

ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITA' DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA
Sede di Forlì

Corso di Laurea Magistrale in
INGEGNERIA MECCANICA
Classe LM-33

TESI DI LAUREA in
Controllo dei Motori a Combustione Interna LM

CALIBRAZIONE DEI MODELLI DI STIMA DELLA
PORTATA DELL'ARIA IN MCI ATTRAVERSO
L'INTERAZIONE TRA AMBIENTI DI SIMULAZIONE ED
OTTIMIZZATORI MATEMATICI

CANDIDATA
Laura Bernacchia

RELATORE
Prof. Ing. Enrico Corti

CORRELATORI
Ing. Fabio Bedogni
Ph. D. Ing. Andrea Varrocchi
Ph.D. Ing. Marco Cangini

Anno Accademico 2016/2017
Sessione III

Abstract

I limiti sempre più stringenti imposti in termini di emissioni e consumo di combustibile, implicano una complessità sempre maggiore dei moderni motori a combustione interna; la calibrazione di un moderno motore SI è, di fatto, un processo che richiede una rilevante quantità di tempo e di misure al banco.

In un contesto economico che richiede, per essere competitivi sul mercato, un tempo sempre minore tra la fase di concetto del prodotto e l'inizio della sua produzione, ogni passaggio non strettamente necessario deve essere eliminato.

Inserire un modello 1-D del motore durante la fase di calibrazione, permette non solo di risparmiare dispendiose misure al banco prova, ma anche di esplorare zone solitamente non raggiungibili al banco a causa di problematiche nell'esecuzione dei test, legate al motore o alla cella, ad esempio: temperature e pressioni lontane da quella standard, pressioni in camera che porterebbero a una sicura detonazione e conseguente danneggiamento del pistone e non solo. Infine, il vantaggio forse più importante è la riduzione dei costi nel processo di calibrazione grazie alla riduzione delle tempistiche rispetto a quelle richieste da una calibrazione al banco prova motore.

Il lavoro presentato offre i primi risultati di quella che vuole essere una calibrazione virtuale con focus sulla corretta stima della portata di aria in ingresso al motore: si utilizza il noto software di simulazione GT-Power per "sostituire" il motore al banco, eseguire un numero di punti operativi sufficiente a calibrare le mappe inerenti nella centralina motore e, infine, ottenere gli stessi punti prima simulati al banco, per confrontare le effettive differenze tra mondo virtuale e reale.

L'aspirazione ultima è utilizzare come base di partenza un modello senza sotto-modelli predittivi, scarsamente correlato con i dati sperimentali, modificandolo per ricavarne un'affidabilità abbastanza elevata da permettere una pre-calibrazione della portata di aria in ingresso a un generico motore che non è stato effettivamente allestito al banco. Allo stesso tempo, vengono migliorati sia la modellazione del motore, in modo tale da renderla flessibile rispetto al tipo di motore e ai dati sperimentali a disposizione, sia il metodo di calibrazione, che acquista così un allargamento del range di punti operativi esplorato e un notevole risparmio di tempo e denaro.

L'attività di sviluppo motore per applicazioni automotive è sempre più complessa a seguito dei requisiti sfidanti e dei tempi compressi.

La crescente complessità è legata a sempre più stringenti requisiti di controllo delle emissioni, di riduzione dei consumi e incremento della prestazione.

La richiesta di ridurre i tempi e i costi di calibrazione non è sempre coerente con il continuo incremento della complessità.

L'idea alla base della tesi di Laura Bernacchia è che potrebbe essere un vantaggio significativo la possibilità di (pre)calibrare un motore senza avere fisicamente disponibile.

La (pre)calibrazione sarebbe quindi solo vincolata all'esistenza di un modello virtuale del motore stesso.

La sinergia tra il mondo virtuale della simulazione e quello della sperimentazione è generalmente difficile per le diverse competenze presenti e metodologie utilizzate

Bernacchia ha sviluppato la sua tesi in reparto sperimentazione motore ma ha anche partecipato alla definizione del modello nel reparto calcoli

L'esperienza nei due reparti ha permesso a Bernacchia di essere il ponte tra queste realtà, malgrado la sua bassa esperienza in entrambi i settori.

Il risultato positivo della sua attività di tesi è anche dovuto alla sua capacità di individuare i passaggi importanti e guidare il processo di ottimizzazione della metodologia.

Ing. Fabio Bedogni

Indice

Introduzione.....	1
1) Calibrazione virtuale.....	4
1.1) Stato dell'arte.....	4
1.2) Loop esecutivo.....	5
2) Ambienti di simulazione.....	10
2.1) Tipi di modello.....	10
2.2) Modellazione monodimensionale e GT Power.....	11
2.3) Il controllo in GT Power.....	14
2.4) Conformità GT.....	19
3) Modello stima della portata di aria in centralina.....	22
3.1) Fisica.....	22
3.2) Funzionamento.....	24
4) Ottimizzatori matematici.....	29
4.1) MapFit: funzionamento e output.....	29
4.2) Mappe da ottimizzare.....	31
5) Applicazioni.....	33
5.1) Motore 1.....	33
5.1.1) Primo metodo.....	33
5.1.2) Secondo metodo.....	34
5.1.3) Terzo metodo.....	36
5.1.4) MapFit.....	38
5.1.4.1) Risultati del secondo metodo.....	39
5.1.4.2) Risultati del terzo metodo.....	53
5.1.5) Analisi grafica.....	62
5.2) Motore 2.....	69
5.2.1) Simulazioni.....	69
5.2.2) MapFit.....	69
5.2.3) Nuovo metodo di sweep VVT.....	80
5.2.4) Post processamento dei dati.....	81
5.3) Motore 3.....	94
5.3.1) Ascmo DOE.....	95
5.3.2) Modello calibrato su 10 punti operativi.....	96
5.3.3) MapFit.....	103
5.3.4) Errore della calibrazione virtuale.....	116
6) Verifiche.....	121
6.1) Validazione modello GT Power.....	121
6.2) Valore aggiunto.....	126
7) Risultati e conclusioni.....	129
8) Sviluppi futuri.....	132
Appendici.....	135
Bibliografia.....	168

Elenco delle figure:

