fase di scarico, con un visibile decremento del modulo di elasticità del materiale (modulo di Young);
- Traslazione del ciclo di isteresi al variare del precarico (traslazione a deformazione maggiori con l'aumentare del valore di precarico applicato);
- Comportamento variabile al variare del tempo di test: i primi cicli di carico/scarico sono caratterizzati da una rigidità maggiore rispetto ai successivi.

Un'analisi bibliografica mostra come questi comportamenti siano propri degli elastomeri e delle gomme vulcanizzate in genere, cioè gomme a base naturale, o sintetica, alle quali vengono aggiunti, a caldo, filler di diverso materiale in base alle caratteristiche finali del componente desiderato [21, 22, 23].

Si può notare, inoltre, con particolare riferimento alla prova in blu di Figura 32 (precarico nullo) un diverso comportamento nella fase di carico, che può essere così rappresentato schematicamente:

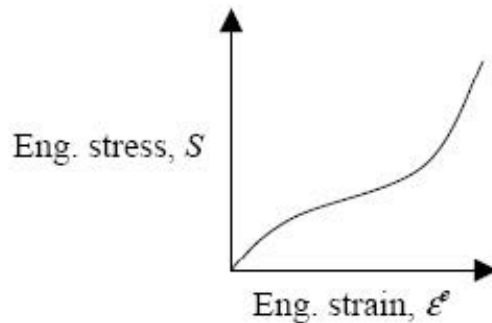


Figura 33: stress-deformazione ciclo di carico

Si assiste, cioè, ad una prima fase di riduzione del modulo elastico del componente (softening) seguita da un aumento dello stesso e quindi da un indurimento (stiffening): questo comportamento è localizzato solo a basse deformazioni, perciò nelle prove a disposizione è visibile solo a precarico nullo o molto basso. Il passaggio da un comportamento all'altro, infatti, avviene in corrispondenza di un valore di deformazione ϵ_{cr} definito "critico" [24]: questo peculiare comportamento è dovuto ad un'evoluzione del processo di cristallizzazione del materiale che è definito da un punto di flesso in corrispondenza di quella deformazione. La Figura 34 mostra, schematicamente, quanto appena spiegato.

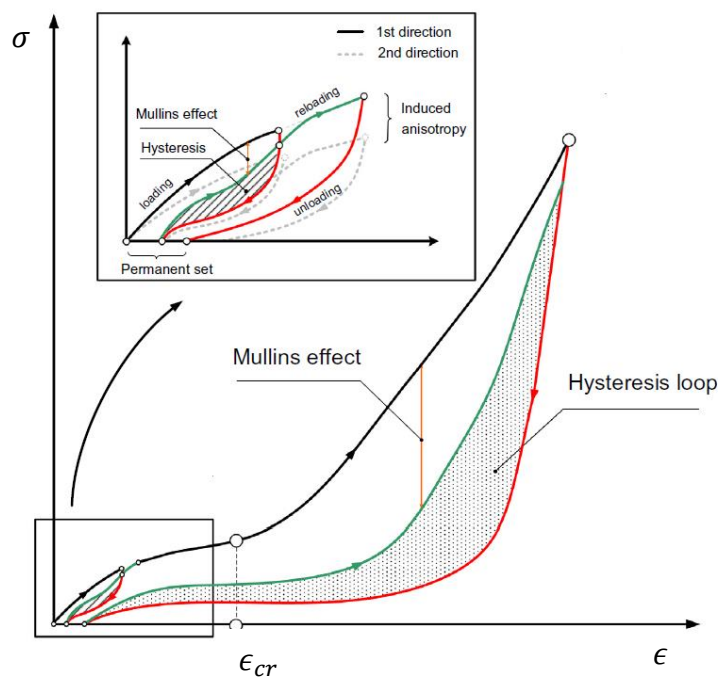


Figura 34: schema generico ciclo di isteresi elastomero

L'altra peculiarità dell'elastomero, visibile anch'essa in Figura 34 e nei dati sperimentali, è un diverso comportamento al variare del tempo, dopo il primo ciclo di carico: questo fenomeno prende il nome di effetto Mullins e si concretizza in una risposta del componente dipendente dalla storia di carico subito dallo stesso. Durante il primo ciclo di carico si assiste ad un'alterazione della struttura del materiale che porta ad una diminuzione della rigidità generale del componente e ad una deformazione permanente nella stessa direzione della sollecitazione. La struttura del materiale, quindi, viene danneggiata durante la fase di carico, ma questo viene ridotto durante la fase di rilascio generando così un comportamento transitorio che inizia col primo ciclo di carico fino a regimarsi. Nella seguente figura è riportato un esempio sperimentale che evidenzia l'effetto [25]:

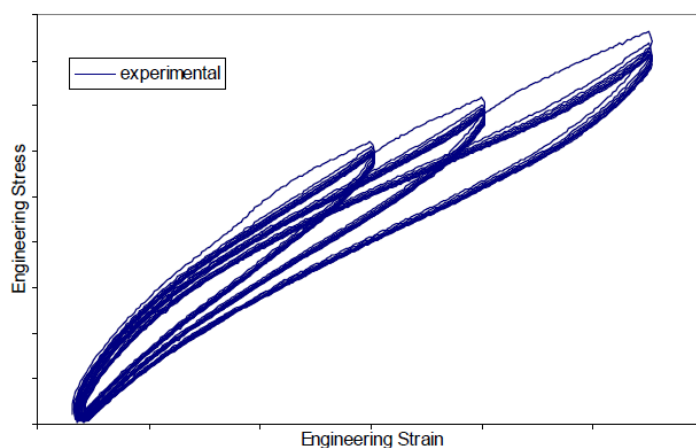


Figura 35: esempio effetto Mullins

La presenza di un effetto Mullins è effettivamente visibile dal primo ciclo di carico diverso dagli altri (caratterizzato da una minor rigidità) con una tendenza ad un regimarsi del comportamento: questo è esattamente quello visibile sul parastrappi [23, 26].

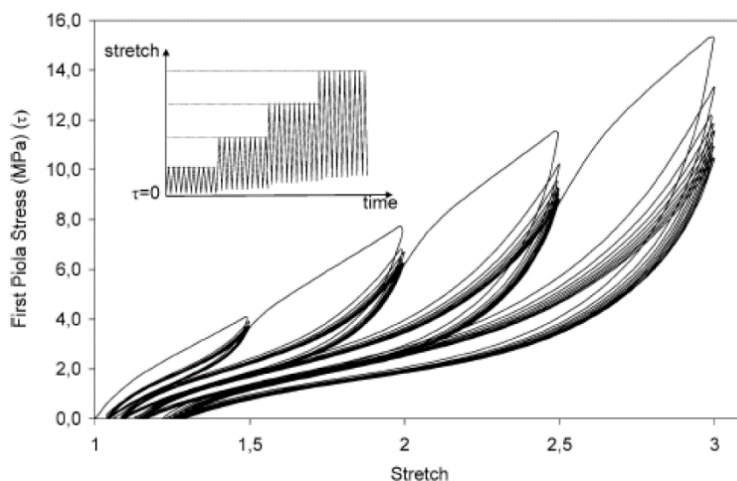


Figura 36: effetto Mullins al variare dell'ampiezza di sollecitazione

L'evoluzione di questo effetto può dipendere da fattori come l'ampiezza di deformazione e dalla frequenza della sollecitazione stessa. Guardando i grafici presentati, infatti, si vede come durante il rilascio del carico il ciclo di isteresi non converga nell'origine perché è presente una deformazione residua sul materiale. L'evoluzione di questa deformazione residua dipende dal tempo di permanenza nella fase di carico e in quella di scarico. Si può notare, infine, come la presenza dell'effetto Mullins si manifesti in modo prevalente durante la fase di carico piuttosto che durante quella di scarico.

Dalle considerazioni conseguite e dalla bibliografia emerge come la simulazione precisa dell'effetto Mullins possa essere rappresentata tramite l'evoluzione del concetto di "danno" del materiale. Questo approccio è basato talvolta su parametri empirici talvolta su modelli pluridimensionali, che va a scontrarsi con l'obiettivo di un semplice sistema di simulazione.

5.3 Modello di Elastomero

Per poter replicare il comportamento dell'elastomero con un modello semplice e a parametri concentrati, si è partiti da uno studio di quanto disponibile in bibliografia. È subito emerso come non sia diffusa una modellazione zero-dimensionale su questo tipo di materiale, quando piuttosto ci si affidi a simulazioni pluridimensionali. Nelle simulazioni FEM è assai diffusa la descrizione di ogni singolo elemento discreto come combinazione di elementi massa-molla-smorzatore. È lecito supporre, perciò, che sia possibile realizzare un modello a parametri concentrati con combinazioni degli elementi prima citati, accettando un minor grado di accuratezza rispetto alle simulazioni pluridimensionali. I modelli più semplici proposti in letteratura sono due, denominati Modello di Maxwell [21, 27] e Modello di Kelvin-Voigt [28]: il processo di modellazione partirà proprio dallo studio di questi due.

Il modello di Maxwell prevede una molla in serie ad un elemento smorzante, come nella seguente figura:

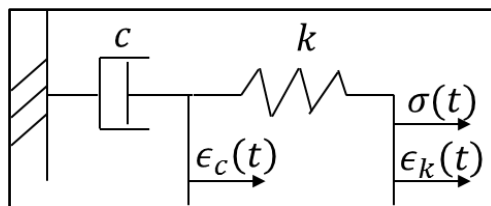


Figura 37: schema modello Maxwell

Il modello è descritto dalla seguente equazione caratteristica:

$$\sigma(t) = k(\epsilon_k(t) - \epsilon_c(t)) = c\dot{\epsilon}_c(t) \quad (5.1)$$

che fisicamente indica come entrambi gli elementi siano attraversati dallo stesso sforzo, caratterizzato da una risposta come quella seguente ad uno sforzo a gradino:

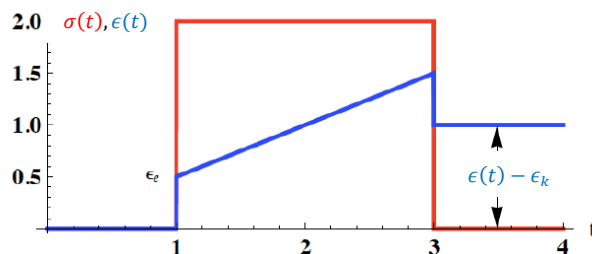


Figura 38: gradino di carico e risposta deformazione

Il modello di Maxwell, però, non è in grado di rappresentare il comportamento dell'elastomero in maniera adeguata: il rilassamento è, infatti, illimitato. A fronte di una variazione a gradino dello spostamento, la reazione del componente ha inizialmente un picco,

tendendo poi asintoticamente a zero, come è possibile vedere nella prima immagine di Figura 39. Questo modello non è in grado di generare una rigidità statica e, anche dopo un tempo infinito, mantiene un valore di deformazione non nullo.

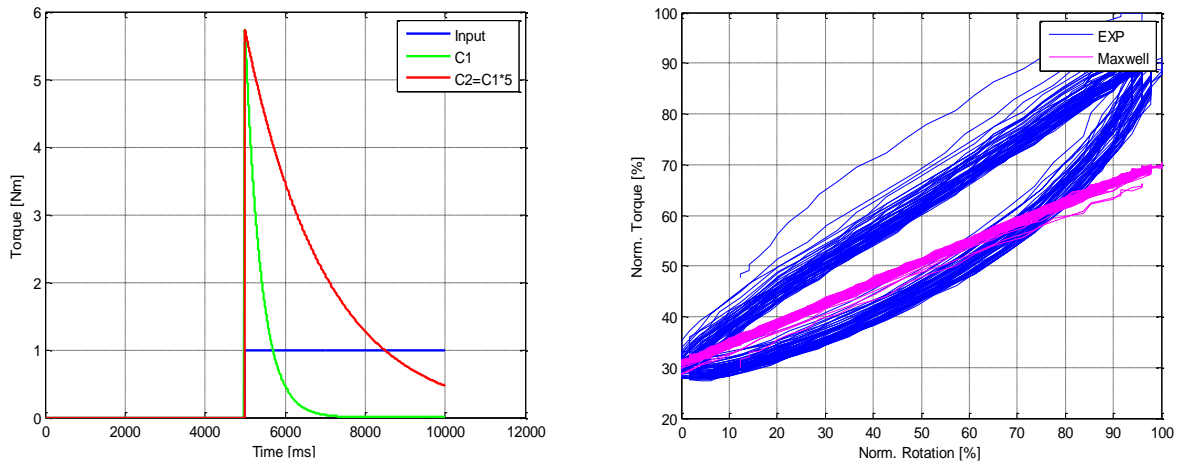


Figura 39: risposta a fronte di un gradino di spostamento e risultato simulazione comparato a dati sperimentali modello Maxwell

Nella seconda immagine di Figura 39 è presentato un risultato di un modello Maxwell applicato ad una prova sperimentale. Si vede come è possibile rappresentare la rigidità dinamica del materiale (pendenza del ciclo di isteresi nel piano coppia-angolo deformazione), mentre risulta complicato cogliere l'ampiezza del ciclo e le varie non linearità del materiale. Il secondo modello, nominato di Kelvin-Voigt, consiste in una molla in parallelo ad un elemento smorzante:

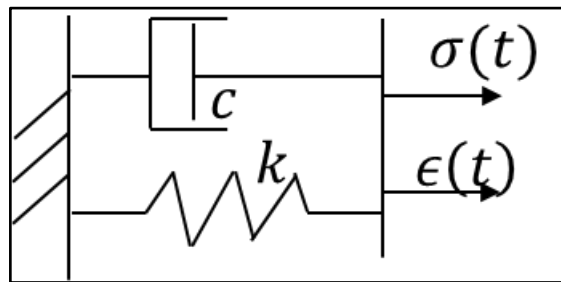


Figura 40: schema modello Kelvin-Voigt

Il sistema rappresentato in Figura 40 è rappresentabile tramite la seguente equazione:

$$\sigma(t) = k\epsilon(t) + c\dot{\epsilon}(t) \quad (5.2)$$

entrambi gli elementi, cioè, sono sottoposti alla stessa deformazione.

L'unica rigidità del sistema deve però generare sia la rigidità statica, sia quella dinamica: risulta complicato, quindi, riuscire a cogliere entrambi i comportamenti con un solo valore di k . Questa formulazione di modello, inoltre, non è in grado di generare un effetto di rilassamento del materiale, anche se ha il pregio di riuscire facilmente a rappresentare l'ampiezza del ciclo di isteresi. In Figura 41 si può notare la risposta di un modello così implementato a confronto con un test sperimentale.

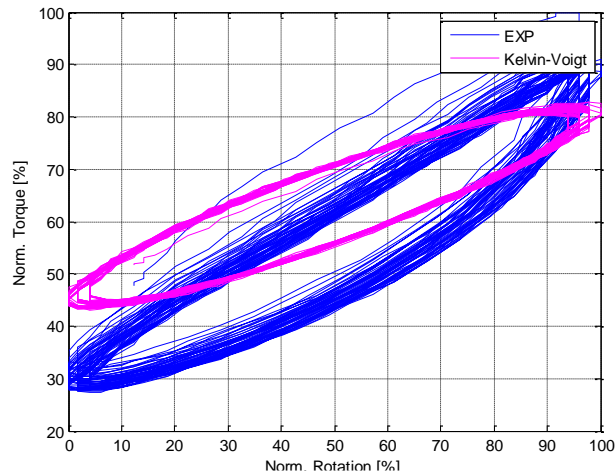


Figura 41: risultato simulazione comparato a dati sperimentali modello Kelvin-Voigt

Considerando i limiti e pregi dei due sistemi, si è pensato di accoppiare i modelli in parallelo, secondo lo schema seguente:

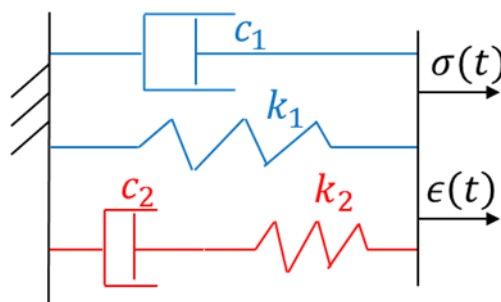


Figura 42: modello Maxwell + modello Kelvin-Voigt in parallelo

La parte inerente il modello in Kelvin-Voigt è in grado di generare la rigidità statica richiesta dal sistema, mentre quello di Maxwell l'effetto di rilassamento.

Con questo modello il risultato della simulazione è decisamente migliorato rispetto ai precedenti:

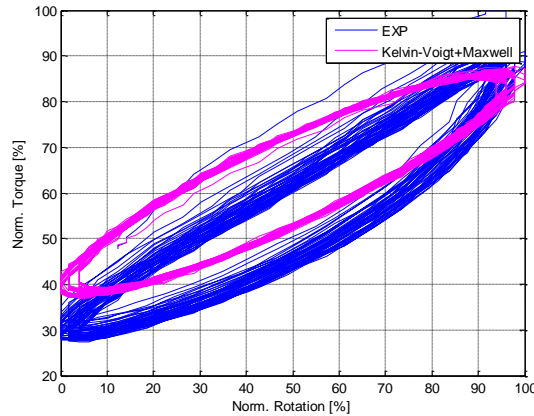


Figura 43: risultato simulazione Maxwell + Kelvin-Voigt

Oltre ad un affinamento del processo di calibrazione del modello, è necessario introdurre una componente atta a simulare l'effetto Mullins. Trattandosi di uno smorzamento della risposta del materiale su base tempo, si è pensato di introdurre una funzione di trasferimento atta a simulare questo particolare comportamento. Lo sforzo simulato diventa una combinazione di due contributi a frequenze diverse, separati dalla funzione di trasferimento stessa: stress a bassa frequenza e stress ad alta frequenza. Matematicamente si può pensare di scrivere il contributo di stress come:

$$M_{est-K} = M_{LowFreq} + M_{HighFreq} = \left(\frac{1}{1 + \tau S} \right) \theta * k_1(\theta) + \theta \left(1 - \left(\frac{1}{1 + \tau S} \right) \right) * k_2(\theta, \dot{\theta}) \quad (5.3)$$

Il risultato dell'applicazione di questo approccio allo stesso test di Figura 43, è il seguente:

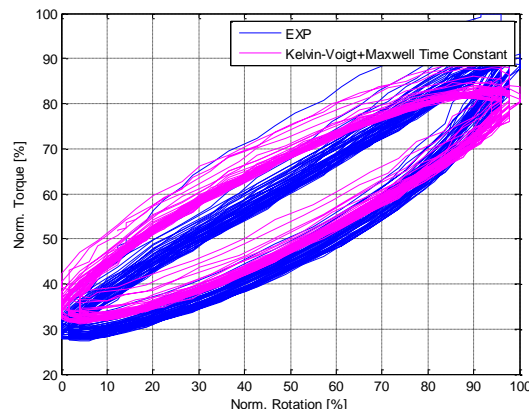


Figura 44: risultato simulazione Maxwell + Kelvin-Voigt con effetto Mullins

Il modello così implementato è in grado di replicare il comportamento dovuto all'effetto Mullins: i primi cicli di carico, infatti, risultano a rigidità minore per poi convergere a regime secondo una dinamica del primo ordine. Nonostante non si sia introdotto un concetto di

danno, si è comunque in grado di simulare, con approssimazione adeguata ad una simulazione real-time, un diverso comportamento del componente al variare del tempo di carico/scarico. La prova analizzata, caratterizzata da un elevato precarico dell'attuatore e una ridotta corsa dello stesso, presenta un ciclo di isteresi con una fase di carico simile alla fase di scarico: non sono evidenti, cioè, particolari non linearità del materiale. Per questo motivo, anche una simulazione a parametri concentrati è in grado di rappresentare il comportamento dell'elastomero con un grado di precisione accettabile, per una prima iterazione di calibrazione del modello. Per meglio comprendere le potenzialità del modello, in Figura 45 si riporta un risultato di simulazione comparato ad una prova sperimentale a precarico nullo ed elevata corsa dell'attuatore. Nonostante la rigidità dinamica sia ben rappresentata, emerge in maniera evidente come il modello non sia in grado di replicare le non linearità del materiale, in questo particolare test.

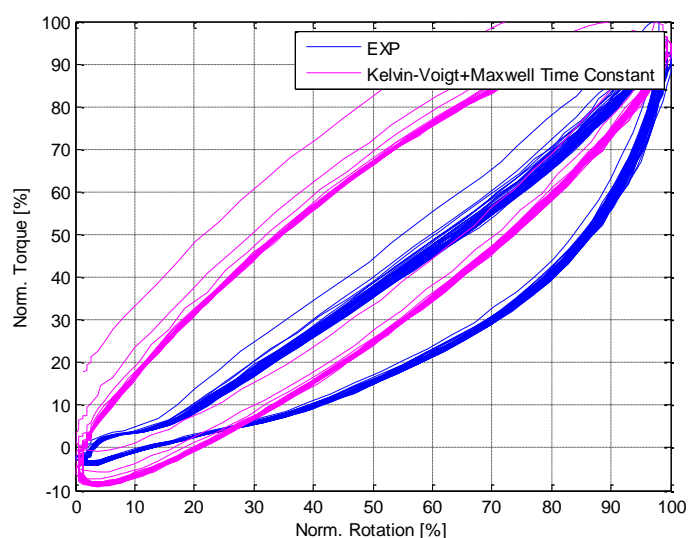


Figura 45: risultato simulazione Maxwell + Kelvin-Voigt con effetto Mullins

Per poter rappresentare tutte le non linearità del componente potrebbe essere sufficiente rendere sia le rigidità sia lo smorzamento funzione della deformazione e della velocità di deformazione stesse. Il modello rimane schematicamente inalterato, ma diviene più complicato in termini di parametri di identificazione. Il risultato di questa idea è reso ben evidente dalla figura seguente, nella quale viene rappresentato lo stesso test precedente confrontato con un output di simulazione a parametri variabili.

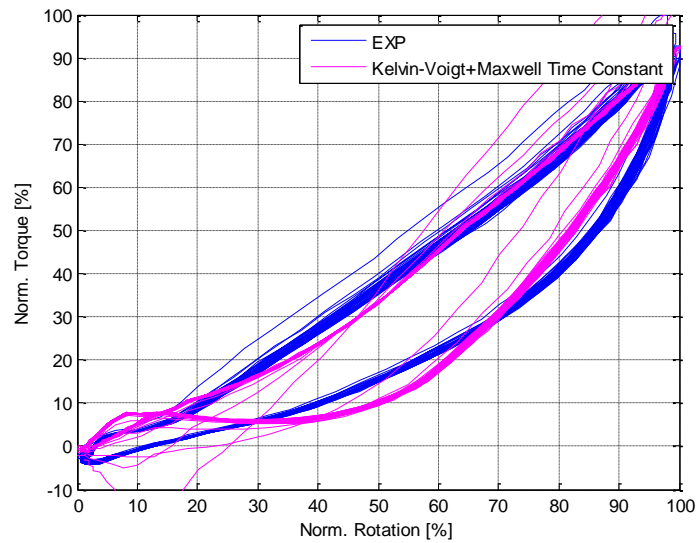


Figura 46: risultato simulazione Maxwell + Kelvin-Voigt con effetto Mullins e parametri variabili

Il risultato di simulazione è decisamente più aderente ai dati sperimentali in tutte le non linearità del componente. Il modello fino a qui creato è in grado di rappresentare i dati sperimentali, tuttavia rimane necessario introdurre una calibrazione dei parametri per ottimizzare la risposta del modello stesso. Tutti i risultati fino a qui presentati derivano, infatti, da una calibrazione manuale del modello.