1.1: Schema a blocchi dell'intero tool. Nel riquadro rosso, il loop effettivamente eseguito durante il lavoro di tesi.....	5
1.2: Movimentazione dei variatori di fase sulle valvole di aspirazione e scarico.....	6
1.3: Carica di aria relativa in funzione della pressione nel collettore aspirazione, è possibile notare sia l'offset dato dalla pressione parziale dei gas inerti, sia il fattore di conversione da pressione collettore aspirazione a carica di aria relativa.....	8
3.1: Andamento temporale di un correttore PID durante il suo funzionamento.....	15
3.2: Andamento temporale di un controllore PID nel caso in cui si presenti un'oscillazione costante.....	15
3.3: andamento temporale di un controllo PID nel caso in cui esso non riesca a raggiungere il target richiesto.....	16
3.4: impostazione dei limiti minimo e massimo dell'attuatore movimentato.....	17
3.5: impostazione del tipo e del valore del dwell time, e del valore iniziale dell'attuatore.....	17
3.6: impostazione del valore target da seguire e dei valori delle costanti P, I e D.....	17
3.7: impostazione del criterio di convergenza ciclo a ciclo.....	18
3.8: impostazioni del criterio di convergenza a target.....	19
3.9: impostazione del warning con messaggio, possono essere impostate sia la soglia che la modalità di superamento della stessa.....	20
3.10: impostazione del warning che ferma la simulazione, anche qui sono imposte sia la soglia che la modalità con cui essa viene superata.....	21
4.1: parte del modello di centralina di stima della portata di aria in ingresso, dove viene calcolato fupsrl.....	24
4.2: parte del modello di centralina di stima della portata di aria in ingresso in cui viene calcolato p_irg.....	26
4.3: blocco 5 del calcolo di p_irg.....	27
4.4: blocco 6 del calcolo di p_irg.....	28
5.1: valori di pressione collettore aspirazione in output da GT a 3000 rpm.....	35
5.2: valori di apertura valvola a farfalla in gradi, in output da GT a 3000 rpm.....	35
5.3: valori di chiusura di WG in mm (0 mm = chiusa, 30 mm = aperta), in output da GT.....	35

5.4: limite tra il controllo in farfalla e quello in waste gate, all'aumentare dei giri motore.....	37
5.5: parte dello schema a blocchi che mostra il calcolo eseguito da MapFit per ottenere l'offset di correzione della pulsazione nel rapporto pressione collettore aspirazione/pressione camera di combustione per il carico effettivo.....	37
5.6: errore sull'rl in base al valore di incrocio valvole.....	40
5.7: errore sull'rl in funzione del valore di giri motore.....	40
5.8: errore sull'rl in funzione del valore di rl simulato.....	41
5.9: rl stimato da MapFit vs rl simulato da GT Power.....	41
5.10: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per il fattore di conversione da P collettore a carica, motore 1, metodo 2.....	42
5.11: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per l'offset tra P collettore e P camera, motore 1, metodo 2.....	43
5.12: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per fattore di conversione da pressione a carico a WOT, motore 1, metodo 2.....	44
5.13: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per l'offset da P collettore a P camera a WOT, motore 1, metodo 2.....	45
5.13.2: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per fattore di interpolazione per EGR, motore1, metodo 2.....	46
5.14: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per il fattore di correzione P scarico e P camera, motore 1, metodo 2.....	47
5.15: valori di VVT in aspirazione e scarico utilizzati per le simulazioni del metodo 2. I punti azzurri coprono scarsamente l'intero piano di funzionamento.....	49
5.16: contour map con i valori dei VVT di aspirazione e scarico nel piano XY e il valore dell'errore in percentuale sull'asse Z/colore.....	50
5.17: errore sull'rl in percentuale in funzione della temperatura alle valvole di aspirazione ottenuta dalla simulazione GT Power.....	51
5.18: errore sull'rl in percentuale in funzione della pressione in ingresso alla turbina ottenuta dalla simulazione GT Power.....	51
5.19: errore sull'rl in percentuale in funzione del fupsrl calcolato da MapFit durante l'ottimizzazione.....	52
5.20: errore sull'rl in percentuale in base al valore di EGR in output dalla simulazione GT Power..	52

5.21: errore sull'rl in percentuale in base al valore di T collettore aspirazione in output dalla simulazione GT Power.....	52
5.22: errore sull'rl in funzione del valore di incrocio valvole, motore 1, metodo 3.....	54
5.23: errore sull'rl in funzione del valore di giri motore, motore1, metodo 3.....	54
5.24: errore sull'rl in funzione del valore di rl simulato, motore 1, metodo 3	55
5.25: rl stimato da MapFit vs rl simulato da GT, motore 1, metodo 3.....	55
5.26: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per il fattore di conversione da pressione a carica, motore 1, metodo 3.....	56
5.27: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per l'offset da P collettore a P camera, motore 1, metodo 3.....	57
5.28: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per il fattore di conversione pressione in carica a WOT, motore 1, metodo 3.....	58
5.29: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per l'offset da P collettore a P camera a WOT, motore 1, metodo 3.....	59
5.30: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per il fattore di interpolazione per EGR, motore 1, metodo 3.....	60
5.31: correzione del rapporto P scarico/P camera, motore 1, metodo 3.....	61
5.32: P collettore apirazione spazzalota nella simulazione, in funzione del valore di giri motore.....	63
5.33: errore sull'rl in percentuale in funzione dell'interazione tra rl simulato ed EGR.....	64
5.34:errore sull'rl in percentuale in funzione dell'interazione tra T collettore scarico/portata aria nel collettore aspirazione.....	64
5.35: errore sull'rl in percentuale in funzione dell'interazione tra T valvola aspirazione/T collettore aspirazione.....	65
5.36: errore sull'rl in percentuale in funzione dell'interazione tra IVO ed EVC.....	65
5.37: errore sull'rl in percentuale in funzione dell'interazione tra P collettore aspirazione e P monte farfalla.....	66
5.38: errore sull'rl in percentuale in funzione dell'interazione tra PME e giri motore.....	66
5.39: errore sull'rl in percentuale in funzione dell'interazione tra P ingresso turbina e P ingresso catalizzatore.....	67
5.40: errore sull'rl in percentuale in funzione dell'interazione tra giri turbo e lambda.....	67

5.41: correlazione tra rl stimato da MapFit ed rl simulato da GT Power.....	70
5.42: errore sull'rl in funzione dell'rl simulato da Gt Power.....	71
5.43: errore sull'rl in funzione del valore di giri motore.....	71
5.44: errore sull'rl in funzione del valore di incrocio valvole.....	71
5.45: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per il fattore di conversione da pressione a carico, motore 2.....	72
5.46: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per offset tra P collettore e P camera, motore 2.....	73
5.47: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per il fattore di conversione da pressione a carica a WOT, motore 2.....	74
5.48: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per l'offset tra P collettore e P camera a WOT, motore 2.....	75
5.49: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per fattore di interpolazione per EGR, motore 2.....	76
5.50: fattore di correzione per rapporto P scarico/P camera, motore 2.....	77
5.51: errore sull'rl in funzione del valore di incrocio, per dati sperimentali e calibrazione virtuale....	78
5.52: errore sull'rl in funzione del valore di giri motore, per dati sperimentali e calibrazione virtuale	79
5.53: errore sull'rl in funzione del valore di rl simulato, per dati sperimentali e calibrazione virtuale.....	79
5.54: rl stimato da MapFit vs rl simulato da GT, per dati sperimentali e calibrazione virtuale.....	79
5.55: valori di IVO ed EVC in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 1000 rpm.....	82
5.56: valori di incrocio valvole in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 1000 rpm....	82
5.57: valori di T collettore aspirazione e T valvole aspirazione in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 1000 rpm.....	83
5.58: valori di T collettore scarico in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 1000 rpm.....	83
5.59: valori di P collettore aspirazione e P monte farfalla in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 1000 rpm.....	84
5.60: valori di P ingresso turbina e P ingresso catalizzatore in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 1000 rpm.....	84

5.61: valori di portata aria nel collettore aspirazione ed ρ_l in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 1000 rpm.....	85
5.62: valori di lambda in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 1000 rpm.....	85
5.63: valori di IVO ed EVC in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 3000 rpm.....	86
5.64: valori di incrocio in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 3000 rpm.....	86
5.65: valori di T collettore aspirazione e T valvole aspirazione in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 3000 rpm.....	87
5.66: valori di T collettore scarico in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 3000 rpm.....	87
5.67: valori di P ingresso turbina e P ingresso catalizzatore in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 3000 rpm.....	88
5.68: valori di P collettore aspirazione e P monte farfalla in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 3000 rpm.....	88
5.69: valori di lambda e portata aria nel collettore aspirazione in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 3000 rpm.....	89
5.70: valori di IVO ed EVC in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 6500 rpm.....	89
5.71: valori di incrocio e T collettore scarico in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 6500 rpm.....	90
5.72: valori di T collettore aspirazione e T valvola aspirazione in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 6500 rpm.....	90
5.73: valori di P monte farfalla e P collettore aspirazione in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 6500 rpm.....	91
5.74: valori di P ingresso turbina e P ingresso catalizzatore in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 6500 rpm.....	91
5.75: valori di lambda e portata aria collettore aspirazione in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 6500 rpm.....	92
5.76: valori di lambda in funzione della pressione nel collettore aspirazione, simulati (GT) e sperimentali (S).....	93
5.77: valori di T collettore scarico in funzione della pressione collettore aspirazione, sia sperimentali (S) che simulati (GT).....	93
5.78: valori del rapporto P scarico/P camera di combustione, sia sperimentali (S) che simulati (GT).....	93

5.79: mappa funzione di pressione nel collettore aspirazione e di giri motore, per attuare la gestione dell'aria in ingresso al motore tramite farfalla, WG o entrambe in base al punto operativo simulato.	97
5.80: modello della combustione secondo Wiebe.	98
5.81: valori di r_l stimato da MapFit in funzione dell' r_l simulato da GT.	104
5.82: errore sull' r_l in funzione dell' r_l simulato da GT.	105
5.83: errore sull' r_l in funzione del numero di giri motore.	105
5.84: errore sull' r_l in funzione del valore di incrocio valvole.	105
5.85: mappa di riferimento per il fattore di conversione pressione in carica, motore 3.	106
5.86: mappa in output dall'ottimizzazione per il fattore di conversione pressione in carica, motore 3.	106
5.87: mappa di riferimento per l'offset da P collettore a P camera, motore 3.	107
5.88: mappa in output dall'ottimizzazione per l'offset da P collettore a P camera, motore 3.	107
5.89: mappa di riferimento correzione fattore di conversione pressione in carico a WOT, motore 3.	108
5.90: mappa in output dall'ottimizzazione per correzione fattore di conversione da pressione a carico a WOT, motore 3.	108
5.91: mappa di riferimento correzione dell'offset da P collettore a P camera a WOT, motore 3.	109
5.92: mappa in output dall'ottimizzazione per correzione dell'offset da P collettore a P camera a WOT, motore 3.	109
5.93: mappa di riferimento per fattore di interpolazione per EGR, motore 3.	110
5.94: mappa in output dall'ottimizzazione per il fattore di interpolazione per EGR, motore 3.	110
5.95: mappa di riferimento per fattore di correzione rapporto P scarico/P camera, motore 3.	111
5.96: mappa in output dall'ottimizzazione per fattore di correzione rapporto P scarico/P camera, motore 3.	111
5.97: mappa di riferimento della massa normalizzata di gas inerti riaspirati, motore 3.	112
5.98: mappa in output dall'ottimizzazione della massa normalizzata di gas inerti riaspirati, motore 3.	112
5.99: mappa di riferimento fattore di interpolazione per la correzione di pulsazione, motore 3.	113

5.100: mappa in output dall'ottimizzazione fattore di interpolazione per la correzione di pulsazione, motore 3.....	113
5.101: mappa di riferimento fattore di interpolazione per correzione di pulsazione, motore 3.....	114
5.102: mappa in output dall'ottimizzazione fattore di interpolazione per correzione pulsazione, motore 3.....	114
5.103: mappa di riferimento della parte di gas inerti non lavati, motore 3.....	115
5.104: mappa in output dall'ottimizzazione della parte di gas inerti non lavati, motore 3.....	115
5.105: errore sull'rl in funzione del valore di giri motore, per dati in input con VVT a battuta meccanica.....	117
5.106: errore sull'rl in funzione del valore di rl misurato dei dati sperimentali, per dati in input con VVT a battuta meccanica.....	117
5.107: rl stimato da MapFit vs rl misurato dai dati sperimentali, per VVT a battuta meccanica.....	117
5.108: errore sull'rl in funzione del valore di incrocio valvole, per VVT a battuta meccanica.....	118
5.109: errore sull'rl in funzione del valore di giri motore, per VVT di mappa base.....	119
5.110: errore sull'rl in funzione dell'rl misurato dei dati sperimentali, per VVT di mappa base.....	119
5.111: rl stimato da MapFit vs rl misurato dai dati sperimentali, per VVT di mappa base.....	119
5.112: errore sull'rl in funzione del valore di incrocio valvole, per VVT di mappa base.....	120
6.1: grafici in output alla visualizzazione con ASCMO, parte 1.....	123
6.2: grafici in output alla visualizzazione con ASCMO, parte 2.....	124
6.3: grafici in output alla visualizzazione con ASCMO, parte 3.....	124
6.4: grafici in output alla visualizzazione con ASCMO, parte 4.....	125
A.1: layer "main" del modello motore 1.....	135
A.2: dettaglio bancata 1 del modello motore 1.....	136
A.3: controllo della pressione nel collettore aspirazione per il modello motore 1, agendo sulla farfalla	136
A.4: dettaglio del controllo pressione collettore aspirazione per il modello motore 1, agendo sulla WG (parte 1).....	137
A.5: dettaglio del controllo pressione collettore aspirazione per il modello motore 1, agendo sulla WG (parte 2).....	137

B.1: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per la correzione del fattore di conversione a WOT, motore 1.....	139
B.2: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per la correzione dell'offset per pulsazione a WOT, motore 1.....	139
B.3: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per la correzione del fattore di conversione, motore 1.....	140
B.4: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per la correzione dell'offset di pulsazione, motore 1.....	140
B.5: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per il fattore di interpolazione per EGR, motore 1.....	141
B.6: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per il fattore di correzione del rapporto di pressioni, motore 1.....	141
B.7: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione con smoothness 0.2 per la correzione del fattore di conversione a WOT, motore 1.....	142
B.8: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione con smoothness 0.2 per la correzione dell'offset di pulsazione a WOT, motore 1.....	142
B.9: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione con smoothness 0.2 per la creazione del fattore di conversione, motore 1.....	143
B.10: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione con smoothness 0.2 per la correzione dell'offset di pulsazione, motore 1.....	143
B.11: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione con smoothness 0.2 per il fattore di interpolazione per EGR, motore 1.....	144
B.12: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione con smoothness 0.2 per il fattore di correzione del rapporto di pressioni, motore 1.....	144
C.1: grandezze di interesse in input a MapFit e loro interazioni, parte 1.....	146
C.2: grandezze di interesse in input a MapFit e loro interazioni, parte 2.....	147
C.3: grandezze di interesse in input a MapFit e loro interazioni, parte 3.....	148
E.1: dettagli del controllo sugli attuatori THR e WG nel modello motore 2.....	153
E.2: layer "CTRL-WG" del modello motore 2.....	154
G.1: dettaglio dell'iniezione implementata nel modello motore 3.....	159
G.2: dettaglio del controllo degli attuatori THR e WG, nel modello motore 3.....	160