5.4 Auto-Identificazione Parametri Modello di Elastomero

Il modello creato deve poter essere in grado di rappresentare tutte le prove a disposizione, cioè deve essere in grado di rappresentare il comportamento dell'elastomero al variare delle sue condizioni di utilizzo. A questo scopo potrebbe essere necessario introdurre un processo di identificazione automatico dei parametri, in modo da poter cogliere contemporaneamente più aspetti del comportamento del materiale, ottimizzando il modello su più test contemporaneamente. Inoltre, l'introduzione di un elemento di identificazione automatica permetterebbe di applicare questo modello ad altri elastomeri, semplicemente attraverso una ricalibrazione dei parametri che lo definiscono. Il modello è stato sviluppato in ambiente Matlab Simulink e schematicamente si presenta così:

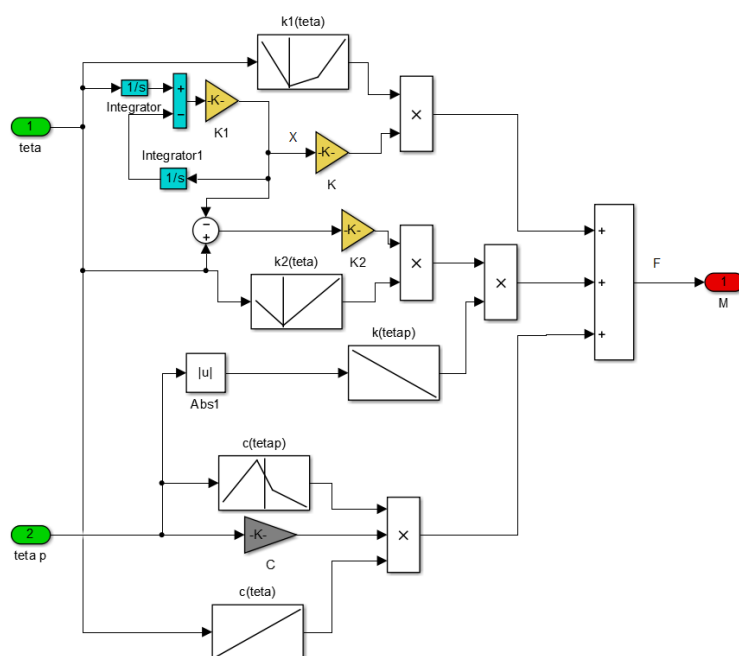


Figura 47: modello Simulink elastomero

Il modello nella sua versione originale (ottimizzazione manuale), è caratterizzato da 45 parametri di identificazione, cioè 9 valori per ognuna delle 5 lookup tables presenti, che permettono di tener conto delle non linearità del componente. A questi parametri si aggiunge la costante di tempo che genera l'effetto Mullins, che però non viene considerata nel processo di identificazione automatica. Essendo questa, infatti, una caratteristica ben precisa del materiale, è sufficiente identificarla una sola volta e mantenerla costante per tutti i test. Un numero così alto di breakpoint necessita di una procedura automatica di calibrazione, motivo per il quale si è fatto ricorso al Parameters Estimation Toolbox di Matlab-Simulink. Il processo

di auto-identificazione è basato su un metodo di tipo “Non-Linear Least Square” su algoritmo “Trust-Region-Reflective”. Il processo si basa sulla minimizzazione di una funzione di costo definita come la differenza tra dati sperimentali e output di modello. Dal processo di ottimizzazione è stata esclusa la zona transitoria iniziale (effetto Mullins con identificazione dedicata) per potersi concentrare sul comportamento a regime dell’elastomero. Il toolbox è dapprima stato usato per un’identificazione dei 45 parametri del modello, per poi essere sfruttato per uno studio di sensibilità dei parametri. Quest’analisi ha mostrato come il numero di parametri impostati nella prima versione del modello sia ridondante, cioè come sia possibile ridurlo drasticamente senza compromettere la qualità delle simulazioni. Dallo studio delle linearità e non linearità del comportamento del materiale, si è definito un nuovo modello a 20 parametri, che si è dimostrato essere il miglior compromesso tra semplicità di simulazione e aderenza ai dati sperimentali.

La qualità del modello è stata valutata in termini di RMSE confrontando 12 diversi tipi di test.

Nella seguente figura si riporta un riassunto dei risultati ottenuti:

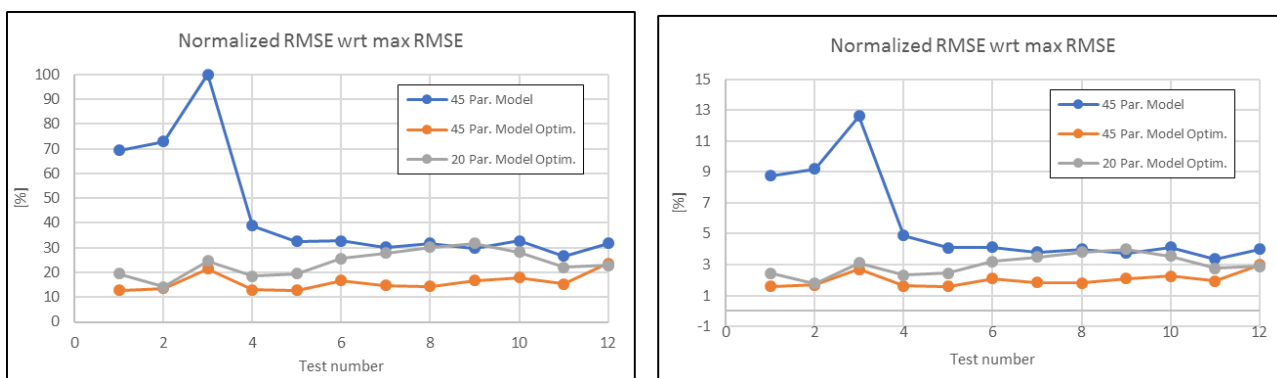


Figura 48: RMSE normalizzato rispetto al massimo RMSE delle prove e RMSE normalizzato rispetto al massimo valore di coppia

Nell’immagine di sinistra è riportato, per tutte le 12 prove disponibili, l’andamento del RMSE normalizzato rispetto al massimo RMSE mostrato. Nell’immagine di destra, invece, si riporta il singolo valore di RMSE normalizzato rispetto al massimo valore di coppia visto nelle prove sperimentali. Il primo grafico mostra come il passaggio da un modello con 45 parametri identificati manualmente ad uno con lo stesso numero di parametri ma identificati automaticamente aumenti la qualità del modello di oltre il 70% nel migliore dei casi, mantenendo un buon livello nei restanti. Anche il modello finale a 20 parametri si dimostra essere migliore di quello iniziale, indice del fatto che le semplificazioni fatte non hanno intaccato i risultati. La seconda immagine mostra come grazie all’ottimizzazione dei parametri

si riescano ad ottenere dei risultati di simulazione con RMSE sempre minore del 5% e come il modello finale semplificato sia assolutamente comparabile al primo più complicato. A titolo esemplificativo si riporta un confronto tra simulazioni e dati sperimentali al variare della frequenza di eccitazione.

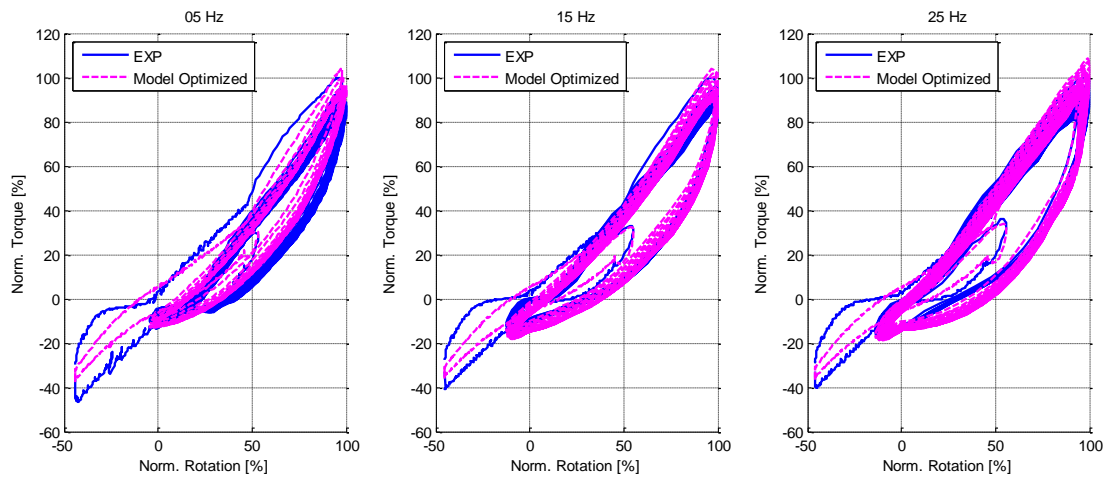


Figura 49: simulazioni vs dati sperimentali al variare della frequenza di eccitazione

La Figura 50 mostra invece i risultati delle simulazioni a pari frequenza, ma diverso precarico:

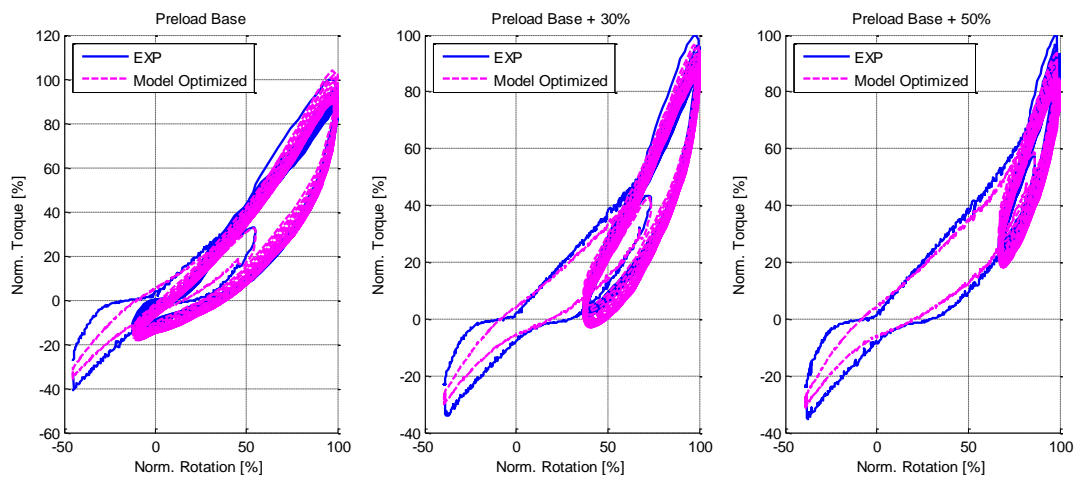


Figura 50: simulazioni vs dati sperimentali al variare del precarico attuatore

Il modello realizzato, con l'aiuto del toolbox di identificazione automatica, è in grado di simulare il comportamento del componente in maniera soddisfacente per un ambiente di simulazione zero-dimensionale. Questo modello può, quindi, essere utilizzato come approccio di simulazione generale per diversi elastomeri della stessa famiglia, attraverso una semplice calibrazione di parametri, componente per componente.

5.5 Applicazione del Modello ad un Secondo Elastomero

A seguito del lavoro svolto precedentemente, si è pensato di poter adattare/identificare il modello sviluppato ad un secondo elastomero, di caratteristiche generali simili. L'approccio è stato il medesimo utilizzato con il primo: studio dei dati sperimentali, applicazione del modello e validazione dei risultati. È stato svolto il seguente pattern di test sperimentali:

- Sweep di ampiezza combinata a diverse frequenze di eccitazione;
- Sweep sinusoidali a diverse frequenze di eccitazione e diversi precarichi;
- Step di eccitazione con diverse ampiezze e precarichi;
- Rampe quasi statiche.

Segue un'immagine riassuntiva inerente un treno di prove sperimentali disponibili:

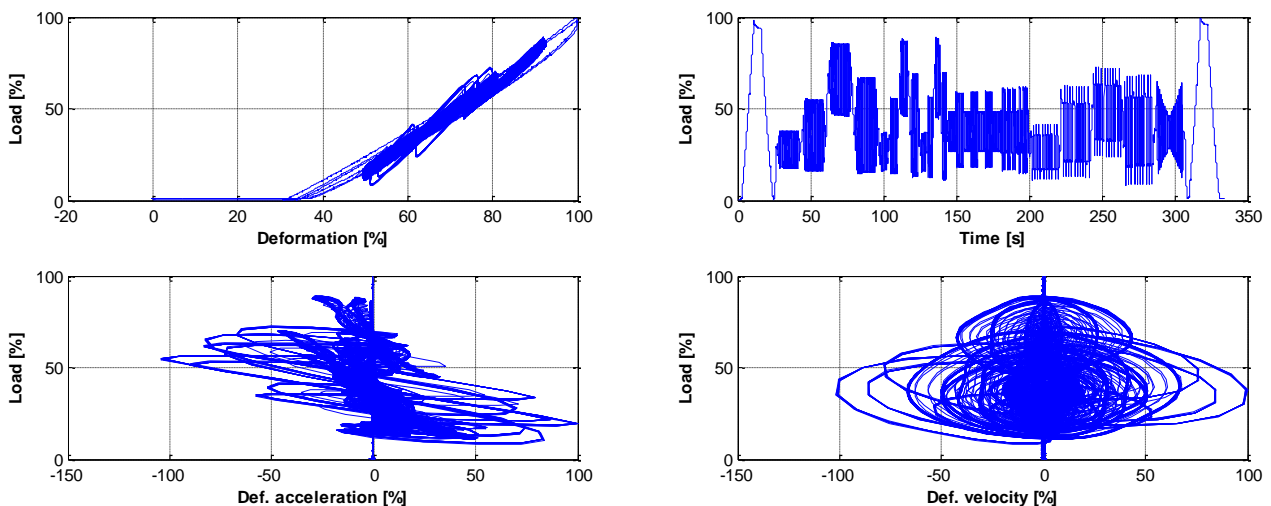


Figura 51: esempio test sperimentali disponibili

A questi test se ne aggiunge uno con eccitazione random, utile per validare il modello dopo averne fatto il training sui precedenti dati.

Lo studio dei dati sperimentali mostra un comportamento dell'elastomero macroscopicamente simile al precedente, con qualche peculiarità rilevabile. Le maggiori differenze nel comportamento del materiale sono una generale maggiore rigidità del nuovo componente (probabilmente dovuto all'inserimento di un filler a base di acciaio) e l'assenza, per lo meno apprezzabile, dell'effetto Mullins. Avendo a disposizione un modello completo dell'elastomero precedente, si è proceduto con un'identificazione automatica dei parametri dedicata al nuovo componente usando come base per la calibrazione il pattern di dati sperimentali mostrati in Figura 51.

Il modello calibrato è stato successivamente testato sulla prova ad eccitazione random, mostrando la capacità di replicare il comportamento sperimentale.

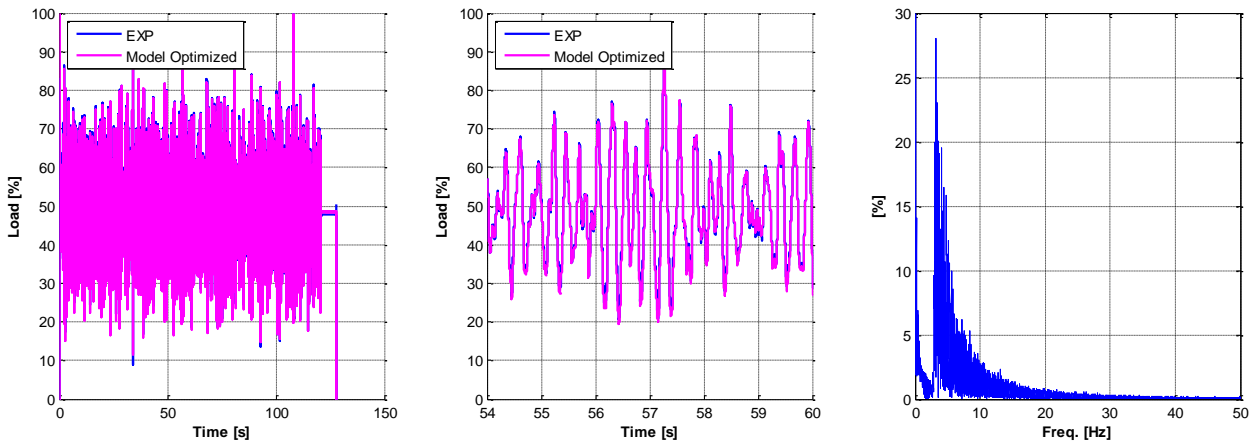


Figura 52: risultati simulazione vs test sperimentale random modello 20 parametri

Il confronto con la prova sperimentale ad eccitazione random mostra che il modello sviluppato, dopo una identificazione dedicata, riesce a replicare il comportamento sperimentale auspicato anche su un secondo componente elastomerico. Il valore di RMSE, normalizzato rispetto al carico medio della prova, è pari a 1.3%, valore accettabile per il tipo di modellazione zero-dimensionale.

Dato l'incoraggiante risultato ottenuto e le considerazioni fisiche sopra conseguite, lo step successivo consisterà nel tentativo di semplificare ulteriormente il modello per rendere ancora più chiara e veloce la simulazione.

Dopo aver rimosso l'effetto Mullins, si è guardato alle non linearità del componente, decisamente inferiori al primo elastomero, ottenendo così uno schema molto più semplice:

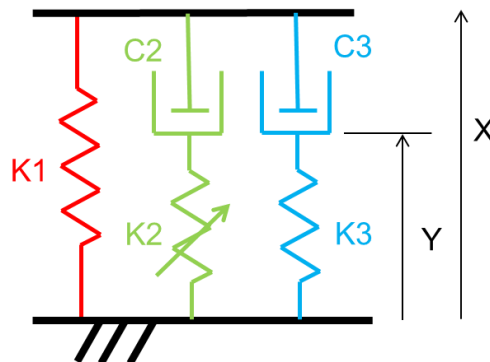


Figura 53: modello nuovo elastomero

nel quale si trovano una molla in parallelo a due bracci di Maxwell, dei quali solo uno ha una dipendenza lineare con la deformazione. Si passa così da un modello con 20 parametri ad uno con soli 6. La scelta di un modello con tre rami in parallelo è frutto della volontà di voler dedicare ogni singolo braccio alla simulazione di un ben preciso aspetto del componente: il comportamento statico, quasi statico e ad alta frequenza. Per fare ciò è stato sviluppato un differente approccio nell'identificazione automatica dei parametri: ogni singolo ramo è stato identificato su un particolare aspetto. In particolare:

- la molla K1 ha l'obiettivo di simulare il valor medio del ciclo di isteresi;
- il ramo K2-C2 è ottimizzato sulle rampe quasi statiche con lo scopo di simulare il comportamento quasi-statico e l'effetto rilassamento;
- il ramo K3-C3 è ottimizzato sui test ad alta frequenza in modo da cogliere quell'aspetto del parastrappi.

Potendo dedicare ogni ramo ad una funzione specifica si riesce ad ottenere un buon risultato sulla stessa prova ad eccitazione random di Figura 52:

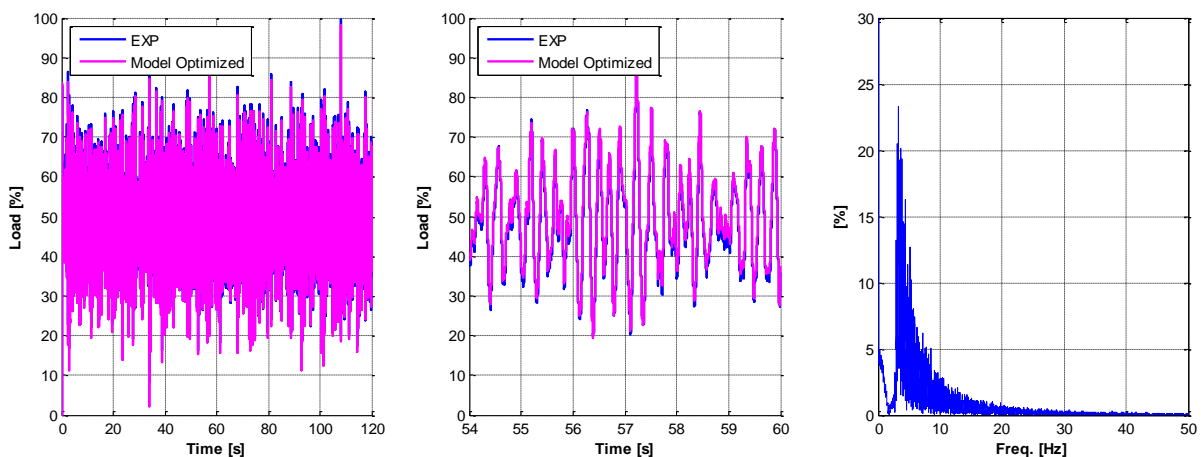


Figura 54: risultati simulazione vs test sperimentale random modello 6 parametri

In questo caso il valore di RMSE vale 1.5%, un ottimo compromesso tra semplicità di modello e leggerezza computazionale rispetto al modello primitivo.

Data la semplicità di modello dell'elastomero, si è sfruttato questo per un'ultima analisi: il target è quello di riuscire a descrivere il comportamento al variare della frequenza di eccitazione e capire come risponde al variare della stessa. Si è sintetizzato un modello equivalente costituito da una sola molla e uno solo smorzatore in parallelo per essere stimolato da un input sinusoidale di frequenza variabile. Questo può essere scritto come:

$$\begin{cases} X = X_0 + (A) \sin(2\pi Ft) \\ \dot{X} = \frac{d}{dt}(X) \end{cases} \quad (5.4)$$

Il modello equivalente sopra descritto, molla e smorzatore in parallelo, è rappresentato dalla seguente equazione:

$$F(t) = K_{eq}X + C_{eq}\dot{X} \quad (5.5)$$

I parametri del modello equivalente devono ora essere identificati in accordo con il modello originale. Questi, infatti, possono essere determinati dalla minimizzazione di una funzione di costo che confronta l'output del modello originale a 6 parametri con quello equivalente, matematicamente così descrivibile:

$$\sum_{\tau=0}^T \left\{ \text{abs} \left[F(\tau) - K_{eq}[X(\tau)] - C_{eq}[\dot{X}(\tau)] \right] \right\} \quad (5.6)$$

L'operazione deve essere reiterata per diverse frequenze di eccitazione con lo scopo di descrivere rigidità e smorzamento al variare della frequenza stessa. Il risultato di questa procedura è visibile nella seguente figura:

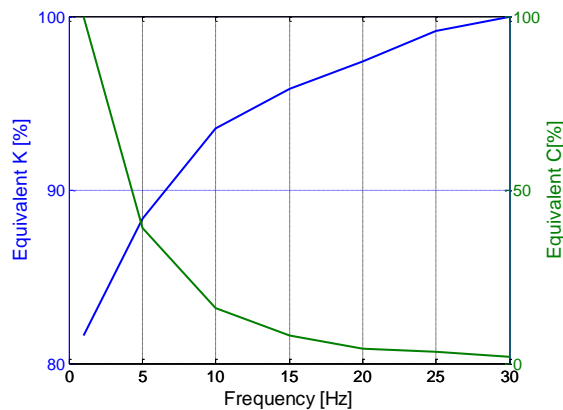


Figura 55: rigidità e smorzamento equivalenti al variare della frequenza di eccitazione

All'aumentare della frequenza di eccitazione si vede un aumento della rigidità equivalente e una diminuzione dello smorzamento: il componente perciò risponde a frequenze incrementali con un incremento di rigidità dello stesso.