G.3: layer "calcs" del modello motore 3.....	160
G.4: layer "Ctrl" del modello motore 3.....	161
H.1 : grafici dei punti operativi senza surge margin negativo in output alla visualizzazione con ASCMO, parte 1.....	163
H.2: grafici dei punti operativi senza surge margin negativo in output alla visualizzazione con ASCMO, parte 2.....	163
H.3: grafici dei punti operativi senza surge margin negativo in output alla visualizzazione con ASCMO, parte 3.....	164
H.4: grafici dei punti operativi senza surge margin negativo in output alla visualizzazione con ASCMO, parte 4.....	164
I.1: grafici dei punti operativi senza surge margin negativo e senza scavenging in output alla visualizzazione con ASCMO, parte 1.....	165
I.2: grafici dei punti operativi senza surge margin negativo e senza scavenging in output alla visualizzazione con ASCMO, parte 2.....	165
I.3: grafici dei punti operativi senza surge margin negativo e senza scavenging in output alla visualizzazione con ASCMO, parte 3.....	166
I.4: grafici dei punti operativi senza surge margin negativo e senza scavenging in output alla visualizzazione con ASCMO, parte 4.....	166
J.1: confronto grafico tra lambda allo scarico sperimentale e lambda allo scarico simulato con GT	167

Elenco delle tabelle:

2.1: stato dell'arte della modellazione dei processi relativi ai motori e applicazioni fattibili. Granularity=misura del livello di dettaglio. m= modellazione, a= analisi.....	11
5.1: errore sull'rl dei dati sperimentali con calibrazione di partenza, virtuale e ottimizzata al banco..	80
6.1: confronto errore sull'rl entro il 5% tra calibrazione di partenza, virtuale ed ottimizzata al banco; sia per dati con VVT a battuta che per dati con VVT di mappa base.....	127
6.2: confronto errore sull'rl entro il 10% tra calibrazione di partenza, virtuale ed ottimizzata al banco; sia per dati con VVT a battuta che per dati con VVT di mappa base.....	127

Abbreviazioni e formule:

SOI = Start of Injection

PFI = Port Fuel Injection

GDI = Gasoline Direct Injection

GT = Gamma Technologies

VVT = Variable Valve Timing

PID = Proportional Integrative Derivative

CFD = Computational Fluid Dynamics

ECU = Engine Control Unit

RT = Real Time

SiL = Software in the Loop

HiL = Hardware in the Loop

BSFC = Brake Specific Fuel Consumption

RSM = Response Surface Methodology

BMEP = Brake Mean Effective Pressure = $\frac{\text{Lavoro all'albero}}{\text{cilindrata totale}}$

PME = Pressione Media Effettiva

WG = Waste Gate

THR = Throttle

IVO = Inlet Valve Opening

EVC = Exhaust Valve Opening

WOT = Wide Open Throttle

IVC = Inlet Valve Closing

$R = \frac{\text{COV}(rl\ stimato, rl\ simulato)}{\sigma_{rlstimato} \cdot \sigma_{rlsimulato}}$

σ_{rl} = deviazione standard campionaria dell'rl selezionato

COV = covarianza di rl stimato ed rl simulato

DOE = Design Of Experiment

AFR = Air Fuel Ratio

Baricentro incrocio valvole = $\frac{IVO+EVC}{2}$ (°CA)

PMS = Punto Morto Superiore

FMEP = Friction Mean Effective Pressure

°CA = Crank Angle

Ringraziamenti

Desidero ringraziare il Prof. Ing. Enrico Corti e l'Ing. Fabio Bedogni per avermi dato la possibilità di svolgere il mio lavoro di tesi in un ambiente lavorativo globale, dove ho potuto apprendere non solo la “tecnica” ma anche e soprattutto a sopravvivere nella realtà quotidiana lavorativa. Ringrazio inoltre per tutti i consigli dispensatomi in ambito professionale e non, dal Ph.D. Ing. Andrea Varrocchi.

Desidero ringraziare i miei correlatori Ing. Gennaro Baffa, Ph. D. Marco Cangini e i colleghi del reparto simulazione Ing. Nicola Masala e Ing. Manuel Serafini per il supporto tecnico fornitomi, senza cui non avrei saputo “dove mettere le mani”.

Desidero ringraziare tutti i ragazzi del reparto simulazione, progettazione e quei ragazzi del reparto di sperimentazione, che mi hanno aiutata a non annegare durante il mio periodo di tesi, fornendomi un supporto morale essenziale.

Desidero ringraziare la mia famiglia per avermi supportato economicamente nelle mie scelte, in particolare ringrazio mia madre per aver supportato moralmente ogni mia caduta, anche quando lei stessa stava cadendo.

Infine desidero ringraziare Andrea per essere al mio fianco ogni giorno, per la sua maturità e per la sua mentalità aperta.

Introduzione:

Il lavoro presentato si colloca nella realtà industriale del reparto Powertrain Gasoline di Maserati S.p.A., nelle sezioni “sperimentazione” e “simulazione”. I due reparti, spesso a sé stanti, sono qui messi necessariamente e auspicabilmente in contatto. L’attività svolta punta ad unire il mondo virtuale della simulazione monodimensionale con quello reale della sperimentazione sul motore al banco e/o in vettura, portando a un notevole risparmio in termini di tempo e denaro all’intero processo di calibrazione motore.

Chiaramente, la simulazione numerica non intende sostituirsi all’intero approccio sperimentale, ma aiutare quest’ultimo nel definire:

- i migliori punti operativi da calibrare per lo specifico motore studiato
- i limiti fisici e di ottimizzazione del motore stesso
- i range dei valori delle mappe in centralina, per risparmiare prove inutili al banco prova

In particolare, dell’intera calibrazione è stata presa in considerazione la parte di calcolo della portata d’aria in ingresso al motore: questo lavoro di tesi è stato il primo approccio di un progetto che vede come fine ultimo quello di garantire al calibratore che si mette al banco prova per la prima volta con un nuovo motore, mappe per la centralina di controllo del motore che stimino correttamente la portata di aria in entrata al motore nel più ampio range di punti operativi possibile.

Parlare di portata d’aria in ingresso al motore, comprende tutto ciò che influenza il riempimento del singolo cilindro in termini di aria fresca, tenendo in considerazione anche la presenza di eventuale EGR interno/esterno, effetto scavenging e, soprattutto, posizioni dei variatori di fase (VVT) delle valvole di aspirazione e scarico.

Gli obiettivi del lavoro presentato si articolano in tre punti fondamentali:

1. Fornire un metodo di applicazione del nuovo strumento di calibrazione virtuale solido, valido e ripetibile per casi diversi da quelli sperimentati durante questo lavoro di tesi.

Occorre considerare infatti, che il metodo presentato è del tutto nuovo, per cui i suoi vantaggi e limiti sono del tutto sconosciuti: il valore aggiunto di questo lavoro di tesi, è proprio “mettere le basi” per lo sviluppo futuro del metodo di calibrazione virtuale, impedendo che si ripetano più volte gli stessi errori. È importante inoltre comprendere quale possa essere la migliore strategia di azione

nell'eseguire ogni step del metodo presentato: quali sono i punti migliori da considerare, quale range di validità dei risultati e quali raffinamenti conviene applicare.

A questo scopo, è importante valutare anche la modellazione monodimensionale utilizzata, tramite un confronto dei dati con i valori sperimentali, al fine di suggerire eventuali miglioramenti nella creazione del modello. Questo, infatti, è creato in maniera differente in base all'utilizzo che se ne farà.

2. Valutare correttamente l'errore di stima della portata aria risultante: l'output principale dell'attività comprende un errore sulla stima della massa d'aria intrappolata nel cilindro alla chiusura delle valvole di aspirazione e i valori delle mappe, modificati in modo tale da fornire la stima della massa d'aria desiderata. L'errore va sempre visto in confronto con l'errore di partenza e con l'errore "obiettivo", dato dalla calibrazione migliorata al banco nel tempo. Questo confronto, oltre a valutare il risultato dell'attività di tesi svolta, mette in luce l'effettivo valore aggiunto che un'attività di questo tipo riesce a dare, rispetto alla classica metodologia di calibrazione.
3. Validare la modellazione monodimensionale: lo step più importante, è la validazione del modello utilizzato. Il target è ottenere risultati affidabili in output dalle simulazioni, con un modello calibrato su pochi punti sperimentali: in questo modo, il valore aggiunto del processo è ridurre il numero di punti da eseguire al banco per calibrare la stima della portata di aria in ingresso al motore. Per ottenere questo risultato, è necessario comprendere dove il modello di simulazione deve essere modellato con maggiore attenzione per ridurre al minimo l'errore di simulazione sulla portata di aria in ingresso al motore.

Questo elaborato e le sue suddivisioni si occuperanno di descrivere nei dettagli:

- Il 1° capitolo descrive brevemente in cosa consiste il concetto di calibrazione virtuale e quali sono i suoi vantaggi e i suoi sviluppi fino ad oggi, viene mostrato lo stato dell'arte attuale dell'applicazione di calibrazioni virtuali: quali sono stati i tentativi effettuati e quali i risultati. Infine, viene percorso passo passo il loop di calibrazione virtuale che si è deciso di eseguire per questo lavoro di tesi.
- Il 2° capitolo illustra i tipi di modello disponibili per l'attività svolta e quale tipologia è la più diffusa in campo automotive e perché. Successivamente viene descritto il software utilizzato (GT Power) e il suo funzionamento: quali sono gli input e gli output, come viene effettuato il controllo degli attuatori durante la simulazione e quali sono i parametri che permettono di capire l'affidabilità del risultato ottenuto dalla simulazione.

- Il 3° capitolo espone il funzionamento del modello di stima della portata d'aria presente in centralina e la fisica su cui esso si basa: quali equazioni vengono utilizzate, quali sono i passaggi principali che portano alla stima della portata aria e quali sono le leve su cui è possibile agire per ottenere una stima il più corretta possibile.
- Il 4° capitolo elenca le varie tipologie di ottimizzatori che potrebbero essere utilizzati, l'ottimizzatore scelto per questo lavoro e una breve spiegazione del suo funzionamento. Inoltre vengono illustrate le mappe che sono state scelte per essere ottimizzate e la loro funzione.
- Il 5° capitolo è il nucleo dell'intero processo e ne mostra il suo lato applicativo: vengono presentati uno alla volta, tutti i motori su cui è stato provato il loop di calibrazione virtuale. Viene descritto il metodo di selezione dei dati, di esecuzione delle simulazioni e dell'ottimizzazione, passando anche per importanti modifiche metodologiche. Infine è presentata una breve analisi dati dei risultati ottenuti.
- Il 6° capitolo conclude l'attività svolta con il tentativo di validazione del modello di simulazione: analizzare i dati per comprendere cosa cambiare durante la preparazione del modello e quali sono le leve che agiscono più pesantemente sull'errore sulla stima di portata aria in ingresso al motore. Viene poi confrontato l'errore nei vari step esecutivi: prima della calibrazione virtuale, il risultato con la calibrazione virtuale e il risultato ottimale che si desidera raggiungere alla fine della calibrazione.
- Gli ultimi due capitoli presentano i risultati del lavoro svolto attraverso un breve commento, le difficoltà incontrate e gli sviluppi futuri del metodo utilizzato.

Il metodo è stato testato su diversi motori, che presentano però alcuni fattori in comune come la cilindrata (2,9 l), il numero di cilindri (V6) e il tipo di alimentazione (benzina).

CAPITOLO 1

Calibrazione virtuale

1.1) Stato dell'arte

In letteratura numerosi sono gli esempi di quella che viene definita ‘calibrazione virtuale’, ovvero l’ottimizzazione dei valori delle mappe della centralina tramite l’utilizzo di modelli virtuali più o meno complessi (da 0D a 3D CFD). In alcuni casi addirittura ci si spinge anche a una co-simulazione composta dal modello motore + modello veicolo, in cui si punta ad ottenere anche i valori degli inquinanti emessi dal veicolo, dato un certo percorso eseguito (generalmente un ciclo di omologazione o un giro di pista) [1].

Un altro approccio tenta invece di automatizzare il più possibile le prove svolte al banco, collegando modelli motori ai software normalmente usati in cella: in questo modo lo scambio di dati tra simulazione e realtà è immediato e reciproco, ottenendo un miglioramento sia in accuratezza che in velocità di esecuzione [2] [3].

Infine, un ulteriore tentativo è quello di collegare, tramite una piattaforma virtuale, il lavoro di diverse specializzazioni: calibratori, ingegneri di software, ingegneri di simulazione, ingegneri di omologazione/diagnosi. Coerentemente con il fine di ridurre il più possibile i tempi necessari alla calibrazione intera, General Motors LLC ha sviluppato, tramite tools ETAS e MathWorks, una piattaforma virtuale per adattare il passaggio della calibrazione da banco/veicolo a dispositivi di simulazione e modellazione affidabili. Gli ingegneri di performance hanno bisogno di utilizzare algoritmi per stimolare i modelli motore, gli ingegneri di software hanno bisogno dei modelli motore e del software di controllo per sviluppare gli algoritmi, mentre i calibratori hanno bisogno di entrambi. Con la piattaforma virtuale presentata, tutti i tipi di ingegneri descritti sono in grado di attingere alla parte di loro interesse, in un tool condiviso che presenta modello motore, algoritmi, SiL, modello di trasmissione e adattamento hardware. In questo modo, oltre alla diminuzione di costi e tempo necessario alla calibrazione, si avrebbe l’ulteriore vantaggio di aumentare la comunicazione tra i vari gruppi di lavoro, con notevole miglioramento nella qualità del lavoro svolto e potenziamento delle capacità di problem solving, poiché i punti critici sarebbero evidenziati nelle prime fasi dello sviluppo della calibrazione, e non alla fine, come spesso purtroppo accade [4].