Il modello sviluppato in questo capitolo è in grado di simulare due elastomeri attraverso una semplice re-identificazione dei parametri costituenti, può perciò essere utilizzato come modello generale di un componente a base elastomerica. Sono state mantenute anche le necessità di simulazione real-time attraverso un modello zero dimensionale, talvolta semplificato guardando alla fisica del comportamento senza compromettere il risultato finale.

6. Modello Knock

Si introduce, di seguito, un lavoro atto a simulare eventi di detonazione su base ciclo per poter ampliare la libreria specializzata di modelli applicabili a sistemi HIL.

Con particolare riferimento ad applicazioni automotive racing, è sempre più sviluppato l'utilizzo di strategie di controllo della combustione in closed-loop attraverso il segnale fornito da un sensore di pressione in camera di combustione. In letteratura [32, 33, 34, 35, 36, 37] sono diffuse applicazioni di strategie di controllo della fase di combustione attraverso l'utilizzo di Sistema di Analisi Combustione (CAS) sia in motori ad accensione per compressione sia, soprattutto, in motori con concetti di combustione innovativa come Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) [38] o Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) [39]. Non meno importanti sono applicazioni nelle quali [41, 42], attraverso sistemi come quelli appena citati, si cerca di minimizzare l'emissione di inquinanti attraverso una migliore stima del rapporto comburente/combustibile presente in camera di combustione e dell'entità dei gas residui.

Una delle maggiori applicazioni, però, è quella della diagnosi di detonazione ed eventuale strategia di controllo nelle quali, solitamente, viene analizzato il contenuto ad alta frequenza del sensore per realizzare un indice che sia correlato al fenomeno della detonazione stessa. Le più diffuse strategie di diagnosi e controllo della detonazione non si basano su un'informazione puntuale (singolo ciclo), ma su andamenti statistici collezionati in un numero considerevole di campioni utili. Queste considerazioni mostrano come possa essere molto utile avere a disposizione un modello che sia in grado di simulare eventi di detonazione per lo sviluppo di strategie di controllo della combustione in closed-loop.

Viene proposto, di seguito, un sistema model-based che prevede in input parametri generali di funzionamento motore come regime, rendimento volumetrico, lambda, temperatura carica ad inizio corsa di compressione e anticipo applicato, in grado di generare un valore di indice di detonazione. L'utilizzo in input di parametri di funzionamento generale del motore risulta vantaggioso data la disponibilità di queste grandezze in ambiente HIL. Dalle condizioni di funzionamento istantaneo del motore è possibile, perciò, passare ad una stima dei parametri caratteristici della combustione per poi interrogare un modello specifico di detonazione che, a fronte di input come fase di combustione e parametri generali di funzionamento, sia in grado di stimare il grado di detonazione del motore. Il requisito fondamentale durante lo studio e la

stesura del modello è quello di una risoluzione in real-time, per cui si possono escludere modelli pluridimensionali, tranne che come studio bibliografico ed eventuale input di simulazione.

Si può, quindi, definire uno schema generale del modello ricercato:

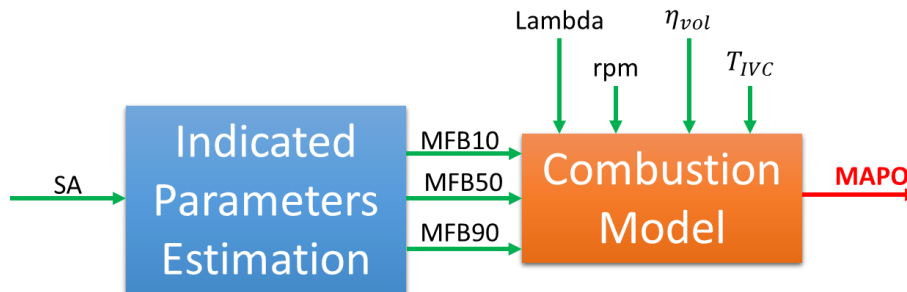


Figura 56: schema modello combustione knock

Come input, il modello di combustione necessita di parametri generali del punto di funzionamento considerato e di una stima di alcune grandezze indicate, su base ciclo. Queste sono stimabili, attraverso correlazioni, a partire dal valore di anticipo attuato per quel ciclo.

A questo livello si è già creato un modello, seppur parziale, adottabile in sistemi HiL. Molti controlli in closed-loop della combustione, ad esempio, si basano sul raggiungimento di un determinato valore di MFB50 target con un controllore di tipo PID [2]. Per questo tipo di controlli è necessario avere a disposizione un feedback di fasatura combustione e un modello come quello in azzurro nello schema presentato potrebbe essere di per sé sufficiente a questo scopo.

A fronte di questi input disponibili in un sistema HiL, però, il modello sarà in grado di prevedere un certo valore di detonazione per quel ciclo di funzionamento.

6.1 Dati Sperimentali

Per lo sviluppo del modello proposto si è imbastita una campagna prove costituita da 4 punti motore a regime fisso:

- 5000 – 7000 – 8000 – 9500 rpm
- Valore di titolo costante pari a 0.87
- Massimo carico motore
- Sweep di anticipo con 1000 cicli per punto.

Il tutto è stato testato su un motore ad accensione comandata bicilindrico a V di 90° con le seguenti caratteristiche:

Cilindrata	1198cc
Alesaggio x Corsa	106*67.9 mm
Lunghezza Biella	122.5 mm
Rapporto Compressione	12.8:1

Il motore è stato adeguatamente strumentato per poter avere a disposizione dati indicati dei test sopra citati. In particolare è stato installato un sistema di analisi combustione Alma-Automotive OBI-M2 con amplificatore di carica Alma-Automotive Champions e sensore di pressione in camera Kistler 6052C32U20.

Con questo tipo di strumentazione è possibile rilevare dati su base angolo, con risoluzione pari a 0.5°, e dati su base ciclo come fasatura di combustione, IMEP, rilascio di calore cumulato ecc.

Il valore di MAPO (Max-Amplitude-Pressure-Oscillations), definito come:

$$MAPO = \max \left(\left| p_{highfreq_{filt}} \right|_{\theta_{start}}^{\theta_{end}} \right) \quad (6.1)$$

è stato identificato attraverso un filtro digitale Butterworth di 2° ordine passa-alto con frequenza di taglio impostata a 5kHz a fronte di dati campionati a 400kHz con filtro antialiasing Butterworth di 3° ordine passa-basso a 100kHz.

I valori di MAPO acquisiti dovranno essere il termine di paragone per l'output del modello.

Tutti i dati acquisiti sono disponibili offline, su base ciclo, in modo da poter facilmente alimentare il modello e valutarne la capacità di predizione.

A titolo esemplificativo viene riportato un set di dati a 9500rpm:

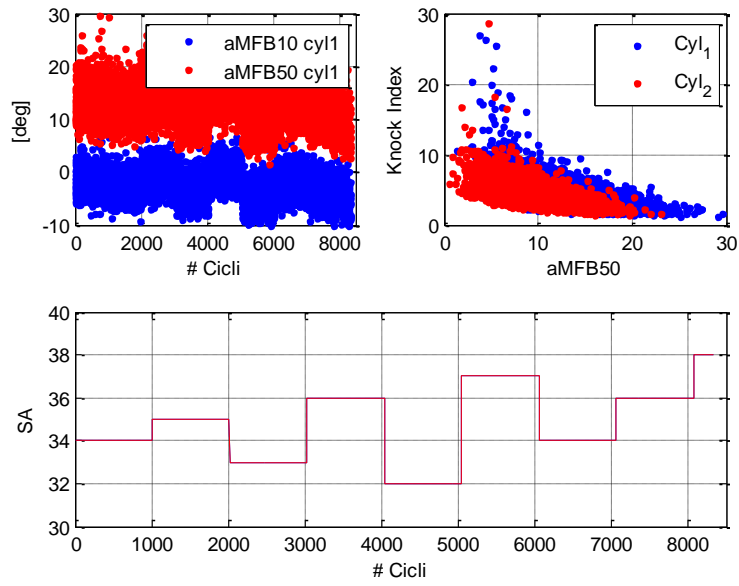


Figura 57: esempio dati sperimentali a 9500rpm

Procedendo da una condizione poco detonante ad una con elevato grado di detonazione a pari punto di funzionamento motore, si hanno sufficienti dati per poter realizzare, calibrare ed infine validare il modello.

6.2 Modello di Combustione

Con lo scopo di realizzare un modello applicabile a sistemi HIL atti allo sviluppo di strategie di controllo detonazione, devono essere garantite alcune condizioni:

- Uso di input disponibili in un ambiente hardware in the loop (ad esempio evitare di utilizzare grandezze indicate su base angolo);
- Peso computazionale ridotto, escludendo modelli pluridimensionali/CFD;
- Capacità di stimare un indice di detonazione progressivo;
- Capacità di simulare la dispersione del valore di detonazione derivante dalla sua stessa natura e dalla dispersione di combustione di un motore ad accensione comandata.

In letteratura [43, 44] sono diffusi diversi modelli in grado di soddisfare queste richieste: essi si basano principalmente su una stima del tempo di ritardo all'accensione della miscela in camera di combustione attraverso modelli chimici o correlazioni empiriche. Approcci di questo tipo prevedono una stima del tempo di accensione attraverso un modello empirico descritto da un'equazione di tipo Arrhenius:

$$\tau = A * p_{cyl}^{-n} * \exp\left(\frac{B}{T_{unb}}\right) \quad (6.2)$$

Dalla stima di tempo di accensione è possibile determinare se si è verificato un evento di autoaccensione della miscela quando è verificata la seguente equazione:

$$\int_0^{t_{knock}} \frac{dt}{\tau} \geq 1 \quad (6.3)$$

Considerando, infatti, una generica funzione ψ come il grado di avanzamento delle reazioni in camera di combustione, si può definire un valore critico ψ_c al quale corrisponde la presenza di un'autoaccensione. Per una generica miscela si può scrivere:

$$\frac{d\psi}{dt} = f(\psi, p_{cyl}, T_{unb}) \quad (6.4)$$

che risulta una funzione sconosciuta, ma determinabile a partire dalla conoscenza di τ . Imponendo che la funzione $\psi(t)$ parta dall'origine e raggiunga il suo valore critico per $t = \tau(p, T)$, ad essa può essere sostituita la sua corda ottenendo:

$$\frac{d\psi}{dt} = f(\psi, p_{cyl}, T_{unb}) \cong \frac{\psi_c}{\tau(p, T)} \quad (6.5)$$

Supponendo ψ_c indipendente da pressione e temperatura è possibile calcolare la funzione integrale del ritardo all'autoaccensione:

$$I(t) = \frac{\psi}{\psi_c} = \int_0^t \frac{dt}{\tau(p, t)} \quad (6.6)$$

Che per il suo valore critico vale esattamente 1, valore per il quale si è definita la presenza di detonazione nell'equazione 6.3.

Con un modello come quello appena descritto è trascurata un'eventuale dipendenza dal titolo di combustione, la quale può avere un effetto molto importante in un motore ad accensione comandata come si può intuire dall'andamento della velocità laminare di propagazione del fronte di fiamma (Figura 58) [3].

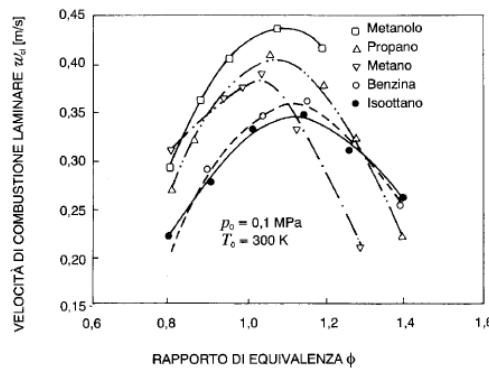


Figura 58: velocità laminare del fronte di fiamma al variare del rapporto di equivalenza

È evidente come la velocità di propagazione del fronte di fiamma, e di conseguenza il tempo di autoaccensione dei gas non combusti, dipenda in maniera notevole dal titolo della miscela.

Un altro approccio [45] è quello di stimare il tempo di ritardo all'accensione della miscela attraverso la risoluzione di modelli caratterizzati offline con specializzate simulazioni chimiche. Il modello proposto si basa proprio su questo secondo approccio: ad un primo step di stima del tempo di ritardo all'accensione seguirà un secondo step nel quale si cercherà di correlare il risultato di un ciclo di combustione anomalo ad un indice di detonazione.

È fondamentale poter stimare il tempo totale di accensione della miscela che può essere calcolato come:

$$\frac{1}{\tau} = \frac{1}{\tau_1 + \tau_2} + \frac{1}{\tau_3} \quad (6.7)$$

In questa equazione ogni singolo tempo di accensione descrive una zona ad un determinato livello di temperatura, partendo dalla più bassa fino alla più alta. Per ognuna delle tre zone descritte, il tempo può essere determinato sempre secondo un'equazione di tipo Arrhenius (topologicamente simile a quella dell'equazione 6.2):

$$\tau_i = A_i * p_{cyl}^{-n_i} * \exp\left(\frac{B_i}{T_{unb}}\right) \left(\frac{1}{\lambda}\right)^{x_i} \quad (6.8)$$

Nella quale equazione si intende:

- p_{cyl} pressione dei gas incombusti all'interno del cilindro
- T_{unb} temperatura dei gas incombusti all'interno del cilindro
- λ titolo della miscela
- A_i, n_i, B_i, x_i coefficienti empirici per ogni livello di temperatura

I coefficienti di caratterizzazione dell'equazione dipendono dal tipo di combustibile utilizzato e possono essere determinati per via empirica oppure attraverso dettagliate simulazioni chimiche. Nel lavoro in oggetto si è partiti da una base di coefficienti derivanti da un combustibile noto per poi proseguire con un tuning dei dati derivanti dal fatto di utilizzare, nella campagna prova, un tipo di combustibile diverso.

Un primo indice grezzo di detonazione può essere definito come:

$$kn_{trac} = \int_{IVC}^{EVO} \frac{dt}{\tau} \quad (6.9)$$

Si integra, su base tempo, l'inverso del tempo di autoaccensione dei gas incombusti dal momento della chiusura della valvola di aspirazione (IVC Intake Valve Closing) al momento dell'apertura di quella di scarico (EVO Exhaust Valve Opening), cioè nella parte di ciclo motore a valvole chiuse che comprende la fase di compressione, combustione ed espansione.

Si introduce un'ipotesi di linearità tra il valore di MFB10 e quello di MFB90, intervallo tra cui si ipotizza di rilasciare tutta l'energia della combustione. Questa ipotesi, introdotta per limitare il costo computazionale, risulta particolarmente fondata tra MFB10 e MFB50, con minor precisione tra MFB50 e MFB90:

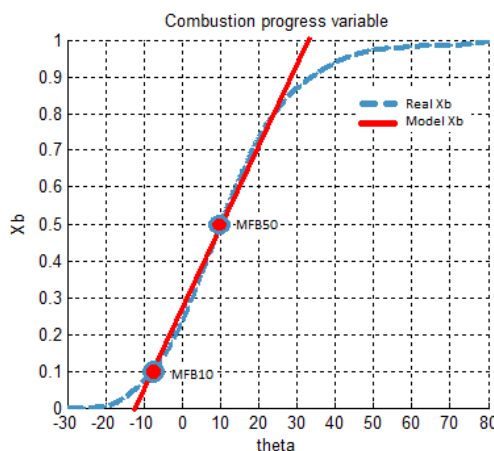


Figura 59: percentuale massa bruciata secondo modello di Wiebe al variare dell'angolo

L'ipotesi introduce, tuttavia, una semplificazione trascurabile per quanto riguarda la massa di combustibile bruciata prima dell'angolo di MFB10, ed una meno rilevante per quanto riguarda quella bruciata sopra MFB90, la quale ha un impatto decisivo nella generazione di combustioni indesiderate come la detonazione.

Come primo step è necessario caratterizzare la miscela all'angolo iniziale di combustione MFB10 (supposto disponibile come input al modello). Il volume può essere calcolato attraverso la legge cinematica del manovellismo come:

$$V_{MFB10} = V_{cyl} * \left\{ \frac{1}{r-1} + \frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{\lambda} - \cos(\theta_{MFB10}) - \left(\frac{1}{\lambda} \right) \cdot \sqrt{(1 - \lambda^2 \cdot (\sin(\theta_{MFB10}))^2)} \right] \right\} \quad (6.10)$$

Il valore di temperatura dei gas incombusti può essere calcolato stimando una compressione isoentropica tra il PMI, al quale corrisponde la chiusura della valvola di aspirazione, e una determinata temperatura in quel punto (input del modello) come:

$$T_{unb-MFB10} = T_{IVC} \left(\frac{V_0 + V_{cyl}}{V_{MFB10}} \right)^{k-1} \quad (6.11)$$

Nella quale equazione si è introdotta l'ipotesi di chiusura valvola aspirazione esattamente al punto morto inferiore prima della corsa di compressione. Un'altra ipotesi introdotta per il calcolo della temperatura è che la quota parte di combustione avvenuta non contribuisca all'aumento di temperatura dei gas incombusti (se non a causa della loro compressione: si ipotizza che non ci sia scambio di massa tra le zone della camera separate dal fronte di fiamma).

La massa bruciata al valore di MFB10 è calcolabile come:

$$M_{MFB10} = \eta_{VOL} * \frac{V_{cyl}}{(AF_{stech} * \lambda_{comb})} * 0.1 \quad (6.12)$$

Dalla quale è possibile ricavare il valore di temperatura media dei gas all'angolo di MFB10:

$$T_{mean-MFB10} = T_{unb-MFB10} + LHV * \frac{M_{MFB10}}{c_p * \eta_{vol} * V_{cyl} * \left[1 + \frac{1}{AF_{stech} * \lambda_{comb}} \right]} \quad (6.13)$$

È, perciò, possibile caratterizzare completamente il punto ad MFB10 attraverso la stima della pressione in camera in quel punto:

$$p_{cyl-MFB10} = \rho_{MFB10} * R_{gas} * T_{mean-MFB10} \quad (6.14)$$

Avendo considerato la densità della miscela come:

$$\rho_{MFB10} = \frac{M_{MFB10}}{\eta_{vol} * V_{MFB10}} \quad (6.15)$$

Il punto iniziale di combustione è, perciò, caratterizzato in tutte le sue grandezze di interesse. L'evoluzione di pressione all'interno del cilindro, a partire dal valore di MFB10, è esprimibile dalla prima legge della termodinamica e vale:

$$\frac{dp_{cyl}}{d\theta} = \frac{1}{V_{cyl}} \left[(k-1) \frac{dx_b}{d\theta} CHR_{net} - kp_{cyl} \frac{dV_{cyl}}{d\theta} \right] \quad (6.16)$$

Nella 6.16 si considera CHR_{net} la quantità di calore netto rilasciato nel ciclo, determinabile a partire dalla massa di combustibile bruciata durante la combustione. L'evoluzione della pressione all'interno del cilindro, data l'ipotesi di linearità della quantità di massa bruciata con al variare dell'angolo, può essere facilmente discretizzata per essere risolta come:

$$p_{cyl} = p_{cyl-MFB10} + \sum_{i=0}^n \frac{p_{cyl_{i+1}} - p_{cyl_i}}{\theta_{i+1} - \theta_i} \Delta\theta \quad (6.17)$$

Per poter risolvere le tre equazioni di Arrhenius è necessario, infine, determinare l'evoluzione di temperatura dei gas incombusti all'interno del cilindro. Questa può essere scritta da un bilancio energetico come:

$$\begin{aligned} T_{unb} &= \int_{MFB10}^{MFB90} \frac{dT_{unb}}{d\theta} d\theta \\ &= \int \frac{1}{c_p m(1-x_b)} \left[\frac{1}{\omega_{eng}} A_{unb} h_{unb} (T_{unb} - T_{wall}) + V_{unb} \frac{dp_{cyl}}{d\theta} \right] d\theta \end{aligned} \quad (6.18)$$

Nella 6.18 si ha:

- c_p calore specifico a pressione costante
- $m(1-x_b)$ massa totale intrappolata nel cilindro per ogni step di calcolo
- h_{unb} coefficiente di trasferimento di calore
- A_{unb} area
- V_{unb} volume
- ω_{eng} velocità di rotazione del motore
- T_{wall} temperatura a parete, in questo lavoro ipotizzata costante

La risoluzione dell'equazione 6.18 prevede la conoscenza del punto iniziale, cioè della stima della temperatura alla chiusura della valvola di aspirazione T_{IVC} . Da essa dipende poi la temperatura stimata all'angolo di MFB10, punto da cui inizia l'integrazione.

Si evince come la calibrazione/stima della temperatura alla chiusura della valvola di aspirazione sia il parametro chiave da cui dipenda il modello. Tutte le altre grandezze, infatti,

sono fisse per dato punto di funzionamento, mentre questa temperatura sarà la leva su cui calibrare le simulazioni.

Una volta definita l'evoluzione di temperatura e pressione all'interno del cilindro è possibile risolvere l'equazione 6.9 e ottenere l'indice grezzo kn_{trac} . L'informazione in output da questo indice è di tipo binario: quando esso è maggiore dell'unità significa che il ciclo è stato detonante, se inferiore è stato convenzionale. Per un sistema HIL questo primo step potrebbe essere sufficiente, in quanto molte strategie di controllo della detonazione si basano solo sulla presenza di un evento di detonazione, non sulla sua intensità. Per poter rendere, però, più flessibile il modello e poterlo confrontare con dati sperimentali si cerca di definire un indice progressivo di detonazione, che sia in grado di valutare anche un'ampiezza di detonazione. A questo scopo si può stimare un aumento di pressione di tutta la quantità di miscela incombusta a fine combustione tradizionale come:

$$\Delta p_{knock} = \frac{(k-1)}{V_{cyl}} ((1-X_b)CHR_{net}) \quad (6.19)$$

sotto l'ipotesi di rilascio di calore istantaneo, cioè a volume costante.

L'indice di knock finale, stimato ciclo per ciclo, viene definito come:

$$kn_{index} = k_1 \frac{rpm}{1000} kn_{trac} + k_2 \max(0, kn_{trac} - 1) \Delta p_{knock} \quad (6.20)$$

L'esistenza di un evento di knock è determinata solamente da kn_{trac} : se esso risulta nullo o minore di zero l'indice finale sarà nullo. Il primo termine fornisce una progressione dell'indice al variare della velocità di rotazione del motore, dalla quale dipende l'evoluzione del fronte di fiamma in camera di combustione e, quindi, la tendenza alla detonazione. Il secondo termine, invece, permette di fare una modulazione dell'ampiezza per elevati valori di detonazione. Le costanti k_1, k_2 servono per il tuning del modello e per poter confrontare questo indice con uno sperimentale, in particolare con il MAPO (Max Amplitude Pressure Oscillations) acquisito sperimentalmente attraverso sensori di pressione in cilindro.