Numerosi e diversi sono sia i modelli virtuali che gli ottimizzatori utilizzati, ma i risultati si possono dire convergenti a una soddisfazione complessiva: i modelli

riproducono con sufficiente accuratezza i punti operativi richiesti e il risparmio in termini di tempo e costi è notevole.

Bisogna però ricordare che il concetto di calibrazione virtuale del motore può essere valido solo tanto quanto lo è l'abilità del modello di riprodurre la complessa fisica sottostante al motore in tutte le sue parti e tanto quanto è bravo l'ingegnere a tarare il modello stesso. Ovviamente non è possibile tralasciare un compromesso costi/benefici dell'attività.

1.2) Loop esecutivo

L'idea su cui si fonda il lavoro svolto è quella di procedere seguendo i passi di un loop chiuso, per ottenere sia la calibrazione virtuale della stima della portata di aria in ingresso al motore, sia una migliore comprensione di come il modello di partenza (monodimensionale sviluppato in GT Power) possa essere modificato, per ottenere risultati più realistici con meno dati sperimentali a disposizione (pur utilizzando sotto modelli di combustione, friction ecc. NON predittivi).

La buona riuscita dell'opera dipende abbondantemente dall'esperienza e dalla sensibilità del calibratore che deve modificare opportunamente i giusti parametri in input al modello GT Power, perché questo rispecchi il più possibile la realtà del motore.

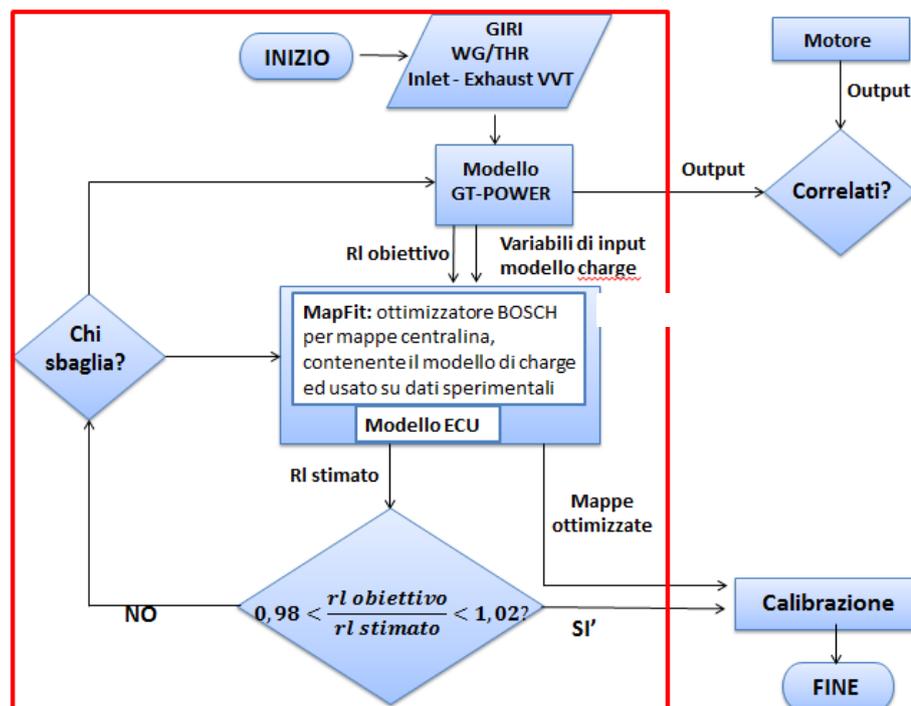


Figura 1.1: schema a blocchi dell'intero tool. Nel riquadro rosso, il loop effettivamente eseguito durante il lavoro di tesi

Il loop, mostrato in figura 1.1, inizia con un modello GT fornito dalla sezione simulazione, che sarà utilizzato opportunamente e in maniera diversa, in base al tipo di lavoro da eseguire: è necessario quindi trovare e validare il metodo giusto, poiché l'attività risulta essere del tutto nuova per entrambi i reparti. Bisogna studiare il modus operandi sia dei calibratori che dei simulatori, e trovare il modo ottimale di eseguire le simulazioni, per ottenere tutti i dati necessari all'esecuzione dello schema presentato. I punti cardini alla base del metodo da trovare e ottimizzare sono:

1. Sweep di giri motore e carico/attuazioni per coprire il più possibile l'intero campo di funzionamento motore
2. Sweep di VVT per coprire il più possibile gli effettivi livelli di riempimento cilindro a cui il motore può andare incontro durante tutta la sua vita utile

I VVT sono sistemi di controllo idraulico che permettono di modificare la fasatura della distribuzione, anticipando o ritardando la chiusura e l'apertura delle valvole di aspirazione e scarico: in questo modo si svincola parzialmente il movimento dell'albero a camme da quello dell'albero motore. L'utilizzo di VVT in aspirazione e scarico consente di migliorare il riempimento del cilindro e, quindi, la coppia prodotta. Partendo da una posizione di base dei VVT che è quella cosiddetta "disincrociata" (figura 1.2), le valvole di aspirazione (Inlet) e scarico (Outlet) eseguono la loro corsa senza che una veda mai l'altra aperta (linea continua). Da questa posizione, ritardando la chiusura della valvola di scarico ed anticipando l'apertura della valvola di aspirazione, è possibile ottenere l'incrocio delle valvole (linea tratteggiata). In base a giri e carico del motore, si impostano i VVT in modo da realizzare un incrocio più o meno spinto e ottimizzare così il lavoro prodotto dal motore.

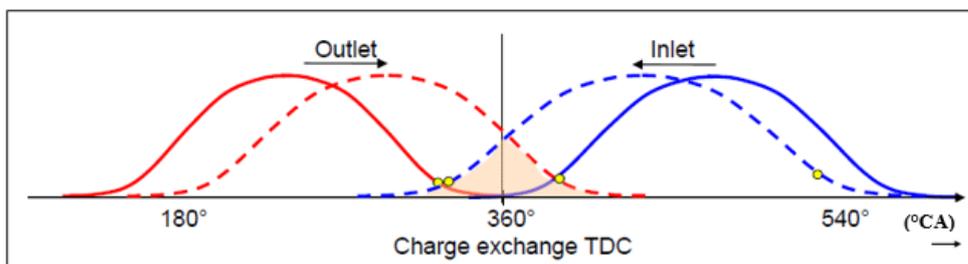


Figura 1.2: Movimentazione dei variatori di fase sulle valvole di aspirazione (Inlet) e scarico (Outlet) [5]

Sulla base di queste considerazioni, sono stati testati e migliorati diversi metodi di simulazione, di cui si parlerà nei prossimi capitoli. Gli output di interesse delle simulazioni sono i parametri (presi come valori medi delle grandezze su un ciclo

motore) che andranno in input all'ottimizzatore scelto (in questo caso, il software Bosch MapFit):

- giri motore (rpm)
- pressione assoluta ingresso turbina (mbar)
- pressione assoluta ingresso primo catalizzatore (mbar)
- temperatura dei gas subito prima delle valvole di aspirazione (°C)
- temperatura dei gas nel collettore aspirazione (°C)
- pressione assoluta dei gas nel collettore aspirazione (mbar)
- pressione assoluta monte farfalla (mbar)
- angolo apertura valvole aspirazione (°CA)
- angolo chiusura valvole aspirazione (°CA)
- angolo chiusura valvole scarico (°CA)
- temperatura ingresso turbina (°C)
- portata di aria nel collettore aspirazione (kg/h)

Oltre a questi, è rilevante il valore di carica aria relativa simulata da GT Power, calcolata sulla base dall'equazione:

$$carica\ aria\ relativa = rl\ simulato = \frac{portata\ aria\ collettore\ aspirazione}{giri\ motore \cdot COST} (\%) \quad (1.1)$$

dove la costante al denominatore considera la cilindrata totale rispetto a quella di una singola bancata (rl è infatti calcolato per ogni bancata del motore) e il passaggio da portata in massa (kg/h) a carica relativa (%).