Il modello sopra proposto è stato calibrato su dati del motore disponibile agendo sui suoi parametri, per poi essere stimolato con:

- Regime
- Lambda (costante per queste prove)
- Rendimento volumetrico del punto di funzionamento

- Angoli di MFB10/MFB50/MFB90 (in questo primo step risulta una semplificazione perché a fine lavoro questi dovranno essere stimati a partire dall'anticipo di accensione)
- Temperatura della carica alla chiusura valvola di aspirazione costante T_{IVC}

A fronte di questi input, i valori di MAPO stimati, ad esempio per il test a 9500 rpm, risultano:

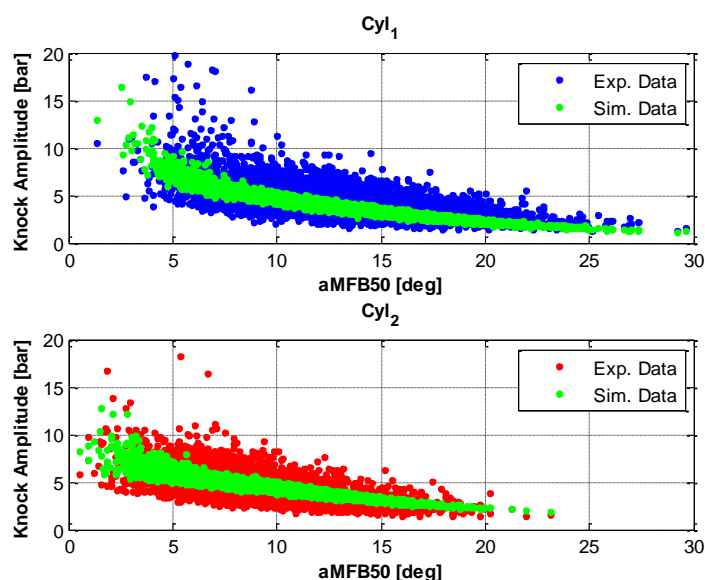


Figura 60: confronto valori MAPO sperimentali e simulati

Si può notare come il modello sia in grado di rappresentare con buona precisione il valor medio della distribuzione di MAPO, con anche eventi detonanti significanti, ma che allo stesso tempo non sia in grado di cogliere la dispersione nel valore di pressione dei dati sperimentali. La detonazione, infatti, presenta una componente statistica derivante dal fenomeno stesso che il modello non è in grado di cogliere.

Tutti i valori simulati valgono per una temperatura costante scelta ad inizio simulazione in modo da fittare i dati sperimentali. Essendo questo l'unico parametro libero del modello (gli altri sono imposti dalle condizioni di funzionamento generale), si può pensare di sfruttarlo per fornirgli una componente statistica.

La temperatura di inizio compressione è fisicamente correlata a:

- Termica del motore;
- Moti della carica in aspirazione;
- Condizioni ambientali;
- Differenza cilindro per cilindro

Data la possibilità di variazione di questa temperatura da condizione a condizione, si è cercato di sfruttarla come generatrice di dispersione di detonazione.

Si è scelto di fornire a questa temperatura una distribuzione di tipo Gaussiano con valor medio dipendente dal tipo di prova e deviazione standard imposta di 7 K.

Per la prova a 9500 rpm si è scelto un valor medio di 380 K per un cilindro e 375 K per l'altro ottenendo quindi una distribuzione di probabilità di questo tipo:

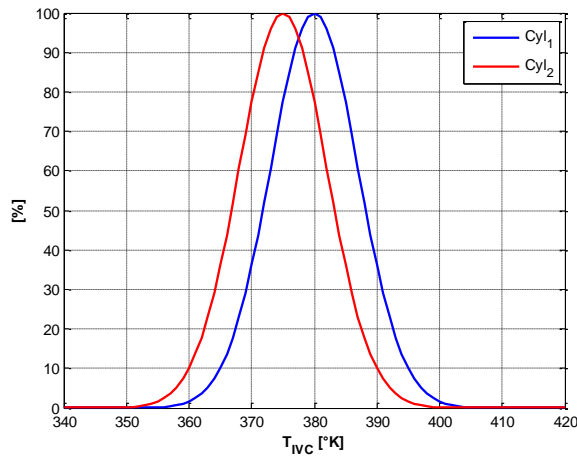


Figura 61: distribuzione temperatura inizio compressione

Con questa ipotesi è possibile simulare di nuovo il punto di funzionamento precedente, usando come temperatura una randomica all'interno della distribuzione citata. Il risultato vale:

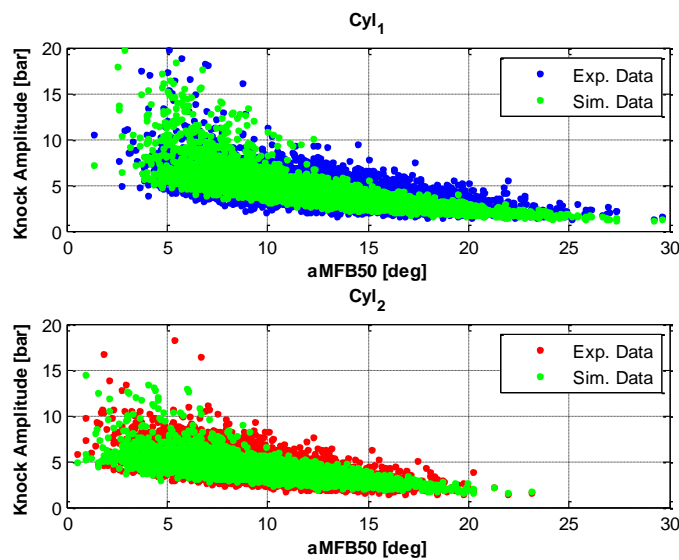


Figura 62: confronto valori MAPO sperimentali e simulati con temperatura random 9500rpm

Con l'introduzione di una distribuzione di temperatura gaussiana si riesce a replicare il comportamento statistico della detonazione e a replicare, con buona approssimazione, l'andamento dei dati sperimentali.

Per valutare la capacità di predizione del modello si è deciso di valutarlo tramite un indice di correlazione tra l'output del modello e il MAPO sperimentale.

Per poter confrontare, in maniera coerente, dati simulati e sperimentali è necessario trattare i segnali in un'opportuna modalità. Prima di applicare l'indice di correlazione, si è deciso di ordinare tutti i valori di detonazione, sia simulati sia sperimentali, in maniera crescente. Essendo il modello dotato di una componente statistica sarebbe, infatti, improprio confrontare, ciclo per ciclo, valori di MAPO simulati con quelli sperimentali aspettandosi che ci sia una determinata correlazione tra i due. Per un dato ciclo il valore di MAPO simulato dipende dal valore di T_{IVC} determinato selezionando in maniera casuale un valore della distribuzione di probabilità normale ipotizzata, motivo per il quale il valore di detonazione previsto potrebbe essere significativamente diverso rispetto a quello sperimentale per quel ciclo. Per poter giudicare la capacità di previsione del modello implementato è necessario, perciò, che la distribuzione crescente di MAPO risulti correlata tra dati sperimentali e quelli simulati.

In questo test il coefficiente di determinazione, trattato come descritto, vale:

$$R_{cyl1}^2(MAPO_{exp}, MAPO_{sim}) = 0.91$$

$$R_{cyl2}^2(MAPO_{exp}, MAPO_{sim}) = 0.89$$

Questi valori numerici indicano la presenza di una forte correlazione tra il valore di detonazione simulato e quello misurato sperimentalmente.

Lo stesso modello può essere applicato anche ad un altro set di dati sperimentali, ad esempio quello a 7000rpm, semplicemente impostando una temperatura di inizio compressione diversa dal set precedente.

Il risultato è il seguente:

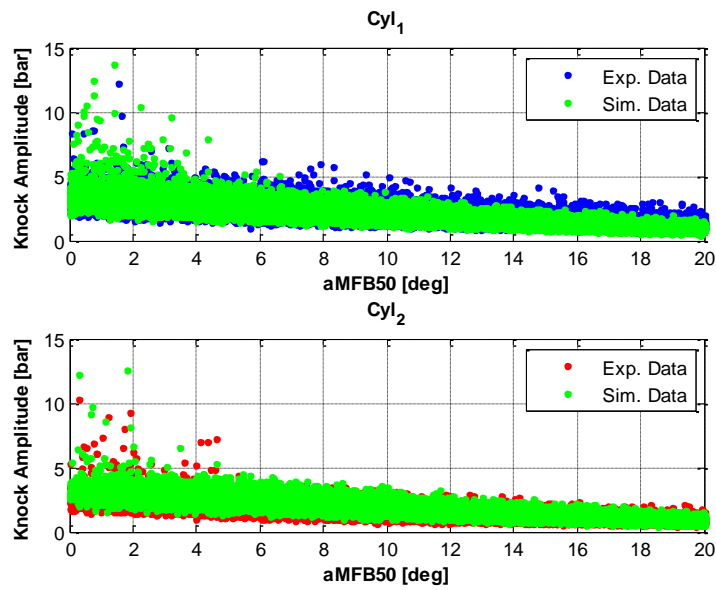


Figura 63: confronto valori MAPO sperimentali e simulati con temperatura random 7000rpm

Il modello sviluppato e calibrato è, quindi, in grado di replicare dati sperimentali inerenti diversi punti motore semplicemente variando la temperatura alla chiusura della valvola di aspirazione.

Il valore di questa temperatura risulta l'unico parametro libero della simulazione, calibrabile da punto motore a punto motore e tramite la quale si può introdurre una componente statistica nel fenomeno di detonazione stesso.

6.3 Modello Fasatura Combustione

Il modello di combustione presentato è in grado di prevedere e simulare un certo valore di detonazione a fronte di parametri generali di funzionamento del motore e di altri indicatori la fasatura della combustione. Questi ultimi corrispondono agli angoli dove viene bruciata rispettivamente il 10, 50 e 90% della massa totale della miscela e si identificano con gli angoli di MFB10, MFB50, MFB90. Per poter inserire il modello di detonazione all'interno di un generico sistema hardware in the loop è necessario poter simulare anche i valori indici della combustione come una funzione dei parametri generali di funzionamento motore.

È possibile individuare la fasatura di combustione con delle correlazioni in funzione del regime motore e dell'anticipo applicato per un ogni ciclo motore: con l'introduzione di questa dipendenza è possibile integrare questo ambiente di simulazione in quello di un HiL.

Con le prove sperimentali e con un'analisi dati offline è possibile ricavare queste correlazioni in termini di valor medio e di deviazione standard. La combustione di un motore a combustione interna, infatti, presenta una componente statistica che genera una dispersione in termini di performance. A pari punto motore e con lo stesso valore di anticipo applicato si assisterà a dei valori variabili di fasatura di combustione:

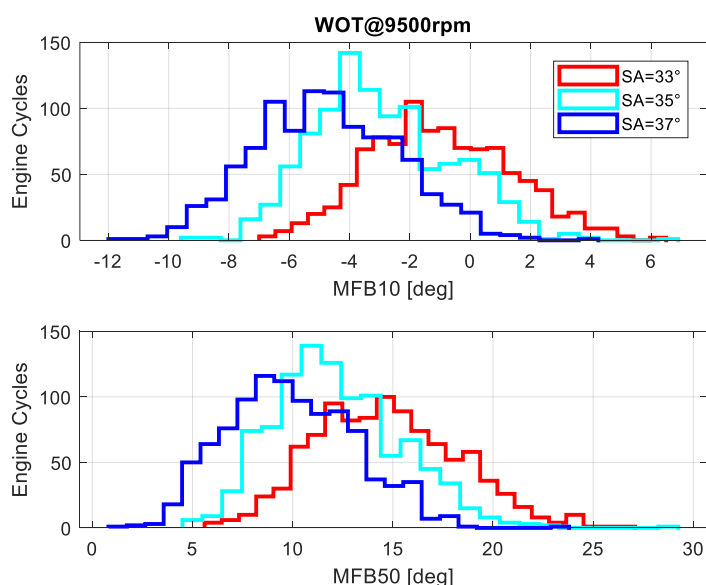


Figura 64: dispersione valori di MFB10 e MFB50 a 9500rpm

Tutte queste distribuzioni possono, però, essere riassunte con una distribuzione di tipo Gaussiano, cioè identificata da un valore medio e una deviazione standard [46, 47].

Con questa ipotesi è possibile determinare una mappatura media e statistica di fasatura di combustione al variare del regime motore e dell'anticipo applicato.

A titolo esemplificativo vengono riportate le correlazioni sopra descritte per il punto motore a 9500 rpm a partire dal valore di MFB10 per ognuno dei due cilindri:

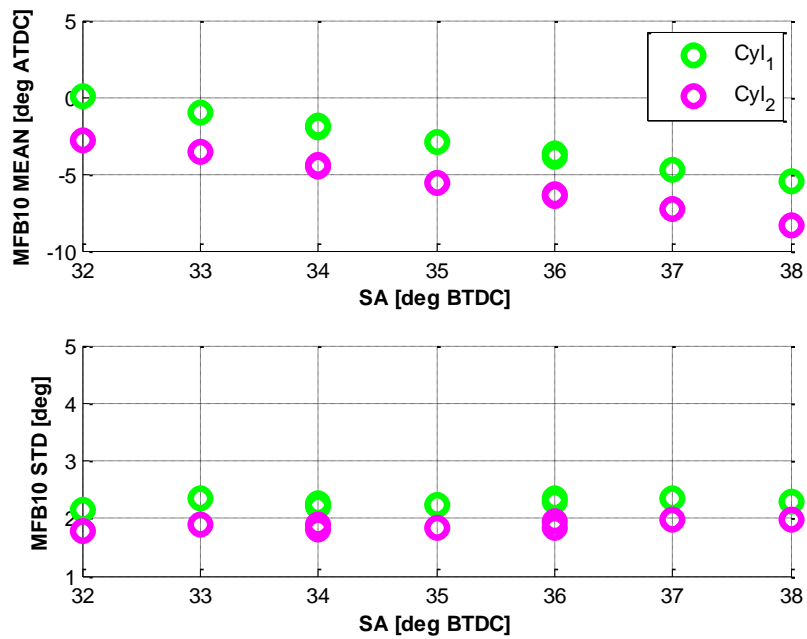


Figura 65: correlazione SA-MFB10 a 9500rpm

Per poi passare a quello di MFB50:

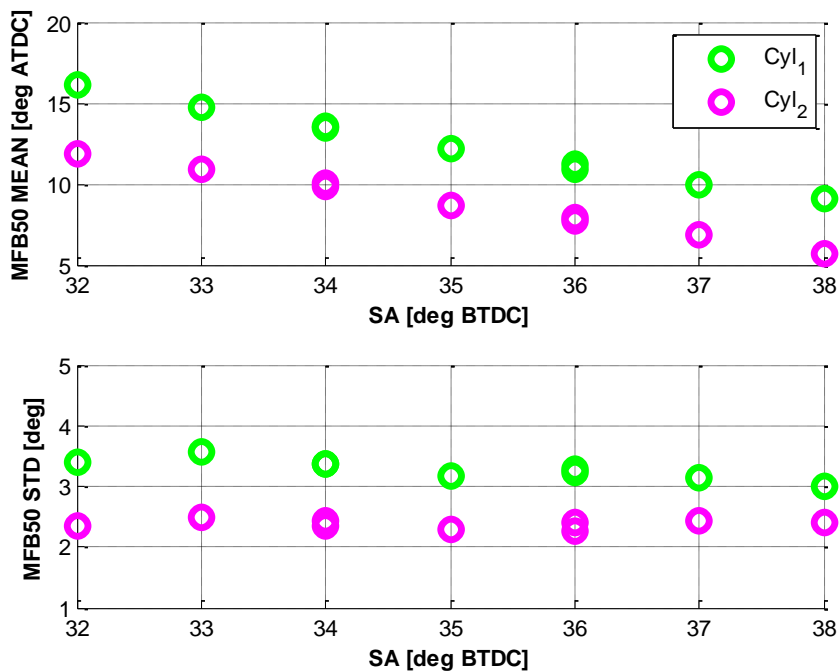


Figura 66: correlazione SA-MFB50 a 9500rpm

Ed infine a quello di MFB90:

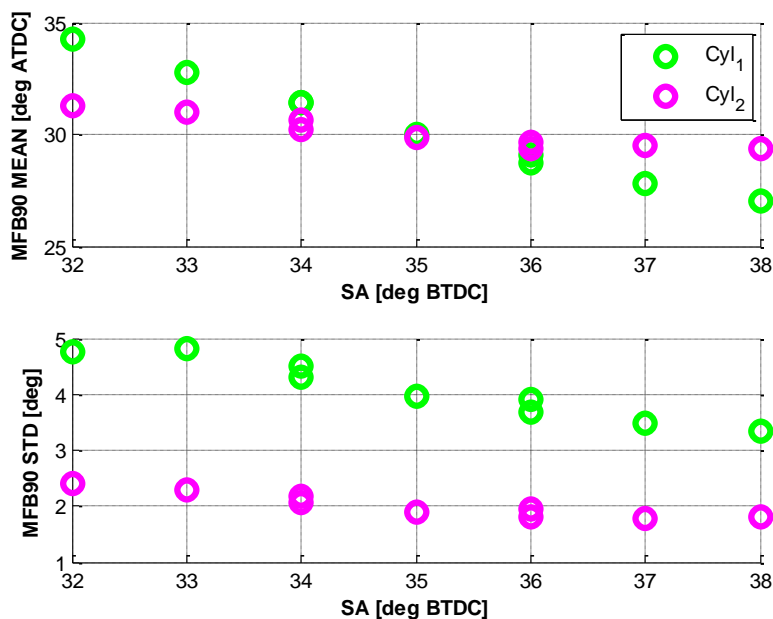


Figura 67: correlazione SA-MFB90 a 9500rpm

Le prime due correlazioni di MFB10 e MFB50 risultano lineari con verso decrescente all'aumentare dell'anticipo: più aumenta l'anticipo più diminuiscono gli angoli di MFB. Anche i valori di deviazione standard, indice della dispersione della combustione, rientrano in un range limitato. I valori di MFB90, invece, risultano molto differenziati tra i due cilindri, con tendenze inverse tra di loro e valori di deviazione standard molto più elevati dei due indici precedenti.

Il valore di MFB90, infatti, risulta più disperso e meno ripetibile per via dell'influenza nella curva di rilascio calore delle perdite a parete (in questo approccio trascurate) e della determinazione del valore di c_p/c_v . Non meno importante è l'accuratezza con il quale si riesce a stimare il TDC, il quale influenza notevolmente il valore di MFB90. Considerando, inoltre, che il modello di detonazione è basato sulla durata di combustione con i suoi relativi angoli di fine ed inizio, si può evitare di mappare il valore di MFB90 e determinare la durata di combustione in modo alternativo. Avendo a disposizione il valore di MFB90, la durata di combustione può essere determinata come:

$$\Delta\theta_{comb} = MFB90 - MFB10 \quad (6.21)$$

Introducendo l'ipotesi che il valore di MFB50 sia equidistanziato da inizio a fine combustione, si può alternativamente definirne la durata come:

$$\Delta\theta_{comb} = (MFB50 - MFB10) * 2 \quad (6.22)$$

Con questa supposizione, l'angolo di fine combustione diventa:

$$MFB90_{extrapolated} = MFB50 + (MFB50 - MFB10) \quad (6.23)$$

Si riporta di seguito, per entrambi i cilindri, la durata di combustione calcolata con entrambe le soluzioni per la prova a 9500rpm:

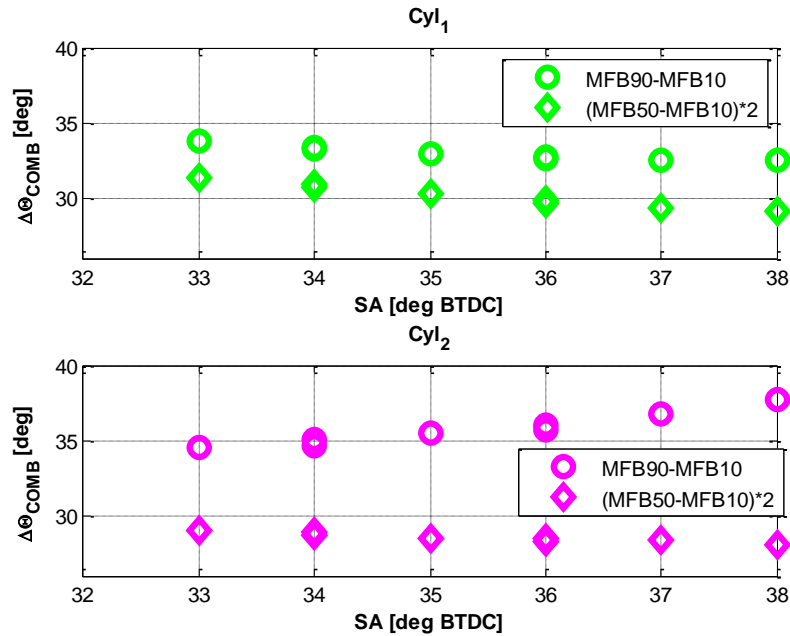


Figura 68: durata di combustione con prova a 9500rpm

I due metodi di calcolo della durata di combustione mostrano un trend paragonabile ai dati inerenti il primo cilindro, con l'aggiunta di un offset tra di loro. I due metodi, invece, applicati al secondo cilindro delineano un trend opposto: il calcolo MFB90-MFB10 mostra una tendenza non in linea con quanto atteso e con derivata di segno contrario rispetto a quella del primo cilindro.

Utilizzando i valori di MFB10 e MFB90 predetti sul test a 9500rpm si ottiene il seguente risultato:

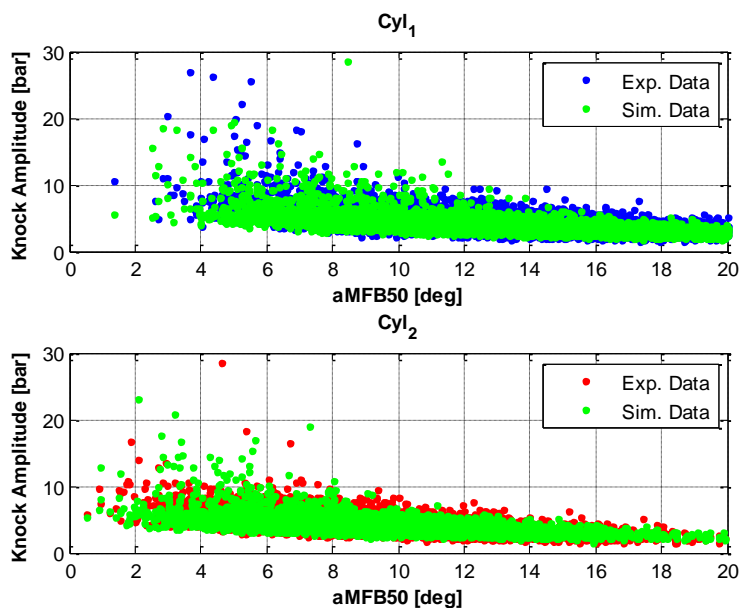


Figura 69: confronto valori MAPO sperimentali e simulati con correlazioni MFB10/90

Con questo approccio i coefficienti di determinazione valgono:

$$R_{cyl1}^2(MAPO_{exp}, MAPO_{sim}) = 0.84$$

$$R_{cyl2}^2(MAPO_{exp}, MAPO_{sim}) = 0.81$$

Applicando, invece, l'ipotesi di stimare la durata di combustione dal valore di MFB50, a pari parametri di calibrazione, il risultato è il seguente:

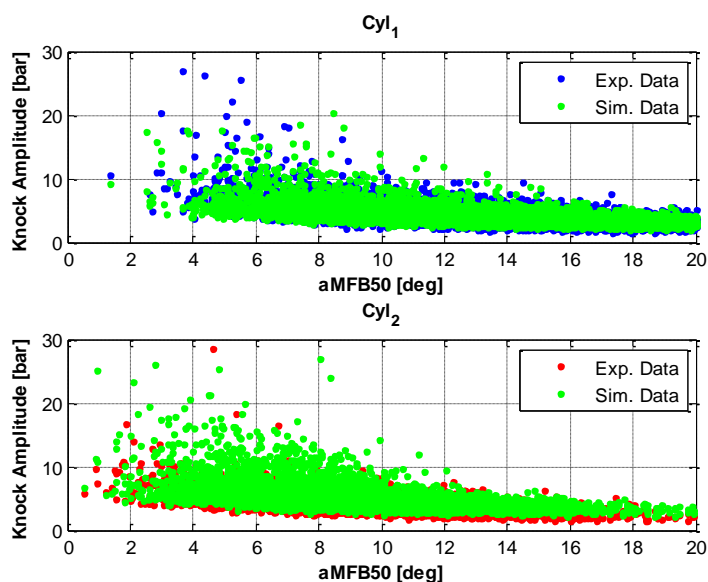


Figura 70: confronto valori MAPO sperimentali e simulati con correlazioni MFB50/90 ed ipotesi semplificativa durata combustione

Con l'introduzione di questa semplificazione si ottengono delle correlazioni pari a:

$$R_{cyl1}^2(MAPO_{exp}, MAPO_{sim}) = 0.83$$

$$R_{cyl1}^2(MAPO_{exp}, MAPO_{sim}) = 0.68$$

Dai risultati mostrati si evince come l'utilizzo di correlazioni mappate per la previsione dei valori di fasatura della combustione non comporti un limite per il modello, in quanto esso è in grado di simulare i valori di MAPO con dispersione e ampiezza paragonabili ai dati sperimentali.

Inoltre, l'utilizzo di un'ipotesi semplificativa circa la durata di combustione non introduce un grado di incertezza tale da rendere il modello inappropriato. L'andamento della durata di combustione del cilindro 2 stimata con MFB90 presenta un trend opposto a quello stimato con MFB50: motivo per cui l'utilizzo di questa ipotesi (Figura 70) introduce una maggiore dispersione dei risultati simulati, a pari tuning del modello.

È, quindi, possibile stimare il valore di fasatura di combustione tramite una tripletta di mappe bidimensionali funzione del regime e del valore di anticipo applicato. In quest'ottica, il modello è integrabile in un generico sistema automotive HIL. I parametri necessari sono, infatti, a disposizione come output: il modello di detonazione può fruirne come propri input.

6.4 Applicazione Modello Detonazione a Procedura di Calibrazione

Con il modello di detonazione realizzato è, inoltre, possibile fare un'analisi statistica del fenomeno di knock con l'obiettivo di prevedere il valore di MAPO in un certo punto di funzionamento. Una visione di questo tipo potrebbe essere molto utile, ad esempio, in procedure di calibrazione motore nelle quali si vuole cercare il limite di knock senza però superarlo.

Essendo per definizione il fenomeno di detonazione statistico e disperso, si può ragionare su un certo valore di MAPO percentile all'interno di un buffer di punti. Supponendo, per esempio, di aver collezionato un numero di campioni pari a 100 cicli dello stesso punto di funzionamento, si prenderà come riferimento per il valore di MAPO di quel punto il n-esimo campione, cioè il n-esimo percentile di quel buffer. Il singolo valore di MAPO estratto è rappresentativo di tutto il buffer creato in quel punto. Questo approccio è particolarmente usato in ambito controllistico, nel quale sarebbe errato prevedere un'azione di controllo ciclo per ciclo, considerata la natura statistica del fenomeno di detonazione. Un approccio plausibile, quindi, è il monitoraggio del valore più alto all'interno di una certa percentuale dei cicli (95-99) e, quando il valore di MAPO, per quei cicli, supera una determinata soglia, si può realizzare un'azione di controllo che mira a ridurre l'anticipo di accensione. Con questo tipo di logica si viene, però, ad accettare il compromesso di almeno un ciclo detonante con ampiezza maggiore della soglia scelta.

Di seguito un esempio di distribuzione di MAPO statistico, fissato al 95%, su un 12 cilindri SI:

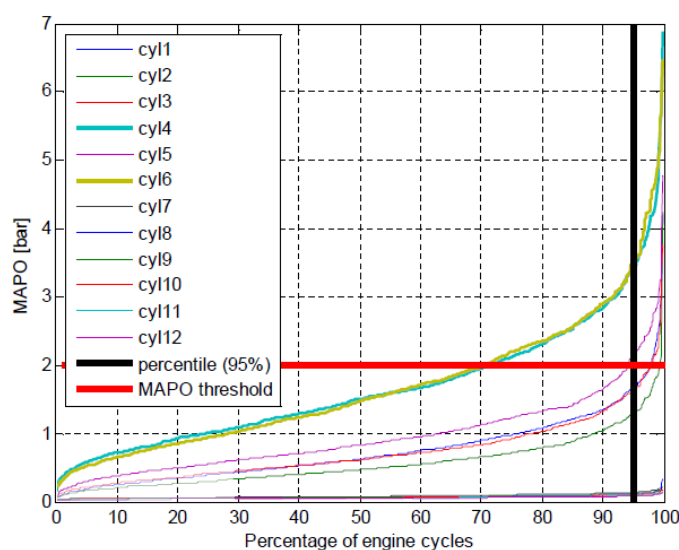


Figura 71: MAPO statistico 12 cilindri

Questa figura mostra come i cilindri 4 e 6 risulterebbero, per quel punto di funzionamento, detonanti, mentre gli altri no.

L'obiettivo di questo paragrafo è quello di stimare direttamente il $MAPO_{99}$ per ogni punto di funzionamento attraverso il modello descritto precedentemente per poi applicare l'algoritmo ad un processo di calibrazione anticipo.

Tutte le analisi seguenti riguardano un singolo punto di funzionamento a 9500 rpm e 36° di anticipo di accensione applicato.

Con la stessa logica del paragrafo precedente si sono simulati un certo numero di cicli nel punto di funzionamento descritto al variare, in maniera randomica all'interno di distribuzioni note, di temperatura alla chiusura della valvola di aspirazione e MFB10. Il risultato ottenuto mostra questa distribuzione di MAPO:

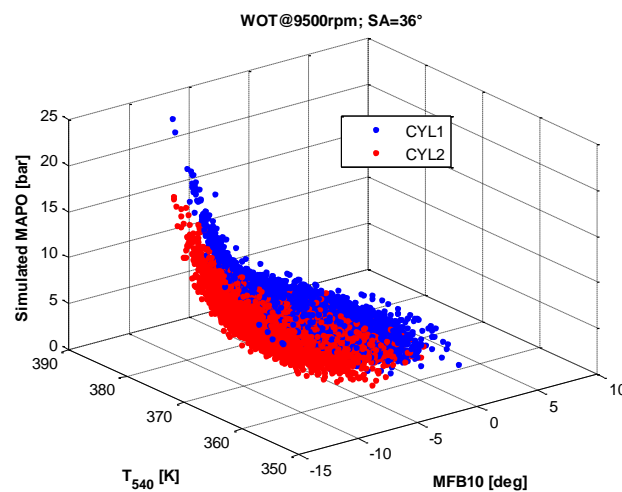


Figura 72: MAPO simulato al variare di MFB10 e temperatura

L'ampiezza di detonazione aumenta con il diminuire del valore di MFB10 (legato alla sua dispersione) e con l'aumentare della temperatura di inizio compressione. I risultati simulati sono in accordo con i testi bibliografici [1, 2, 3], in quanto all'aumentare della temperatura in camera di combustione si assiste ad un aumento della probabilità di detonazione e, allo stesso modo, il diminuire del valore di MFB10, a causa della sua dispersione, può essere trattato come un aumento locale dell'anticipo di accensione (il quale comporta un aumento di probabilità di knock).

Rielaborando offline questa serie di dati è possibile ottenere le distribuzioni cumulate dei valori di MAPO sul numero di cicli simulati. Allo stesso modo è possibile impacchettare dati sperimentali allo scopo di valutare la capacità di predizione del modello del $MAPO_{99}$.

Con questa procedura il risultato ottenuto è mostrato in Figura 73.

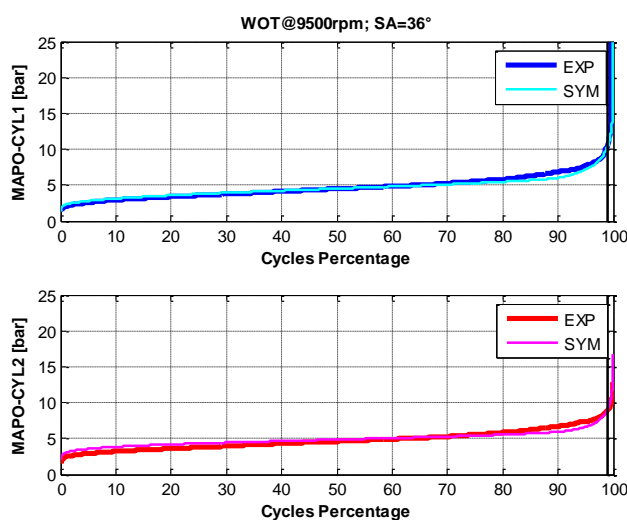


Figura 73: distribuzioni cumulate di MAPO sperimentale e simulato

Il modello, opportunamente calibrato, non solo è in grado di simulare con sufficiente precisione il 99-esimo percentile di MAPO, ma anche tutta la distribuzione cumulata dell'ampiezza di detonazione, a fronte di un numero di cicli di simulazione sufficientemente elevato.

Per essere in grado di prevedere direttamente il valore di $MAPO_{99}$ si potrebbe iterare il modello per un certo numero di cicli (supposti rappresentativi del punto di funzionamento). In queste iterazioni vengono utilizzati, in maniera causale, diversi valori di MFB10 e temperatura di inizio compressione in maniera totalmente indipendente tra di loro. Un approccio di questo tipo, però, potrebbe difficilmente essere compatibile con un ambiente di tipo real-time per via dell'alto numero di iterazioni necessarie a rendere valido il punto considerato.

Tuttavia si può cercare di prevedere il valore di MAPO corrispondente al 99-esimo percentile studiando come quest'ultimo risulti legato al valore di probabilità di temperatura di inizio carica e di MFB10 per il punto di funzionamento considerato. La probabilità, infatti, di ottenere un certo valore di ampiezza di detonazione è direttamente correlata ad una determinata probabilità di ottenere una certa fase di combustione e una certa temperatura di inizio compressione.

Le seguenti considerazioni, per semplicità di esposizione, riguarderanno solamente il cilindro 1, ma possono essere replicate in maniera analoga al secondo cilindro.

È possibile evidenziare in un grafico analogo a quello di Figura 72 tutti i valori di MAPO maggiori del 99-esimo percentile, estraibile dalla Figura 73 e pari a circa 10.5bar.

Si ottiene:

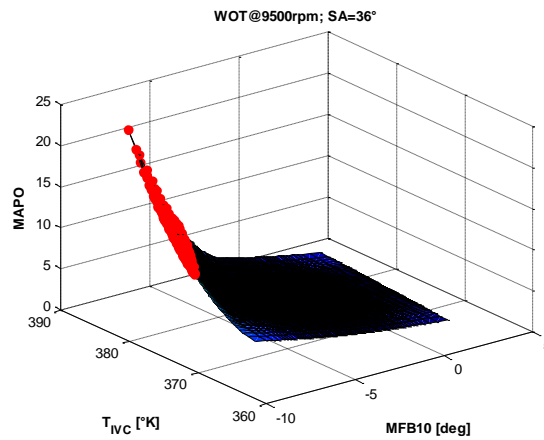


Figura 74: distribuzione MAPO simulati e MAPO maggiori del 99-esimo percentile

Dalla figura sovrastante si può ricavare un'altra illustrazione dove può essere riportato il valore di MAPO simulato al variare della probabilità cumulata di fasatura di combustione e temperatura, con particolare evidenza sul luogo dei punti che identifica il valore di $MAPO_{99}$:

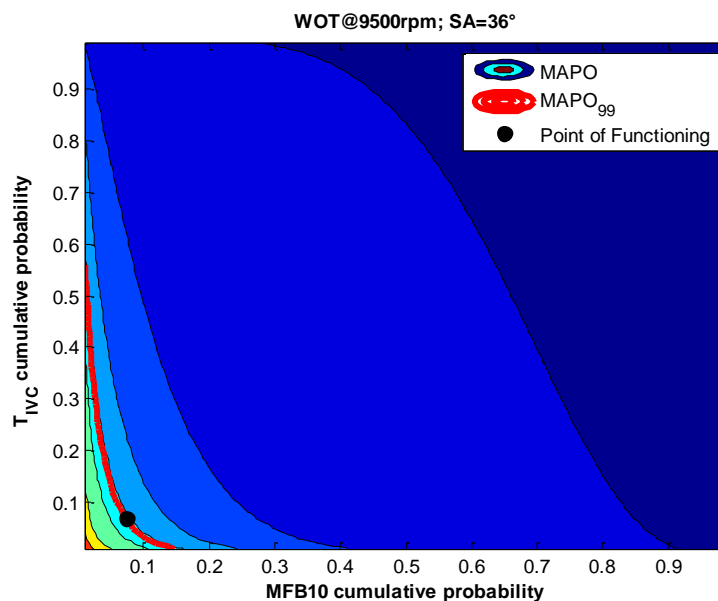


Figura 75: intensità di MAPO al variare della probabilità cumulativa di fasatura di combustione e temperatura inizio carica

In rosso è evidenziato il luogo dei punti per quale si ottiene un valore di $MAPO$ pari al $MAPO_{99}$ sperimentale. Qualsiasi combinazione di probabilità cumulata di fasatura di combustione e

temperatura che genera un punto appartenente al luogo in rosso è un potenziale candidato per la stima adeguata del MAPO percentile.

Se il valore di fasatura diminuisce, per avere lo stesso MAPO, sarà necessario avere un valore di temperatura minore e viceversa. La scelta della coppia di punti con il quale poter stimare il valore di detonazione si basa su considerazioni di tipo empirico: scegliere un valore di bordo potrebbe essere meno ripetibile al variare delle condizioni di funzionamento del motore, mentre la scelta di un punto “intermedio” risulterebbe più robusta. Nel caso di Figura 75 si è scelto un punto intermedio con probabilità cumulativa per fasatura di combustione e temperatura pari al 7.5% e al 7% rispettivamente.

Fino ad ora si è discussa la probabilità di fasatura di combustione e di MFB10, argomentazione da considerare valida solo nel caso in cui le distribuzioni di MFB10 e MFB50 abbiano valori medi e deviazioni standard paragonabili. Una singola distribuzione può, quindi, essere rappresentante di entrambe:

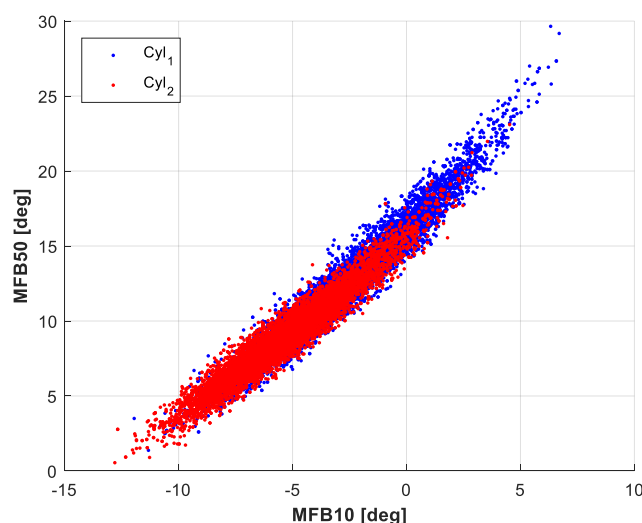


Figura 76: andamento MFB10 confronto a MFB50

Nel punto considerato (9500 rpm) il coefficiente di correlazione vale, per entrambi i cilindri, circa 0.99. Ugualmente, in altre condizioni operative, esso non risulta mai minore di 0.96. Questo dimostra come sia possibile parlare di fasatura di combustione sia riferendosi al valore di MFB10 sia a quello di MFB50. Questa ipotesi non è di valenza generale, perché dipende dal tipo di motore e da come si sviluppa la combustione, quindi deve essere verificata caso per caso.

Con l'introduzione di questi concetti e semplificazioni è possibile tentare di prevedere il singolo valore di MAPO percentili con un solo ciclo di simulazione. Il modello di knock, infatti,

sarà alimentato dal valore di SA corrispondente al ciclo di interesse al quale corrisponde univocamente un valor medio di fasatura di combustione (MFB10-MFB50-MFB90). Allo stesso modo la temperatura media di inizio compressione sarà un determinato valore calibrato per quel punto di funzionamento. Il valore di deviazione standard, però, di entrambe le grandezze non sarà scelto in maniera casuale all'interno di una certa gaussiana, ma corrisponderà ad un determinato valore probabilistico direttamente correlato al $MAPO_{99}$.

Implementando questa procedura per lo stesso punto motore di Figura 73 il risultato ottenuto è il seguente:

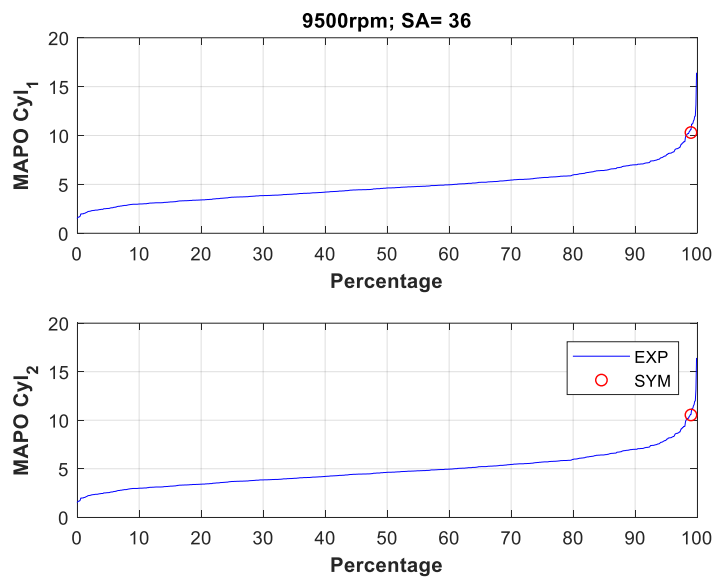


Figura 77: stima $MAPO_{99}$ con un solo ciclo di simulazione

È visibile come il modello sia in grado di prevedere direttamente il valore di $MAPO_{99}$ con un solo ciclo di simulazione.

A titolo esemplificativo si riporta il risultato della stessa procedura applicata ad un punto di funzionamento diverso, caratterizzato da un valore di knock molto inferiore:

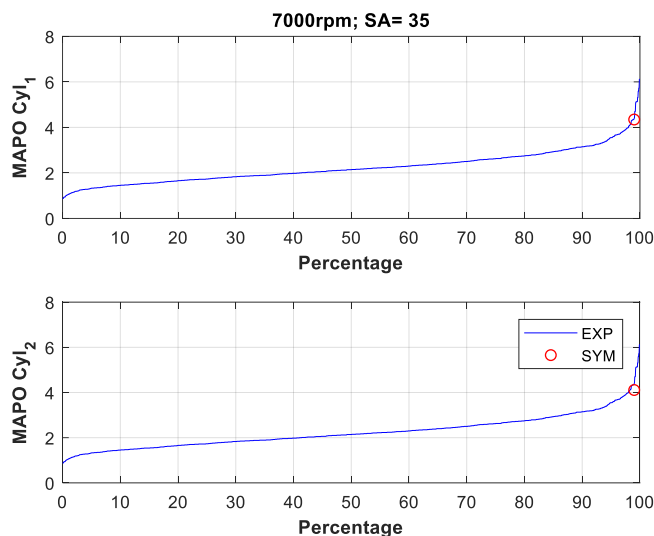


Figura 78: stima MAPO99 con un solo ciclo di simulazione

Anche in questo caso si è in grado di stimare con buona precisione il singolo valore di MAPO percentile, per entrambi i cilindri.

Il modello implementato, opportunamente calibrato, è in grado di stimare il valore di un determinato MAPO percentile, a patto che sia valutato offline con quali parametri di fasatura combustione e temperatura inizio compressione interrogare il modello stesso.

In quest'ultima ottica, quindi, si può implementare un algoritmo real-time per una procedura di calibrazione motore a banco prova per determinare il limite di knock KLSA (Knock-Limited-Spark-Advance) senza mai eccederlo, per questioni affidabilistiche.

Segue uno schema logico della strategia:

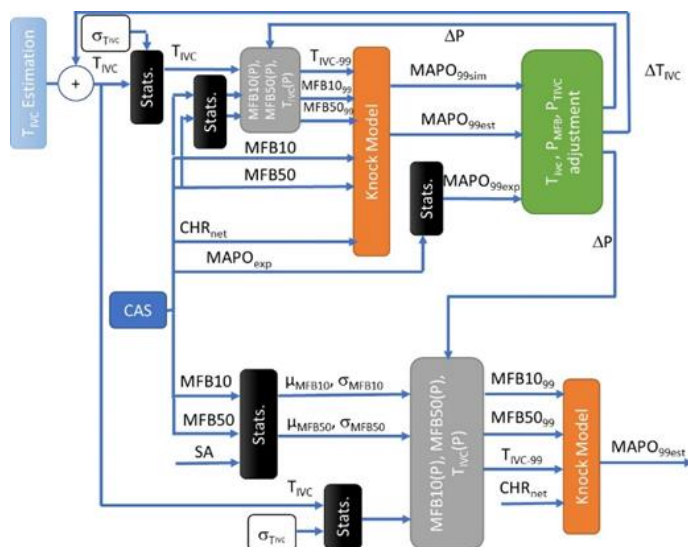


Figura 79: schema determinazione MAPO99 online

Durante uno spark-sweep si alimenta il modello di detonazione con dati di fasatura combustione provenienti da un sistema di acquisizione dati indicati in RT (CAS) e con una iniziale stima di temperatura ad inizio compressione.

Il modello di knock è in grado di simulare il valore di detonazione puntuale e, comparando questo con il valore di MAPO misurato (fornito in RT dal CAS), risulta possibile impostare in closed-loop la stima del valor medio di temperatura di inizio compressione.

Allo stesso modo il modello è in grado di stimare e prevedere il valore di $MAPO_{99}$. Attraverso, l'utilizzo della logica introdotta nel precedente capitolo è, infatti, possibile interrogare il modello con un valore di MFB10/50 e temperatura probabilistici derivanti dalla superficie di Figura 75 ottenendo una stima del MAPO percentile. Parallelamente, il CAS è in grado di crearsi una popolazione statistica sufficientemente elevata da fornire in output allo stesso modo un valore di $MAPO_{99}$. I valori di $MAPO_{99}$ predetti e misurati vengono comparati tra loro per correggere, in retroazione, le percentuali cumulative di MFB10/50 e T_{IVC} con cui il modello lavora. Questa logica prevede un numero considerevole di cicli per la popolazione statistica del CAS, ma non presenta vincoli legati all'affidabilità, a causa del punto di funzionamento ad engine-safe con basso anticipo.

L'algoritmo prevede, quindi, una fase di autoapprendimenti fondamentale per la previsione del limite di knock, rappresentata dalla parte alta del diagramma di Figura 79.

Attraverso le correlazioni SA-MFB10/50 è possibile prevedere i valori medi di fasatura di combustione all'aumentare dell'anticipo, considerando l'ipotesi di deviazione standard costante. Tramite le correzioni dovute all'adattamento delle funzioni probabilistiche sopra descritte, è possibile stimare i valori di $MFB50_{99}$ e $MFB10_{99}$. Parallelamente anche il valore di temperatura ad inizio compressione viene aggiornato nel suo valor medio e nel suo percentile $T_{IVC_{99}}$. Con questi nuovi valori probabilistici è possibile stimare il valore di $MAPO_{99}$ per un punto ad anticipo maggiore del punto di funzionamento attuale del motore al banco di calibrazione.