La centralina motore invece calcola la stessa grandezza, ovvero la carica relativa di aria all'interno del cilindro, partendo da [5]:

$$m_{luft} = \frac{(p_s - p_{irg}) * V_{heff}}{RT_{br}} = \text{massa di aria in camera (kg/h)} \quad (1.2)$$

$$m_{norm} = \frac{p_0 V_h}{RT_0} = \text{massa d'aria in camera normalizzata (kg/h)} \quad (1.3)$$

E ottenendo quindi:

$$rl = \frac{m_{luft}}{m_{norm}} * 100 = \frac{(p_s - p_{irg})}{p_0} * \frac{T_0}{T_{br}} * \frac{V_{heff}}{V_h} * 100 = (p_s - p_{irg}) * f_{upsrl} = \\ = \text{carica di aria relativa nel cilindro (\%)} \quad (1.4)$$

con p_s = collettore aspirazione (bar)

p_{irg} = pressione dei gas inerti residui in camera di combustione (bar)

V_{heff} = volume effettivo di un cilindro (dm^3)

T_{br} = temperatura dei gas in camera di combustione a IVC (K)

p_0, T_0 = pressione e temperatura dell'aria in condizioni standard (bar, K)

V_h = cilindrata unitaria (dm^3)

R = costante dei gas ($\frac{J}{kg \cdot K}$)

$fupsrl$ = fattore di conversione da pressione collettore aspirazione a carica di aria relativa nel cilindro (-)

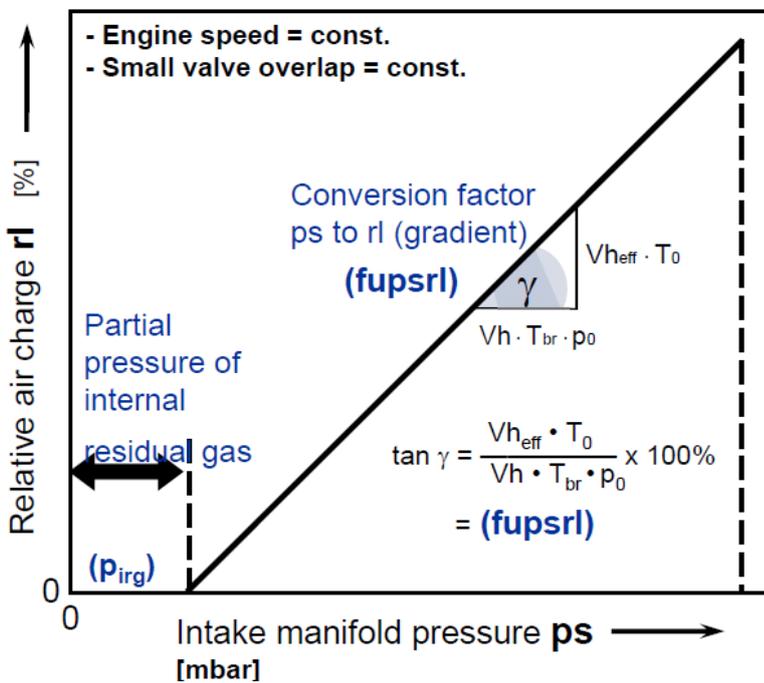


Figura 1.3: Carica di aria relativa in funzione della pressione nel collettore aspirazione, è possibile notare sia l'offset dato dalla pressione parziale dei gas inerti, sia il fattore di conversione da pressione collettore aspirazione a carica di aria relativa [5]

I restanti input di MapFit sono:

- Temperatura motore ($^{\circ}C$)
- Temperatura olio nella testa del cilindro (se non presente, presa uguale alla temperatura motore, in $^{\circ}C$)
- Percentuale di iniezione PFI (%)
- Pressione ambiente (mbar)

che sono presi da dati sperimentali quando il modello GT non riesce a fornirli. La percentuale di iniezione PFI è data necessariamente dai dati sperimentali per il motore 3 ed è sempre pari a 0 per i restanti motori.

Questi dati sono inseriti nel software di ottimizzazione MapFit, che comprende anche il modello di simulazione della centralina ECU. Gli output dell'ottimizzatore sono:

- Mappe (in questo caso) per la stima della portata di aria in ingresso al motore opportunamente calibrate, che andranno provate al banco
- Stima della carica relativa di aria nel cilindro da parte della centralina

Successivamente si procede a un controllo della correttezza di quest'ultima stima: l'errore tra la carica relativa di aria simulata dal modello GT (*rl obiettivo* o simulato) e quella stimata dalla ECU presente in MapFit (*rl stimato*) è definito dal rapporto tra i due. Questo rapporto è generalmente ritenuto valido e accettabile se compreso entro una tolleranza di +/- 5%, ovvero deve essere:

$$0,95 < \frac{rl\ obiettivo}{rl\ stimato} < 1,05 \quad (1.5)$$

Se questo non avviene, si analizzano i dati di quei particolari punti operativi e si torna indietro a “cercare il colpevole”: l'errore è dovuto a una scarsa prestazione di MapFit o all'introduzione di dati errati da parte di GT Power?

L'ultimo passo, il più importante, consiste nel testare il motore al banco negli stessi punti simulati prima in GT Power, utilizzando le mappe ottimizzate in MapFit. In questo modo può essere eseguito un confronto tra i dati in output da GT Power e quelli in output dal banco, offrendo la possibilità non solo di quantificare l'errore commesso dal modello, ma anche di migliorarlo e renderlo il più accurato possibile.

CAPITOLO 2

Ambienti di simulazione

2.1) Tipi di modello

In simulazione, i modelli utilizzati si classificano generalmente in base al loro livello dimensionale: ogni classe di modelli presenta proprie peculiarità che li rendono o meno adatti ad un certo tipo di lavoro.

In questa sezione vengono presentati tutti i tipi di modelli generalmente utilizzati in ambito automotive e di questi sono dettagliati funzionamento, vantaggi e svantaggi, spiegando la scelta finale di un modello 1-D [6]. Un riassunto dei tipi di modello disponibili e di alcune loro caratteristiche, si trova in Tabella 2.1.