Questa logica è schematizzata nella parte inferiore del diagramma di Figura 79.

Il valore di MAPO percentile deve essere poi correlato ad una soglia (oltre la quale si considera dannoso un evento di detonazione) per determinare quel valore di anticipo che genererebbe un valore di MAPO appena inferiore la soglia scelta e determinare, così, KLSA.

L'algoritmo descritto è stato implementato e testato offline sul set di dati disponibili per tre diversi regimi di rotazione disponibili. Alla strategia è stata fornita un'autorità di estrapolazione sull'anticipo massima di 10° , per la previsione di MAPO percentile.

Si riportano di seguito i risultati ottenuti in termini di previsione di anticipo limite - KLSA - a confronto con quello rilevato sperimentalmente:

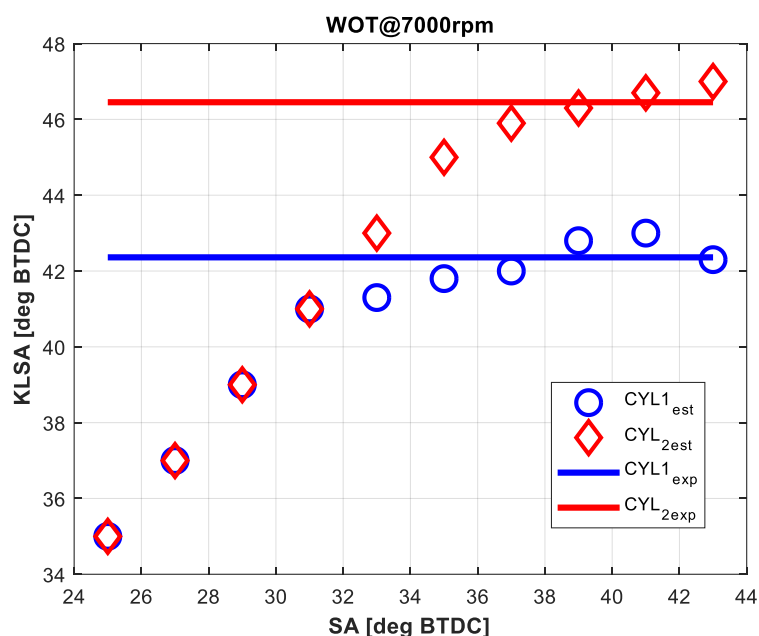


Figura 80: previsione KLSA test 7000rpm

Nella prima fase di previsione KLSA si ottiene una retta per entrambi i cilindri a causa della saturazione di 10° sul controllore; ogni punto infatti è uguale all'anticipo applicato $+10^\circ$. Il sistema poi è in grado di prevedere il valore di anticipo limite entro una banda di $\pm 1^\circ$.

Per il punto a 8000 rpm il risultato vale:

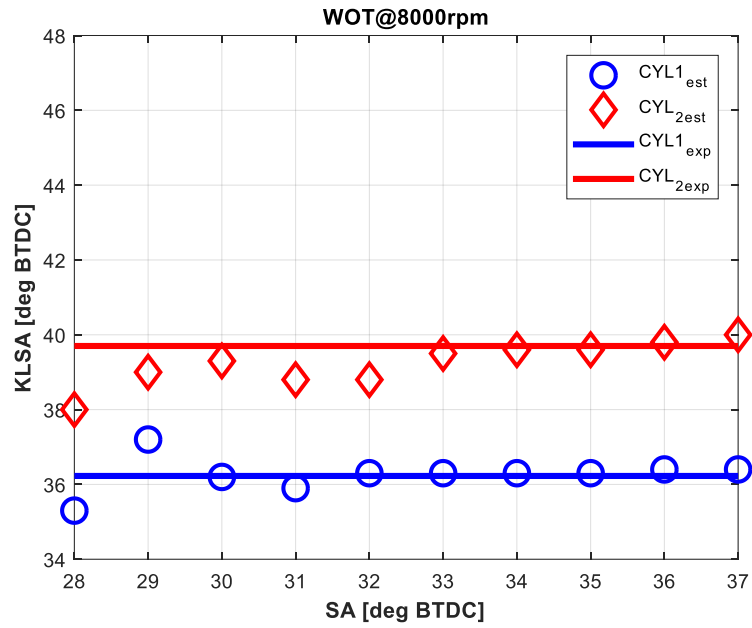


Figura 81: previsione KLSA test 8000rpm

Mentre per quello a 9500 rpm:

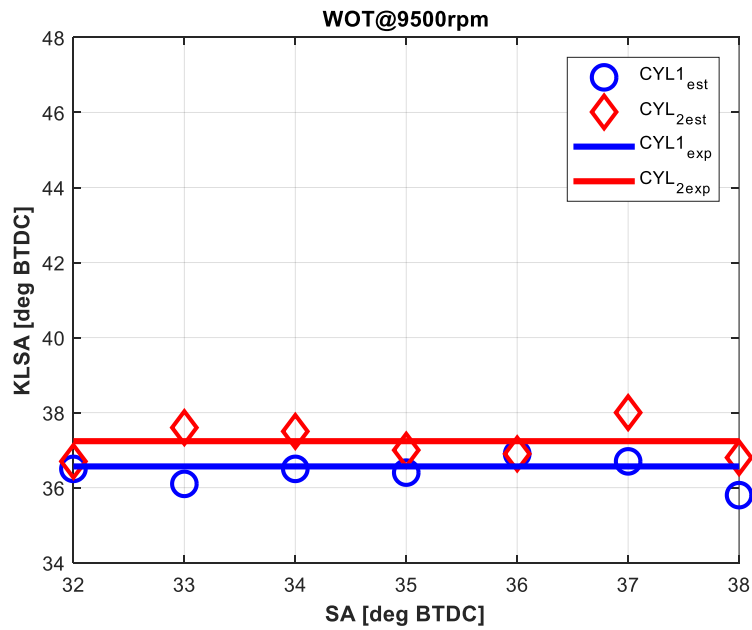


Figura 82: previsione KLSA test 9500rpm

In tutti i casi considerati l’algoritmo implementato è in grado di prevedere il valore di KLSA entro un range di $\pm 1^\circ$ con capacità di previsione anche ad anticipi applicati molto diversi da quelli limite finali, caratteristica che rende la strategia robusta e pronta all’implementazione ed utilizzo in real-time.

L'effetto di un adattamento durante le prime fasi dello spark-sweep permette, quindi, una buona capacità di estrapolazione e previsione del modello.

È stato, infine, realizzato un test sul peso computazionale della strategia. Il modello è in grado di elaborare 2000 cicli motore in meno di 0.1s, su una macchina con processore i7-4910MQ con memoria (RAM) pari a 16.0GB: queste tempistiche sono compatibili con sistemi real-time.

6.5 Conclusioni

Partendo dallo studio di modelli di detonazioni già presenti in bibliografia, se ne è sviluppato uno di tipo zero-dimensionale atto alla simulazione del fenomeno del knock. La scelta di non coinvolgere dipendenze dimensionali deriva dalla necessità di poter risolvere la simulazione in un ambiente real-time.

Il modello sviluppato, basato su equazioni di tipo Arrhenius, è in grado di prevedere un valore di ampiezza di detonazione (in questa trattazione l'indice considerato è il MAPO) a fronte di input pari a parametri generali di funzionamento motore a combustione interna. È stata, successivamente, introdotta una componente statistica, propria della detonazione, per il perfezionamento dei risultati di simulazione.

Il modello è stato calibrato e sviluppato su un motore a combustione interna SI a 2 cilindri e la sua capacità di simulazione è stata validata su dati sperimentali dello stesso. I risultati, valutati in termini di correlazione tra MAPO stimato e sperimentale, mostrano un R^2 sempre maggiore di 0.7, indice che ne valida la capacità di previsione. La simulazione così generata è pronta per essere inserita all'interno di un sistema HIL, in quanto perfettamente compatibile con esso.

La stessa formulazione è stata successivamente utilizzata per prevedere un valore di MAPO percentile, con un solo ciclo di simulazione, attraverso uno studio statistico del fenomeno e del modello. Questo nuovo approccio è stato sfruttato per la stesura di un algoritmo per la previsione dell'anticipo limite in procedure di calibrazioni motore a banco prova. La strategia permette di prevedere il KLSA senza, quindi, dover spingere il motore oltre il limite di knock e pregiudicarne l'affidabilità. L'algoritmo è stato testato offline mostrando una capacità di previsione anticipo nell'intorno di $\pm 1^\circ$ indipendentemente dal punto di partenza del test.

Il modello, sia nella versione per sistemi HIL sia nella versione dell'algoritmo per l'applicazione alla calibrazione del motore, dipende da parametri generali di funzionamento del motore e da valori indicati, stimabili a partire dall'anticipo di accensione attuato.

Esiste una dipendenza, infine, dalla stima della temperatura alla chiusura della valvola di aspirazione. In tutto il lavoro presentato, essa è stata calibrata funzione del regime motore e del cilindro considerato.

In generale la temperatura è una funzione dinamica di molteplici fattori, quali:

- termica del motore (temperatura acqua raffreddamento e olio);
- condizioni di funzionamento ICE (regime, lambda, quantità d'aria aspirata);

- tempo di permanenza in WOT;
- condizioni ambientali;
- velocità veicolo.

Il modello fino qui presentato deve essere perciò completato, attraverso uno sviluppo futuro, con l'introduzione di un sottosistema più complesso e completo di stima della temperatura della carica ad inizio fase di compressione

7. Simulazione Dinamica Termica

Come ultimo sistema analizzato e successivamente simulato, si propone lo studio della dinamica termica di un motociclo. Qualsiasi tipo di centralina controllo motore ECU, dall'applicazione più semplice a quella più complessa, è dotata di logiche di controllo che dipendono dalla termica del motore a combustione interna [2, 50]. Tutte le attuazioni principali, come ad esempio anticipo di accensione e tempo di iniezione, hanno una dipendenza dalla termica del motore in modo da minimizzare le emissioni di inquinanti nella fase di warm-up ed evitare il fenomeno della detonazione in condizioni termicamente gravose. Non meno importante [50, 51] è tutta la gestione delle diagnosi veicolo basata sulla termica del motore stesso per questioni affidabilistiche, come, ad esempio, attivazione elettroventole di emergenza. In ultima applicazione, nella produzione di serie grazie alla diffusione dell'elettrificazione dei veicoli ed in ambito racing/motorsport, sono sempre più diffuse soluzioni con attuatori elettrici del circuito di raffreddamento comandati dalla centralina ECU.

La possibilità, perciò, di poter simulare il comportamento termico di un veicolo potrebbe permettere di indagare molte strategie all'interno di centralina ECU in un sistema HIL in ottica di validazione software controllo motore.

L'implementazione di questo sistema può essere applicato, ad esempio, al simulatore ICE installato presso l'HIL Lamborghini S.p.A. oppure può essere sfruttato come base di partenza per la stima della temperatura di inizio compressione nel modello di detonazione proposto al capitolo 6.

Per lo sviluppo del modello di simulazione si farà riferimento al layout di un motociclo del quale si dispone delle caratteristiche del sistema in modo da poter identificare i parametri fondamentali.

7.1 Layout Circuito di Raffreddamento

L'impianto di raffreddamento a liquido di un motore a combustione interna ha l'obiettivo di mantenere la temperatura del gruppo termico in un range di utilizzo il più costante possibile [3]. Questo permette l'ottimizzazione del funzionamento del motore dal punto di vista affidabilistico, ma anche la minimizzazione delle emissioni nocive di un motore a combustione interna. Il gruppo termico, infatti, è lambito da un liquido (miscela acqua-glicole) con lo scopo di mantenerlo in un range di temperatura ottimale per cui è necessario un impianto di condizionamento del liquido stesso.

Segue uno schema basilare di un classico circuito di raffreddamento a liquido:

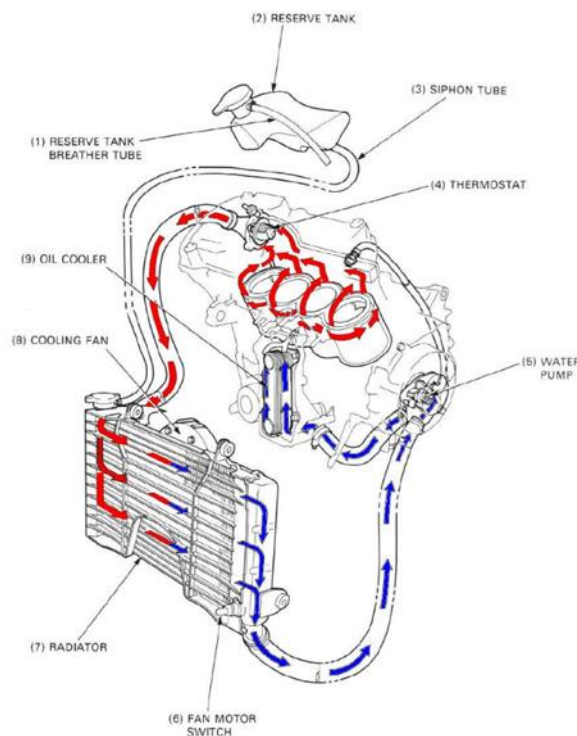


Figura 83: layout circuito raffreddamento

Il cuore di tutto l'impianto è il radiatore frontale [3, 52], uno scambiatore aria-acqua che riceve in ingresso il liquido ad alta temperatura uscente dal gruppo termico, scambia calore attraverso l'aria in ingresso derivante dal moto longitudinale del veicolo e fornisce in uscita il liquido ad una temperatura minore di quella di funzionamento del motore. Può essere presente un'elettro-ventola installata frontalmente al radiatore che garantisce lo scambio termico in assenza di aria dovuta al moto del veicolo.

Nel punto più elevato del circuito è presente un vaso di espansione che ha il compito sia di permettere il riempimento del circuito sia quello di raccogliere eventuali porzioni di liquido in

ebollizione. È anche presente una valvola di sovra-pressione che permette la regolazione della pressione all'interno del circuito.

Tra l'uscita del liquido dal gruppo termico e l'entrata nel radiatore, è presente un termostato chiamato valvola termostatica. Questa valvola cambia la sua posizione in funzione della temperatura a cui si trova il liquido. Sotto una certa temperatura la valvola si trova in posizione chiusa, sopra un certo range (variabile da caso a caso tra 60°C e 80°C) tende ad aprirsi garantendo il passaggio del flusso. Quando la temperatura del liquido è minore del valore di apertura, la valvola blocca l'afflusso al radiatore costringendo il fluido in uscita dal gruppo termico a percorrere un cammino di bypass che lo riporta all'ingresso del gruppo stesso. L'obiettivo di questo comportamento è quello di garantire una regimazione della temperatura del liquido di raffreddamento il più veloce possibile durante la fase di warm-up evitando scambi termici col radiatore. Lo scambio termico col radiatore, invece, si rende necessario nel momento in cui la temperatura del liquido supera una certa soglia ed è necessario raffreddarlo.

Il moto del fluido all'interno del circuito è garantito dalla presenza di una pompa centrifuga. Sono diffuse due possibili soluzioni di impianto:

- Pompa centrifuga trascinata meccanicamente attraverso un collegamento diretto al moto di rotazione del motore a combustione interna (cinghia/ingranaggi);
- Pompa centrifuga comandata elettricamente attraverso un motore elettrico.

Il vantaggio della prima soluzione risiede nel basso costo, mentre il vantaggio della seconda risiede nel fatto di poter comandare tramite strategia la velocità di rotazione della pompa, minimizzandola nella fase di warm-up, aumentando il rendimento di scambio termico e potendo regolare in maniera più precisa la temperatura del fluido. Ovviamente la seconda soluzione necessita di un grado maggiore di elettrificazione del veicolo (pesi, ingombri, rendimenti elettrici da considerare) e di una strategia implementata in ECU che ne garantisce il corretto funzionamento.

Lo schema presentato sarà oggetto di modellazione per simulare il comportamento del circuito di raffreddamento del motore.

7.2 Modello Circuito di Raffreddamento

Per poter simulare il comportamento termico del circuito di raffreddamento è necessario descrivere ogni suo componente con un modello fisico. Data la necessità di risoluzione in tempo reale, si impiegherà un modello zero-dimensionale appoggiandosi sulla piattaforma di simulazione Matlab-Simulink.

Il primo step è la determinazione del punto di funzionamento della pompa centrifuga usata per assicurare il ricircolo del fluido refrigerante. In linea generale la prestazione di una pompa centrifuga è descrivibile da un diagramma portata volumetrica - incremento di pressione/prevalenza con la seguente forma [52]:

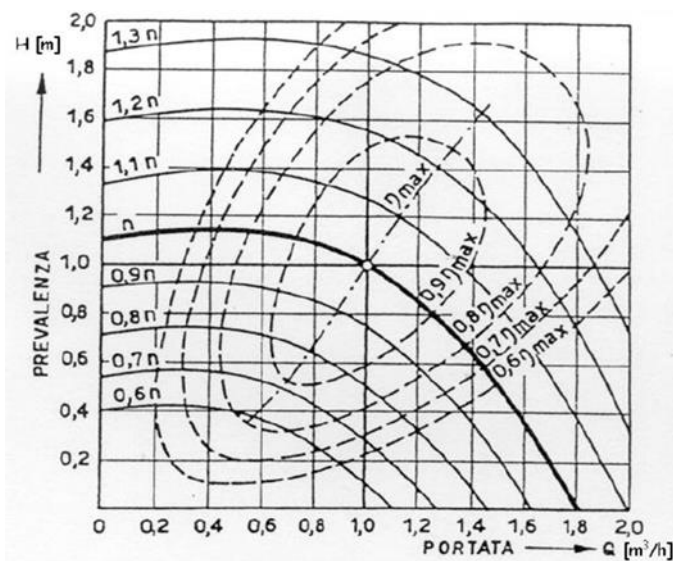


Figura 84: diagramma funzionamento pompa centrifuga

Con prevalenza si intende l'altezza di colonna di fluido compresa tra l'inizio della condotta di aspirazione (serbatoio di monte) e la fine della condotta di mandata (serbatoio di valle). Per un certo valore di regime di funzionamento e per una certa portata volumetrica è, quindi, identificabile un solo valore di prevalenza. Il valore di prevalenza è strettamente legato al valore di caduta di pressione dell'impianto tramite la relazione [52]:

$$gH = \frac{\Delta P}{\rho} \quad (7.1)$$

Sullo stesso diagramma di Figura 84 è possibile tracciare anche il rendimento della macchina idraulica, caratterizzato da un andamento "collinare", con un massimo di rendimento in una certa condizione di funzionamento e poi iso-livelli di efficienza.

Il rendimento definito è il prodotto di tre rendimenti specifici:

$$\eta_{pump} = \eta_{idr} * \eta_{vol} * \eta_{org} \quad (7.2)$$

Che sono rispettivamente [52]:

- Rendimento idraulico: tiene conto delle resistenze idrauliche della macchina;
- Rendimento volumetrico: tiene conto di una parte di fluido ricircolata per via delle tenute meccaniche;
- Rendimento organico: tiene conto degli attriti della macchina idraulica.

È possibile, perciò, definire la potenza assorbita dalla macchina operatrice idraulica come:

$$P_{pump} = \frac{gH\rho Q}{\eta_{pump}} = \frac{\Delta p Q}{\eta_{pump}} \quad (7.3)$$

Avendo a disposizione il diagramma di funzionamento della pompa considerata, è possibile caratterizzarla univocamente nel suo funzionamento. Per determinare, però, il punto di funzionamento di tutto l'impianto è necessario accoppiare il diagramma di funzionamento della pompa centrifuga con la caratteristica dell'impianto stesso. Di seguito un esempio di curva caratteristica di impianto accoppiata con un diagramma di funzionamento della pompa:

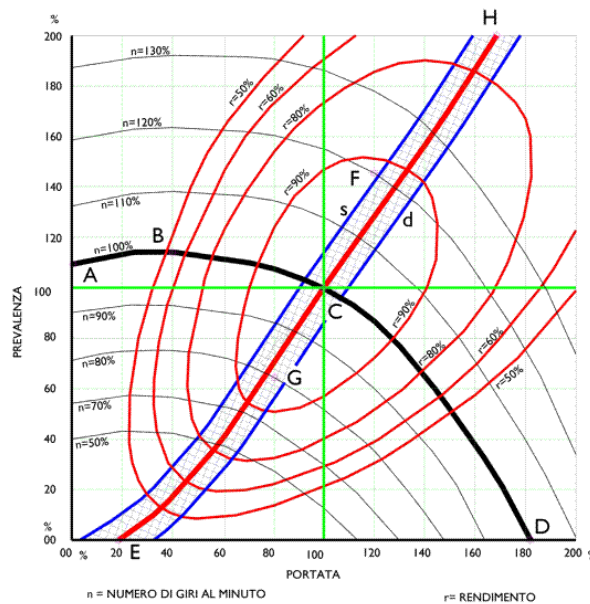


Figura 85: diagramma funzionamento pompa centrifuga con caratteristica di impianto

Avendo fissato, perciò, un certo regime di rotazione è possibile determinare il punto di funzionamento dell'impianto intersecando la curva della pompa con quella d'impianto.

Il primo step di modellazione comporta la determinazione della velocità di funzionamento della pompa centrifuga. Se la pompa è tipo “meccanico”, il suo regime di rotazione è fisicamente vincolato a quello del motore a combustione interna attraverso un rapporto di riduzione:

$$n_{pump} = \tau_{pump} n_{engine} \quad (7.4)$$

Se la pompa, invece, è di tipo elettrico sarà direttamente la ECU a comandare, ad esempio in tensione attraverso un PWM, la velocità desiderata funzione delle sue strategie di attuazione. In questa trattazione ci si concentrerà sulla modellazione di una pompa di tipo “meccanico”, cioè trascinata. Il modello è stato identificato su un motociclo del quale si dispone del diagramma di funzionamento della pompa centrifuga, così rappresentato:

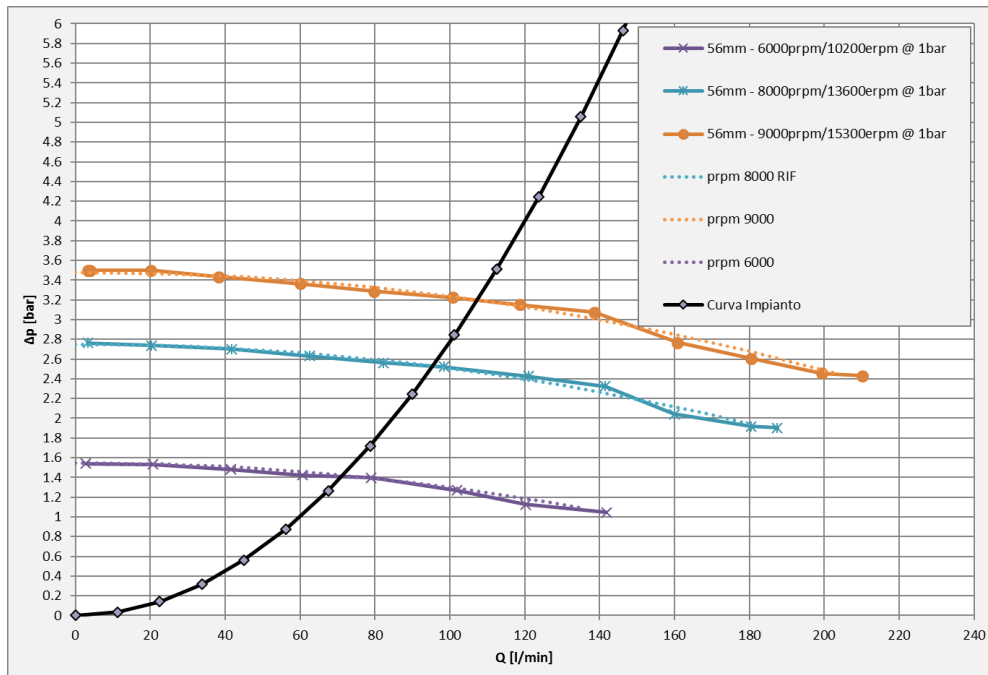


Figura 86: diagramma funzionamento pompa centrifuga motociclo

È possibile visualizzare tre curve di funzionamento a tre regimi diversi, accoppiate con una tipica curva resistente di impianto. Per poter determinare il punto di funzionamento è necessario interpolare/estrapolare la mappa caratteristica in tutte le zone di funzionamento possibile. Nello stesso grafico sono riportate, tramite linee tratteggiate e colorate, interpolazioni della curva di funzionamento con un polinomio di terzo grado, il quale mostra un'adeguata capacità di replica dei dati sperimentali.

Si può normalizzare il punto di funzionamento della pompa rispetto ad una velocità di rotazione di riferimento ed esprimere, di conseguenza, portata e caduta di pressione secondo la similitudine fluidodinamica per macchine centrifughe:

$$\begin{cases} n_r = \frac{n_{pump}}{n_{rif}} \\ Q_r = \frac{Q}{n_r} \\ \Delta P_r = \frac{\Delta P}{n_r^2} \end{cases} \quad (7.5)$$

La curva resistente dell'impianto è, invece, esprimibile da una relazione di secondo grado tra portata volumetrica e perdite di carico.

In quest'ottica, è possibile scrivere un sistema di due equazioni in due incognite, il quale risolto fornisce il valore di portata e caduta pressione dell'impianto:

$$\begin{cases} \Delta p_r = aQ_r^3 + bQ_r^2 + cQ_r + d \\ \Delta p_r = K_{tot}Q_r^2 \end{cases} \quad (7.6)$$

La prima equazione descrive il comportamento della pompa centrifuga, mentre la seconda la curva resistente d'impianto. Risolvendo il sistema 7.6 viene determinato univocamente il punto di funzionamento dell'impianto.

Per poter risolvere il sistema è necessario conoscere la resistenza totale dell'impianto.

L'impianto di Figura 83 può essere schematizzato secondo un'analogia elettrica:

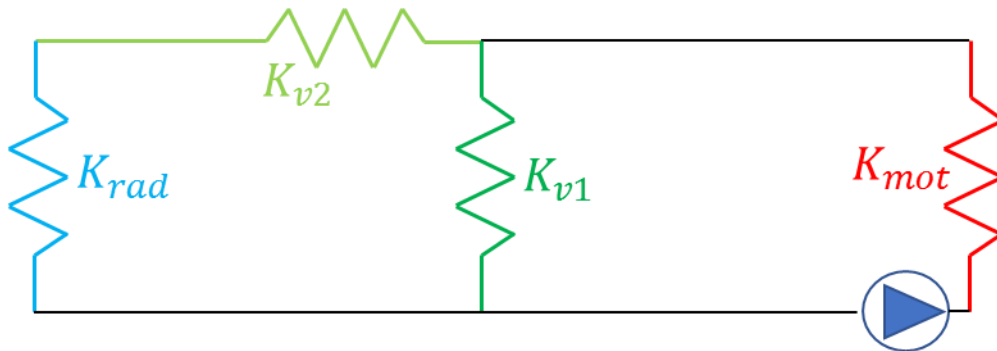


Figura 87: analogia elettrica circuito raffreddamento

È possibile, quindi, determinare la resistenza totale d'impianto come combinazione di ogni singola:

$$K_{tot} = K_{mot} + \frac{K_{v1}(T_{h2o}) * (K_{rad} + K_{v2}(T_{h2o}))}{K_{v1}(T_{h2o}) + K_{rad} + K_{v2}(T_{h2o})} \quad (7.7)$$

Nella quale equazione si è considerato:

- K_{mot} resistenza di carico dovuta ai condotti del circuito all'interno del motore e alle tubazioni attorno al gruppo termico
- K_{rad} resistenza di carico dovuta al radiatore
- $K_{v1} - K_{v2}$ è la resistenza di carico dovuta all'apertura della valvola termostatica divisa in due rami diversi. Il valore di queste due resistenze dipende dalla temperatura del fluido refrigerante. La prima resistenza assume valore massimo quando la temperatura è alta, mentre la seconda quando la temperatura è bassa. In questo modo è possibile simulare l'azione di bypass eseguita dalla valvola termostatica permettendo anche la simulazione di un trafilamento a valvola chiusa.

È così possibile descrivere il punto di funzionamento della pompa e dell'impianto, a patto che sia determinata la temperatura del liquido di raffreddamento.

La potenza assorbita dalla pompa è determinabile attraverso la risoluzione dell'equazione 7.3, avendo mappato il rendimento in funzione della portata volumetrica e della differenza di pressione imposta tra mandata e aspirazione. Di seguito sono riportati valori sperimentali del rendimento della pompa considerata e un fitting di dati attraverso una Radial-Basic-Function e il supporto del toolbox Matlab ModelBasedCalibration. Come si evince dalla Figura 88 l'interpolazione dei dati sperimentali risulta soddisfacente (RMSE 7.5e-3), ma nella parte di estrapolazione un po' imprecisa (probabile sovrastima del rendimento ad alte portate e alte cadute di pressione). Per ovviare a questo problema si è introdotto l'uso di una rete neurale allenata sui dati sperimentali mostrati.

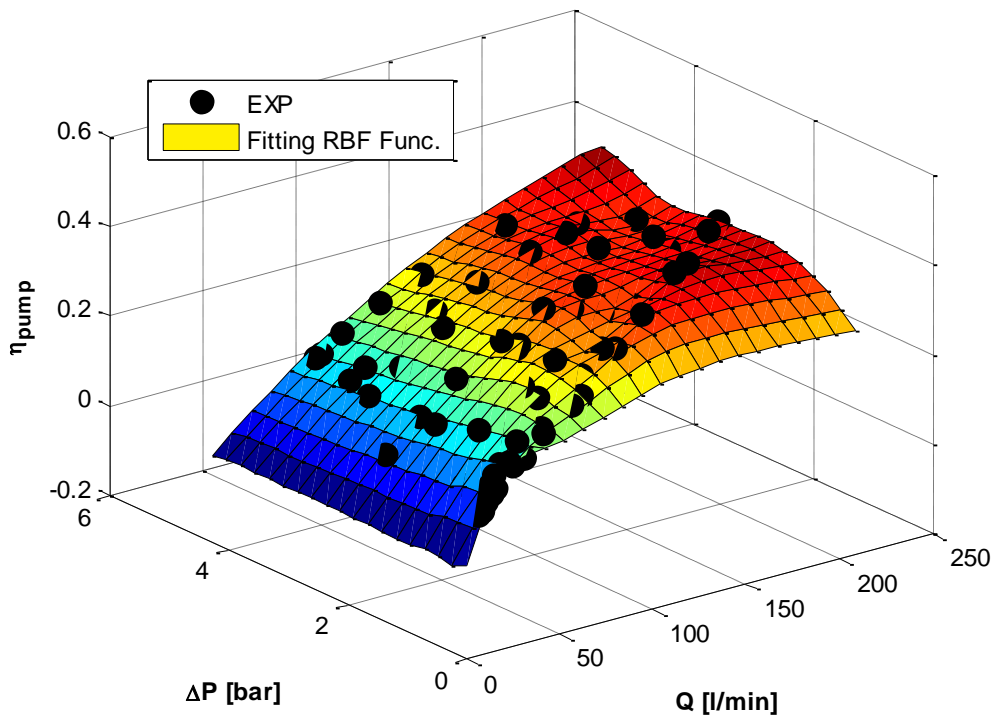


Figura 88: mappa rendimento pompa centrifuga

La portata volumetrica che attraversa il radiatore è determinabile a partire dallo schema di Figura 87 e dalla sua analogia elettrica. È possibile, infatti, determinare la portata attraverso il ramo radiatore come:

$$Q_{out} = \sqrt{\frac{\Delta p - K_{mot}Q^2}{K_{rad} + K_{v2}}} \quad (7.8)$$

Sono ora disponibili tutti gli elementi per poter descrivere un bilancio termico sul motore a combustione interna. L'evoluzione di temperatura in uscita dal gruppo termico può essere determinata attraverso un bilancio energetico come [53]:

$$\frac{dT_{out,mot}}{dt} = P_{mot} - \left[(Q_{out}\rho) * \frac{c_p}{C_{mot}} * (T_{out,mot} - T_{in,mot}) \right] \quad (7.9)$$

nell'ipotesi di assenza di cambiamento di fase da parte del fluido, di non variazione del calore specifico ed assenza di perdite di calore verso l'esterno.

La potenza termica dissipata dal motore è ottenuta come somma di due contributi:

$$P_{mot} = P_{mot-comb} + P_{mot-air} \quad (7.10)$$

I quali termini valgono:

- $P_{mot-comb}$ è la potenza termica ceduta dal gruppo termico al fluido per via della combustione. In questa trattazione la potenza di combustione è stata determinata empiricamente come funzione della portata d'aria aspirata dal motore, con ipotesi di combustione a titolo stechiometrico. Si è dunque determinata la potenza, espressa in Cv, come:

$$P_{mot-comb} [cv] = 0.069 * Q_{air-mot} [kg/s] + 4.5 \quad (7.11)$$

Per un motore SI della tipologia considerata (bicilindrico ad iniezione indiretta), la portata d'aria aspirata dal motore può essere mappata in funzione del regime motore e dell'apertura valvola a farfalla. Con questa formulazione si introduce un'ipotesi di scambio termico a parete da parte del motore costante e non si include lo scambio termico con l'olio motore (il caso è relativo a un'applicazione in cui uno scambiatore di calore aria-olio sottrae la potenza termica acquisita dal lubrificante).

- $P_{mot-air}$ è la potenza termica dissipata con l'aria ambiente, calcolata come:

$$P_{mot-air} = P_{airMax} \left(1 - \left(\frac{T_{out,mot} - T_{air}}{\Delta T_{rif}} \right) \right) \quad (7.12)$$

Implicitamente si ammette di scambiare una potenza che varia linearmente con la differenza di temperatura tra blocco motore e aria circostante, dando luogo a una potenza termica pari a P_{airMax} (nel caso in oggetto 3000W), ottenuta per un determinato valore di differenza di temperatura di riferimento (60°C). L'ipotesi risulta però valida in quanto la potenza termica può essere espressa in funzione della temperatura, attraverso coefficiente di scambio termico e area, come [53, 54]:

$$P_{term} = h * A * \Delta T \quad (7.13)$$

Risolvendo le equazioni appena scritte è possibile determinare la temperatura in uscita dal gruppo termico. Questa grandezza è una delle maggiori variabili di interesse in un sistema HiL, essendo inviata alla centralina di controllo motore ECU per attuare le strategie dedicate. Per potere, però, simulare questa temperatura è necessario conoscere la temperatura di ingresso al gruppo termico, che in questa trattazione viene posta uguale a quella di uscita dal radiatore:

$$T_{in,mot} = T_{out,rad} \quad (7.14)$$

Applicando, con la stessa logica del gruppo termico, il bilancio energetico al radiatore si può determinare la sua evoluzione di temperatura in uscita:

$$\frac{dT_{out,rad}}{dt} = \frac{q_{rad}}{C_{rad}} - \dot{m} \frac{c_p}{C_{rad}} (T_{out,rad} - T_{in,rad}) \quad (7.15)$$

In questa formulazione il flusso di calore attraverso il radiatore vale:

$$q_{rad} = \epsilon * C_{min} * (T_{in,rad} - T_{in,air}) = \epsilon * q_{max} \quad (7.16)$$

Dove si intende con ϵ l'efficienza del radiatore, T_{in} la temperatura in ingresso del fluido refrigerante, T_{in} quella in ingresso dell'aria e C_{min} la capacità termica minore tra i due fluidi considerati. Come primo step è necessario, perciò, determinare l'efficienza del radiatore per poi risolvere l'equazione 7.15.

L'efficienza del radiatore è determinata con un approccio classico in letteratura [53, 54], chiamato metodo $\epsilon - NTU$. È necessario definire il flusso termico massimo scambiabile da uno scambiatore ideale (superficie infinita) per date condizioni in ingresso con la stessa logica dell'equazione 7.16:

$$q_{max} = C_{min}(T_{hot,in} - T_{cold,in}) \quad (7.17)$$

L'efficienza dello scambiatore è definita come:

$$\epsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (7.18)$$

cioè il rapporto tra il flusso termico effettivamente scambiato, istante per istante, e il massimo che si potrebbe scambiare in condizioni ideali.

Per semplificare il problema si introduce una grandezza chiamata "numero di unità di trasporto - NTU" che fornisce un indice sulla capacità di scambio termico del componente:

$$NTU = \frac{1}{C_{min}} \int U dA \quad (7.19)$$

Si stima, infine, il rapporto tra le capacità termiche dei due flussi:

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (7.20)$$

Con le grandezze introdotte, è possibile dimostrare [53] che, per qualsiasi configurazione di scambiatore e di flusso, vale:

$$\epsilon = f(NTU, C^*) \quad (7.21)$$

La relazione che intercorre tra questi tre parametri è tabulata per tipologia di scambiatori e tipologia di applicazione.

Per la determinazione dell'efficienza deve essere nota, istante per istante, la capacità termica minima e quella massima, cioè quella dei due fluidi considerati:

$$\begin{cases} C_{h2o} = \dot{m}_{out} * c_{p,h2o} \\ C_{air} = \dot{m}_{air} * c_{p,air} \end{cases} \quad (7.22)$$

Se per il fluido refrigerante (acqua e glicole) tutte le grandezze sono note, per l'aria è necessario trovarne la portata. La portata d'aria è la somma di un primo contributo derivante dal moto longitudinale del veicolo e di un secondo derivante dall'eventuale attivazione della ventola posta frontalmente al radiatore:

$$\dot{m}_{air} = \dot{m}_{air,speed} + \dot{m}_{air,vent} \quad (7.23)$$

Il primo contributo è determinato a partire dalla velocità del veicolo, conoscendo l'ingombro frontale del radiatore:

$$\dot{m}_{air,speed} = V_{long} * \left(A_{rad} \eta_{aero,rad}(V_{long}) \right) * \rho_{air} \quad (7.24)$$

Nella equazione 7.24 si è introdotta un'efficienza aerodinamica del radiatore, funzione della velocità longitudinale del veicolo stesso. La velocità dell'aria vista dal radiatore può essere molto diversa da quella longitudinale del veicolo per via della sua installazione a bordo (inclinazione, protezione), ma soprattutto per via dell'architettura stessa del radiatore. Essendo, infatti, il radiatore formato da diversi livelli di settori si creano delle zone di calma e zone ad alta caduta di carico. Il coefficiente introdotto, funzione della velocità longitudinale stessa, tiene conto di tutti questi fenomeni. L'identificazione è avvenuta sui dati sperimentali in modo da poter simulare adeguatamente diverse condizioni a diverse velocità veicolo.

Il contributo derivante dalla ventola risulta nullo o costante, in base al fatto che la centralina ECU abbia comandato o meno l'accensione dell'elettro-ventola al superamento di una soglia di temperatura del liquido refrigerante in uscita dal motore. Al fine della modellazione si è deciso di trascurare il transitorio di attivazione della ventola.

Risultano ora disponibili tutte le grandezze necessarie al calcolo della temperatura in uscita dal radiatore.

Per questa applicazione il valore di NTU vale:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} = \frac{0.72C_{min} + 340}{C_{min}} \quad (7.25)$$

Per la valutazione del NTU si è scelto un approccio empirico piuttosto che uno analitico. L'identificazione del coefficiente globale di scambio termico U per uno scambiatore acqua-aria risulta assai complesso dal punto di vista analitico, scontrandosi con l'approccio real-time che si vuole fornire al modello. Avendo a disposizione dati sperimentali di potenza assorbita dal radiatore in prove a velocità aria e portata del liquido fissate, è stato possibile implementare una procedura per l'identificazione empirica del NTU. La formulazione del tipo $aC_{min} + b$ deriva dalla considerazione che, in un'applicazione come questa, la capacità termica oraria dell'aria è molto minore rispetto a quella del fluido, per cui è lecito pensare che il coefficiente di scambio termico globale sia più strettamente legato all'aria piuttosto che al liquido.

L'identificazione comporta i seguenti risultati:

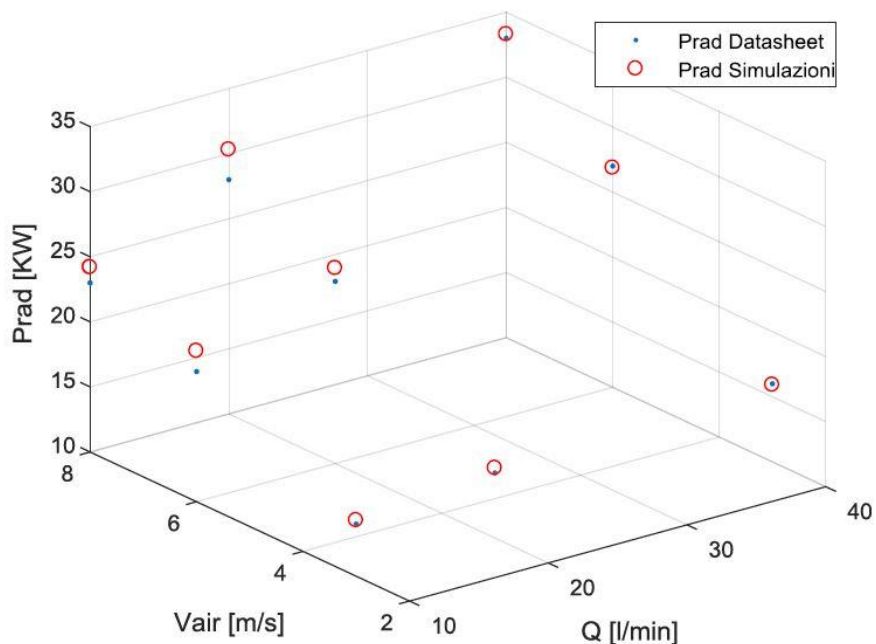


Figura 89: risultato identificazione sperimentale NTU radiatore

Il modello di radiatore, così identificato, è in grado di prevedere con buona approssimazione (errore massimo del 6.5%) i dati sperimentali in stazionario e questo approccio empirico può essere utilizzato nel modello dinamico.

L'efficienza dello scambiatore dipende dal tipo di scambiatore e può essere valutata con equazioni analitiche ricorsive. Per semplificare il problema è stato deciso di identificare offline una mappatura dell'efficienza e poter utilizzare, così, una più semplice mappa bidimensionale:

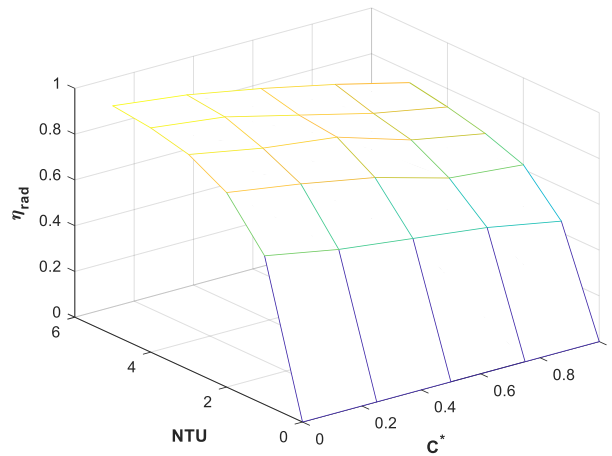


Figura 90: efficienza radiatore

Combinando tutte le equazioni descritte in questo paragrafo è possibile descrivere l'andamento della temperatura del liquido di raffreddamento del motore in funzione della modalità di utilizzo di motore e veicolo.

7.3 Risultati e Conclusioni

Il modello descritto nel paragrafo precedente è stato implementato sulla piattaforma di simulazione Matlab-Simulink per verificarne la capacità di predizione. L'identificazione dei parametri costituenti il modello è avvenuta su un motociclo del quale si hanno a disposizione le caratteristiche originali dei principali componenti quali pompa centrifuga e radiatore. La restante parte di parametri è stata identificata sui dati sperimentali.

Il modello è stato, successivamente, validato su due set di dati sperimentali.

Il primo confronto viene fatto con una simulazione al regime di minimo e veicolo fermo: in questa situazione la temperatura del liquido refrigerante parte da quella ambiente per scaldarsi fino al valore di regime con valvola termostatica chiusa. Raggiunto un determinato valore, si apre la valvola per garantire il raffreddamento del gruppo termico. Una volta raggiunto il valore di regime, il rispetto della temperatura viene garantito dall'accensione dell'elettro-ventola, essendo la portata di aria derivante dal moto longitudinale, nulla.

Segue un'immagine che confronta temperature simulate e sperimentali su questa prova:

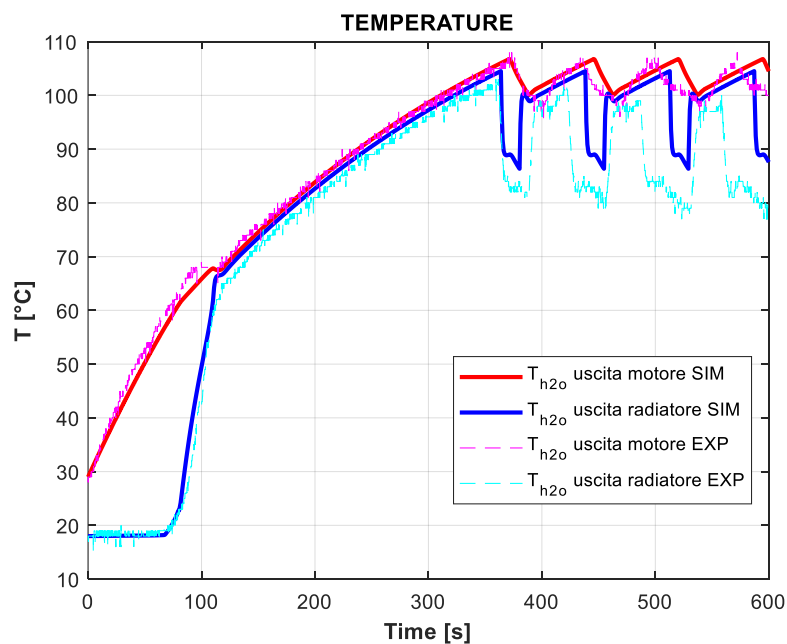


Figura 91: confronto simulazione e dati sperimentali in un minimo motore

L'inizio della prova, fino al secondo 100 circa, mostra il transitorio di regimazione dovuto all'apertura della valvola termostatica, la quale inizia ad aprirsi circa a 65°C di temperatura del liquido in uscita dal motore. Fino a quel momento la temperatura in uscita dal radiatore è pressoché costante perché quella parte di circuito è bypassata; all'apertura, invece, viene messo in comunicazione lo scambiatore con il circuito principale. Una volta ottenuta la

regimazione termica si assiste agli interventi dell'elettro-ventola a partire dal secondo 350. Nella seguente immagine si riportano gli andamenti della percentuale di apertura della valvola termostatica e della portata d'aria dovuta all'elettro-ventola:

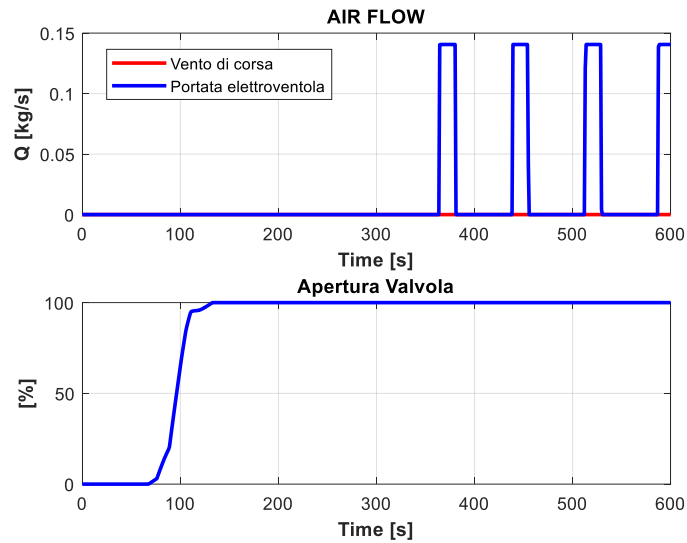


Figura 92: portata aria al radiatore e apertura valvola termostatica

Una condizione di funzionamento completamente diversa riguarda, ad esempio, il giro di un tracciato a motore già termicamente regimato. Si è simulato perciò il comportamento termico di un giro della pista di Misano-Circuit con questi input di funzionamento generale:

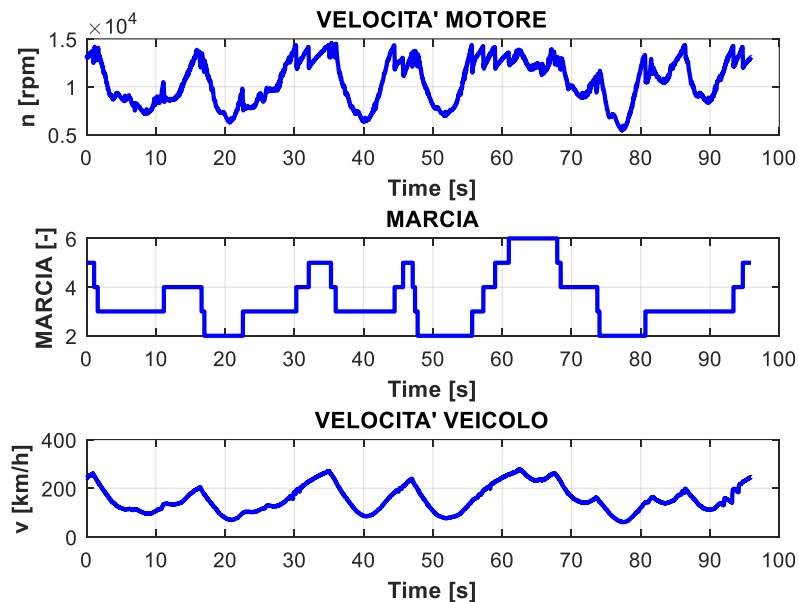


Figura 93: input replay giro tracciato Misano

Il modello è in grado di stimare adeguatamente la temperatura in uscita dal gruppo termico (unica variabile sperimentale acquisita dalla telemetria):

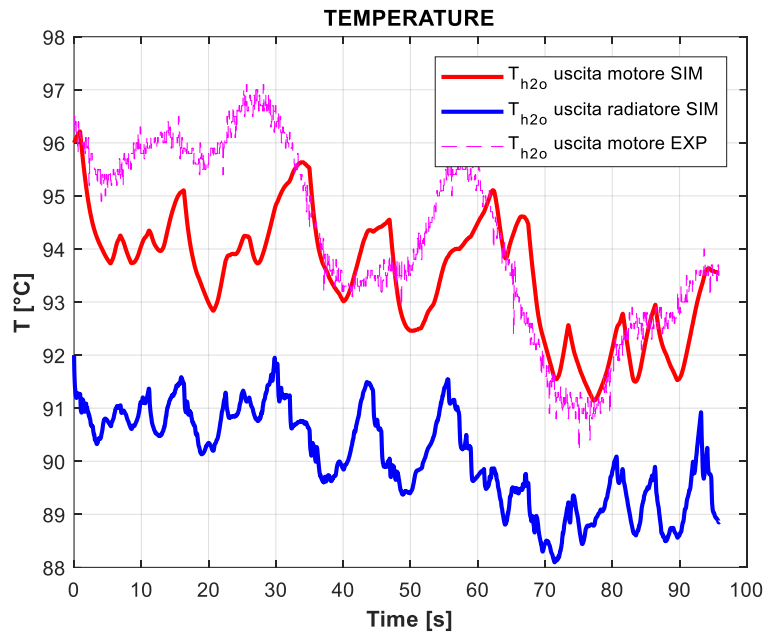


Figura 94: confronto temperatura uscita motore simulata e sperimentale

In questo caso, avendo già raggiunto il regime termico, la valvola termostatica risulta sempre aperta e l'unico contributo di aria refrigerante deriva dal moto del veicolo. Può risultare interessante, inoltre, visualizzare la stima delle principali grandezze simulate dal modello:

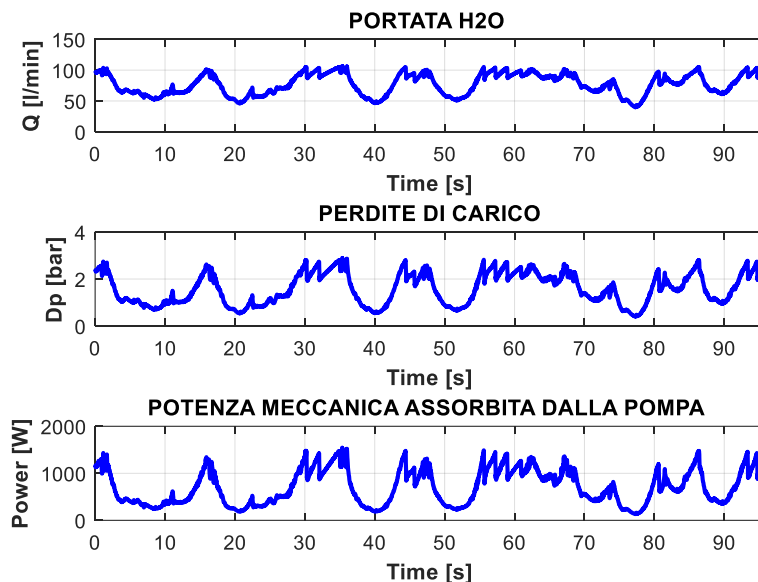


Figura 95: grandezze simulate nel replay tracciato Misano

Tutte le grandezze inerenti la pompa e l'impianto risultano direttamente correlabili al regime motore, dato che la pompa stessa è meccanicamente trascinata dal motore a combustione interna. È possibile visualizzare, come ultimo punto, anche la stima delle potenze termiche scambiate:

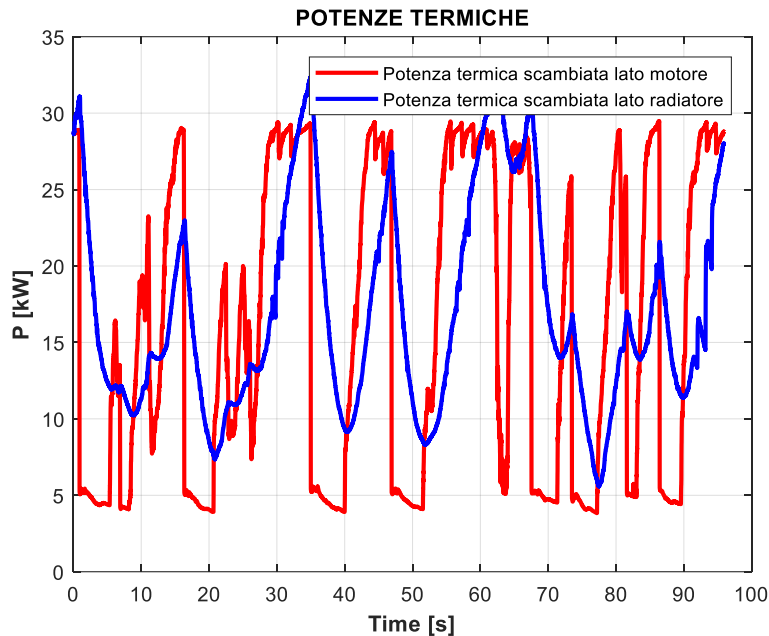


Figura 96: potenze termiche scambiate replay tracciato

Il confronto con i dati sperimentali proposto mostra come il modello sviluppato sia in grado di simulare con sufficiente precisione i dati misurati. Il grado di accuratezza ottenuto è, infatti, sufficiente per un sistema HiL e per un testing delle strategie ECU riguardanti il circuito di raffreddamento.

Il modello implementato è in grado di fornire in output temperature stimate in diversi punti del circuito di raffreddamento, ma è anche in grado di ricevere in input comandi come quello dell'attuazione dell'elettro-ventola.

Essendo un modello di tipo control-oriented diviso per funzionalità, si presta ad essere complicato per simulare impianti più complessi semplicemente integrando i modelli dei nuovi componenti.

Ad esempio, se si vuole simulare una pompa centrifuga ad attuazione elettrica, sarà sufficiente collegare il regime di rotazione alla richiesta ECU ed aggiornare le mappe caratteristiche del componente (qualora questo sia diverso dal precedente). Un approccio di questo tipo permette molta flessibilità all'utilizzatore perché da una base di partenza è facilmente possibile declinare il modello su un'applicazione specifica.

Il modello sviluppato in questo capitolo è pronto per essere implementato in un sistema HiL contenente già una simulazione di motore a combustione interna e relativo veicolo. Con queste caratteristiche si è in grado di testare tutte le strategie ECU inerenti il controllo termico del motore ma anche fare test di fault dovuti al circuito stesso, vedendo come risponde il sistema reale a seguito di un'anomalia.

Infine, la base introdotta con questo ambiente può essere anche sfruttata per realizzare un modello di simulazione di temperatura della carica del cilindro ad inizio compressione da integrare con il modello sviluppato al capitolo 6.

8. Conclusioni

Il lavoro svolto durante la tesi di dottorato si è incentrato sullo sviluppo di molteplici modelli di simulazione numerica per sistemi HiL.

Partendo da quanto implementato durante la tesi magistrale, cioè un modello di motore e veicolo, si è continuato lo sviluppo introducendo la possibilità di simulare il particolare layout di scarico della vettura, comune alla produzione di serie di alta gamma.

Il modello completo di veicolo è stato, successivamente, adattato su un motociclo, inizialmente con scopo di applicazione in sistemi Engine-in-the-Loop, e ne è stata validata la capacità di predizione attraverso un confronto con dati sperimentali acquisiti da telemetria durante un giro di pista. Quanto prodotto può essere utilizzato, però, anche in un ambiente HiL senza l'aggiunta di modifiche e/o sviluppi dedicati.

Dopo aver sviluppato un ambiente di simulazione base (veicolo e motore a combustione interna), il lavoro è stato incentrato sullo sviluppo di modelli specifici di singoli componenti o di sistemi accessori a quanto realizzato fino a quel momento.

Dapprima il focus è stato concentrato sullo sviluppo di un modello per elastomeri, componenti ampiamente diffusi in ambito automotive sia come elementi smorzanti in trasmissioni di coppia sia come componenti di sospensioni. Il modello è stato identificato su due diversi componenti attraverso una procedura automatica sviluppata ad hoc e, successivamente, validato su dati sperimentali.

Per ampliare la gamma di modelli utilizzabili in un sistema HiL, si è sviluppato un sistema di simulazione della detonazione, che è stato applicato anche ad una procedura di calibrazione motore al banco prova. Anche in questo caso, la validazione è stata realizzata con un confronto tra dati simulati e dati sperimentali, mostrando una buona capacità di predizione dei valori di detonazione.

Infine, si è rivolta l'attenzione sulla simulazione del circuito di raffreddamento di un motociclo. L'approccio di calibrazione modello e validazione dello stesso è stato il medesimo dei casi precedentemente descritti.

Tutti i modelli implementati sono accumulati dalle medesime caratteristiche fondamentali: modelli zero-dimensional, di tipo control-oriented, a parametri concentrati che hanno la possibilità di essere risolti in tempo reale.

Tutto il lavoro svolto è stato supportato dalla piattaforma di simulazione Matlab-Simulink e relativi tool disponibili.

Con il lavoro svolto e descritto, quindi, si è realizzata una libreria di modelli applicabili ad un generico sistema HiL in ambito automotive. La libreria creata e correttamente installata su un HiL può permettere, perciò, il testing di strategie ECU relative ai sistemi analizzati e modelli sviluppati.

La struttura modulare implementata per ogni sistema, permette, inoltre, una semplice identificazione del modello su un sistema diverso da quello originale fornendo, così, massima flessibilità di utilizzo.

Bibliografia

1. J. B. Heywood, *"Internal Combustion Engine Fundamentals"*, McGraw-Hill 1988
2. L. Guzzella, C.H. Onder, *"Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems"*, Springer 2010
3. G. Ferrari, *"Motori a Combustione Interna"*, Il Capitello 2000
4. G. Marro, *"Controlli Automatici"*, Zanichelli 2008
5. M. Gallati, S. Sibilla, *"Fondamenti di Idraulica"*, Carocci Editore
6. G. Genta, *"Meccanica dell'autoveicolo"*, Levrotto&Bella 2000
7. M. Guiggiani, *"Dinamica del veicolo"*, CittàStudi Edizioni 2007
8. H.B. Pacejka, *"Tyre and Vehicle Dynamics Second Edition"*, Butterworth-Heinemann 2006
9. P. Waeltermann, T. Michalsky, J. Held, *"Hardware-in-the-Loop Testing in Racing Applications"*, SAE Technical Paper 2004-01-3502, 2004
10. Himmler, K. Lamberg, M. Beine, *"Hardware-in-the-Loop Testing in the Context of ISO 26262"*, SAE International 2012-01-0035, 2012
11. D. Lee, J. B. Heywood, *"Effects of Secondary Air Injection During Cold Start"*, SAE International 2010-01-2124, 2010
12. R. W. Schallock, K. R. Muske, J. C. Peyton James, *"Model Predictive Functional Control for an Automotive Three-Way Catalyst"*, SAE International 2009-04-20, 2009
13. M. Locatelli, C. H. Onder, H. P. Geering, *"Exhaust-Gas Model for Identification Purposes"*, SAE International 2003-01-0368, 2003
14. J. C. Peyton Jones, J. B. Roberts, J. Pan, R. A. Jackson, *"Modeling the Transient Characteristics of a Three-Way Catalyst"*, SAE Technical Paper 1999-01-0460, 1999
15. J. C. Peyton Jones, J. B. Roberts, P. Bernard, R. A. Jackson, *"A Simplified Model for the Dynamics of a Three-Way Catalytic Converter"*, SAE Technical Paper 2000-01-0652, 2000
16. Serrarens, M. Dassen, M. Steinbuch, *"Simulation and Control of an Automotive Dry Clutch"*, 2004 American Control Conference
17. V. Cossalter, *"Motorcycle Dynamics"*, Second Edition 2006
18. *"Using the PAC2002 TireModel"*, Adams/Tyre Manual

19. F. Andreev, V. I. Kabanau, V. V. Vantsevich, "Driveline Systems of Ground vehicles, Theory and Design", Scientific and Technical Editor 2010
20. F. Cheli, M. Pedrinelli, A. Zorzutti, "Integrated Vehicle and Driveline Modeling", SAE Technical Paper 2007-01-1583, 2007
21. N. Huber, C. Tsakmakis, "Finite deformation viscoelasticity laws", *Mechanics of Materials* 32 (2000): 1-18
22. H.J. Qi, M.C. Boyce, "Constitutive model for stretch-induced softening of the stress-stretch behavior of elastomeric materials.", *Journal of the Mechanics and Physics of Solids* 52 (2004): 2187-2205.
23. J. Diani, B. Fayolle, P. Gilormini, "A review on the Mullins effect", *European Polymer Journal* 45 (2009): 601-612.
24. R. Dargazany, V. N. Khiem, M. Itskov (2014), "A generalized network decomposition model for the quasi-static inelastic behavior of filled elastomers", *International Journal of Plasticity* 63 (2014): 94-109
25. R. E. Paige, W. V. Mars, "Implication of the Mullins Effect on the Stiffness of a Pre-loaded Rubber Component", 2004 ABAQUS User's Conference
26. C. Miehe, J. Keck, "Superimposed finite elastic-viscoelastic-plastoelastic stress response with damage in filled rubbery polymers. Experiments, modelling and algorithmic implementation", *Journal of the Mechanics and Physics of Solids* 48 (2000) 323-365
27. S. Burtscher, A. Dorfmann, K. Bergmeister, "Mechanical aspects of high damping rubber", in *2nd Int. PhD Symposium in Civil Engineering, 1998, Budapest*
28. J. Zhang, J. Ru, H. Chen, J. Lu, "Viscoelastic creep and relaxation of dielectric elastomers characterized by a Kelvin-Voigt-Maxwell model, *Applied Physics Letters* 110(0): 044104
29. A. Z. Solehin, "Modelling and simulation of modified skyhook control for semi-active suspension", *Bachelor Of Engineering University Malaysia Pahang, 2010*
30. A. Gautieri, S. Vesentini, A. Redaelli, R. Ballarini, "Modeling and measuring visco-elastic properties: From collagen molecules to collagen fibrils", *International Journal of Non-Linear Mechanics* 56 (2013): 25-33
31. S. Reese, S. Govindjee, "A Theory of Finite Viscoelasticity and Numerical Aspects", *Int. J. Solids Structures* Vol. 35, Nos 26-27, pp. 3"455-3482, 1998

32. J. Chung, K. Min, S. Oh, M. Sunwoo, "In-cylinder pressure based real-time combustion control for reduction of combustion dispersions in light-duty diesel engines", *Applied Thermal Engineering*, Volume 99, 25 April 2016, Pages 1183-1189, ISSN 1359-4311
33. R. Finesso, O. Mareello, D. Misul, E. Spessa. et al., "Development and Assessment of Pressure-Based and Model-Based Techniques for the MFB50 Control of a Euro VI 3.0L Diesel Engine", *SAE Int. J. Engines* 10(4):2017
34. H. Husted, D. Kruger, G. Fattic, G. Ripley et al., "Cylinder Pressure-Based Control of Pre-Mixed Diesel Combustion," *SAE Technical Paper 2007-01-0773*, 2007
35. D. Schiefer, R. Maennel, W. Nardoni, "Advantages of Diesel Engine Control Using In-Cylinder Pressure Information for Closed Loop Control," *SAE Technical Paper 2003-01-0364*, 2003
36. S. Leonhardt, N. Muller, R. Isermann, "Methods for engine supervision and control based on cylinder pressure information," in *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 4, no. 3, pp. 235-245, Sept. 1999
37. M. Yoon, K. Lee, M. Sunwoo, B. Oh, "Cylinder Pressure Based Combustion Phasing Control of a CRDI Diesel Engine," *SAE Technical Paper 2007-01-0772*, 2007
38. G. M. Shaver, J. C. Gerdes, M. Roelle, "Physics-based closed-loop control of phasing, peak pressure and work output in HCCI engines utilizing variable valve actuation," *Proceedings of the 2004 American Control Conference, Boston, MA, USA, 2004*, pp. 150-155 vol. 1
39. E. Doosje, F. Willems, R. Baert, "Experimental Demonstration of RCCI in Heavy-Duty Engines using Diesel and Natural Gas," *SAE Technical Paper 2014-01-1318*, 2014
40. R. Worret, S. Bernhardt, F. Schwarz and U. Spicher, "Application of Different Cylinder Pressure Based Knock Detection Methods in Spark Ignition Engines", *SAE Technical Paper 2002-01-1668*, 2002
41. N. Müller, R. Isermann, "Control of Mixture Composition Using Cylinder Pressure Sensors," *SAE Technical Paper 2001-01-3382*, 2001
42. F. Willems, E. Doosje, F. Engels, X. Seykens, "Cylinder Pressure-Based Control in Heavy-Duty EGR Diesel Engines Using a Virtual Heat Release and Emission Sensor," *SAE Technical Paper 2010-01-0564*, 2010

43. Bozza, F., De Bellis, V., Minarelli, F., and Cacciatore, D., "Knock and Cycle by Cycle Analysis of a High Performance V12 Spark Ignition Engine. Part 2: 1D Combustion and Knock Modeling" *SAE Int. J. Engines* 8(5):2015, doi:10.4271/2015-24-2393
44. J. C. Livengood and P. C. Wu, "Correlation of Autoignition Phenomen in Internal Combustion Engines and Rapid Compression Machine", *Fifth Symposium on Combustion*, pp. 347-356, 1955
45. Millo, F., Rolando, L., Pautasso, E., and Servetto, E., "A Methodology to Mimic Cycle to Cycle Variations and to Predict Knock Occurrence through Numerical Simulation," *SAE Technical Paper 2014-01-1070*, 2014
46. C. Forte, E. Corti, G. Bianchi, S. Falfari, "A RANS CFD 3D Methodology for the Evaluation of the Effects of Cycle By Cycle Variation on Knock Tendency of a High Performance Spark Ignition Engine", *SAE Technical Paper 2014-01-1223*, 2014
47. K. Kim, J. Ghandhi, "A Simple Model of Cyclic Variation", *SAE Technical Paper 2012-32-0003*, 2012
48. A. d'Adamo, S. Breda, S. Fontanesi, A. Irimescu, S. S. Merola, C. Tornatore, "A RANS knock model to predict the statistical occurrence of engine knock", *Applied Energy* 191 (2017) 251-263, 2017
49. R. Bosch, "Gasoline-Engine Management", John Wiley & Sons Inc; 3 Revised edizione (15 settembre 2006)
50. P. Baltusis, "On Board Vehicle Diagnostics", 2004-21-0009 *Convergence Transportation Electronics Association*
51. D. Giacosa, "Motori Endotermici", *Biblioteca Tecnica HOEPLI*, 2000
52. G. Minelli, "Macchine Idrauliche", *Pitagora Editrice Bologna* 1984
53. F. P. Incropera, D. P. Dewitt, T. L. Bergman, A. S. Lavine, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", John Wiley & Sons, Sixth Edition 2005
54. B. Pulvirenti, "Termofluidodinamica Applicata", *Oltre I Portici*, 2010
55. L. Zoffoli, "Modello 0-dimensionale di motore a combustione interna e veicolo per applicazioni real-time", *Tesi Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica*, A.A: 2013/2014

56. M. Tassinari, *“Realizzazione di un sistema Hardware In the Loop per test funzionali della piattaforma ECU Lamborghini 12 cilindri”*, Tesi Corso di Laurea Specialistica in Ingegneria dell’Automazione, A.A. 2011/2012
57. S. Mengoni, *“Progettazione di un simulatore di sonda lambda lineare basato su microcontrollore”*, Tesi in Progetto di Circuiti Elettronici
58. Corti, E., Forte, C., Bianchi, G. and Zoffoli, L., *“A Control-Oriented Knock Intensity Estimator”*, SAE Int. J. Engines 10(4):2017, doi:10.4271/2017-24-0055
59. L. Zoffoli, E. Corti, D. Moro, F. Ponti, V. Ravaglioli, *“Zero-Dimensional Model for Dynamic Behavior of Engineered Rubber in Automotive Applications”*, Energy Procedia 126 (201709) 939-946