1. Non-dimensionali: comprendono modelli come reti neurali e modelli polinomiali, non considerano né coordinate spaziali né temporali e sono privi di qualsiasi conoscenza fisica. Sono adatti a processi che richiedono una frequenza di aggiornamento dati molto elevata, come le applicazioni Real Time, ma necessitano di un elevato sforzo di addestramento per raggiungere risultati soddisfacenti, data la loro scarsa capacità di estrapolazione [6].
2. Zero-dimensionali: sono assegnate variabili di stato che descrivono la condizione attuale del sistema considerato all'interno del modello. Le grandezze dipendono dal tempo, ma risultano omogenee nei confini del sistema considerato, portando a denominare questi modelli anche come “quasi-dimensionali”. Maggiori sono le dimensioni del singolo sistema, peggiore è la qualità dell'approccio 0D. Questa classe di modelli è stata dell'arte per calcoli termodinamici, come la determinazione di zone definite dall'utente che presentano grandezze omogenee al loro interno (es. burned zone, unburned zone, liquid fuel zone, vaporized fuel zone ecc.) [6].
3. Monodimensionali: riescono a calcolare le quantità richieste secondo una direzione preferenziale (nel caso di condotti, solitamente è la direzione dell'asse del condotto stesso). Le equazioni risolte dipendono dal tempo e dalla coordinata scelta, rendendo questi modelli adatti a risolvere problemi acustici e di propagazione di onde in genere. Lo sforzo computazionale ancora ridotto, giustifica il loro largo impiego odierno nei motori per fenomeni relativi alla propagazione di onde (es. sistemi idraulici, smorzamenti meccanici e soprattutto flussi in ingresso e in uscita dal motore senza rilascio di calore) [6].

4. Multidimensionali: riescono a calcolare le quantità richieste lungo tutte le direzioni spaziali (3D), sono teoricamente in grado di fare calcoli di turbolenza e termodinamica in ogni singolo punto del motore, ma a causa della scarsa potenza computazionale disponibile, il loro uso è spesso ristretto a piccole zone di interesse. I modelli 3D permettono di valutare la complessa interazione tra meccanica dei fluidi e dipendenti reazioni cinetiche, ma l'elevato tempo computazionale e la necessaria conoscenza estesa di un esperto limitano l'utilizzo di questi modelli per generare dati necessari alle funzioni ECU [6].

In conclusione, solo modelli basso-dimensionali sono considerati effettivamente applicabili per una calibrazione virtuale, grazie al loro tempo computazionale relativamente basso. Dato lo scopo dell'attività, di ottenere simulazioni "più ampie che dettagliate", solo modelli di bassa dimensionalità possono realisticamente adempiere a questo compito. Tuttavia, per colmare i vuoti lasciati dalla monodimensionalità, spesso si utilizzano brevi simulazioni 3D CFD o si utilizzano dati sperimentali interpolati, dando per scontato la mancanza di sotto modelli predittivi. Questi ultimi infatti necessitano di un maggior tempo computazionale e di una taratura più spinta: lo stato dell'arte odierno non è ancora in grado di fornire questo tipo di modelli per un impiego come quello svolto in questo lavoro.

I modelli monodimensionali sono largamente utilizzati anche nelle prime fasi progettuali (product concept), permettendo di effettuare modifiche strutturali del motore già in uno stadio embrionale del processo di sviluppo.

model type	granularity	factor to RT	typical application
non-dimensional	low	1 (real-time)	RT neural network m
0D	medium	50-100	combustion m/a
1D	medium-high	100-1000	gas exchange m/a
3D CFD	very high	10000+	flow field / combustion m

Tabella 2.1: stato dell'arte della modellazione dei processi reattivi ai motori e applicazioni fattibili. Granularity=misura del livello di dettaglio. m=modellazione, a=analisi [6]

2.2) Modellazione monodimensionale e GT Power

GT Power è attualmente il software più diffuso ed utilizzato per quanto riguarda l'analisi di funzionamento e struttura dei motori endotermici: come specificato al paragrafo precedente, GT Power porta con sé tutti i vantaggi legati alla simulazione monodimensionale. Il software è un modello di calcolo gasdinamico che si basa sulla

soluzione delle equazioni di Navier-Stokes monodimensionali per fluidi comprimibili: conservazione di massa, quantità di moto ed energia. Queste equazioni, riportate sotto, sono risolte in funzione del tempo e dello spazio e la loro soluzione è mediata lungo l'asse del condotto tramite una formulazione monodimensionale alle differenze finite [7].

Equazione di conservazione della massa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla}(\rho \vec{V}) = 0; \quad (3.1)$$

Equazione di conservazione della quantità di moto:

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\nabla p + \vec{\nabla} \cdot \bar{\bar{\tau}} + \overline{Sm}; \quad (3.2)$$

Equazione di conservazione dell'energia:

$$\rho \frac{DE}{Dt} = -\vec{\nabla}(p\vec{V}) + \vec{\nabla}(\vec{V} \cdot \bar{\bar{\tau}}) + \vec{\nabla}(K\nabla T) + Se; \quad (3.3)$$

dove ρ = densità del fluido

\vec{V} = velocità del fluido nella direzione prevalente

p = pressione del fluido

$\bar{\bar{\tau}}$ = parte deviatorica del tensore degli sforzi di superficie

E = energia totale specifica del fluido

K = conducibilità termica

∇T = gradiente di temperatura tra esterno ed interno del volume di fluido

\overline{Sm} = contributo delle forze esterne di superficie

Se = contributo dell'energia interna del fluido trasformata in calore

Nei codici monodimensionali, il dominio di calcolo (modello del motore) è suddiviso in un certo numero di volumi di controllo, per ognuno dei quali vengono risolte le equazioni differenziali di Navier-Stokes: più fitta è la discretizzazione, maggiore è l'accuratezza dei risultati ottenuti. Le equazioni sono risolte sotto forma di differenze finite: le equazioni di Navier-Stokes sono integrate sia nel tempo che nello spazio, trasformandole in un sistema di equazioni algebriche non lineari. Il solutore riesce a risolvere sia problemi stazionari che non stazionari e le variabili fondamentali che

ricerca sono densità, portata in massa ed energia interna. Le equazioni scalari di conservazione di massa e conservazione di energia sono risolte in ogni volume elementare in cui si è suddiviso il codice, mentre l'equazione vettoriale di conservazione della quantità di moto è risolta solo ai confini di ogni volume elementare scelto. Le quantità scalari trovate (densità, energia interna, temperatura, pressione, entalpia totale) sono quindi considerate uniformi in ogni volume, mentre quelle vettoriali (velocità, portata in massa) sono calcolate solo ai confini di ogni volume [7]. GT Power, nell'ambito dei software di simulazione monodimensionali, presenta i seguenti vantaggi:

- Altamente versatile (pochi vincoli in termini di layout motore e possibilità di progettazione)
- Molta libertà (i dati in input possono essere resi dipendenti dalla maggior parte dei parametri motore)
- Possibilità di eseguire simulazioni in transitorio
- I dati sperimentali possono essere inseriti nel post processore per un confronto con i risultati sperimentali

Mentre ad oggi, il software non implementa ancora la multi-iniettata per motori SI. Possono essere formulati diversi tipi di modello GT Power, che presentano diversi gradi di accuratezza e velocità di calcolo:

1. *Modello dettagliato*: è il primo modello che si crea, la base per le successive semplificazioni. Questo modello è il più simile ed accurato rispetto alla realtà del motore fisico e in esso viene modellato ogni singolo componente del motore; è il modello che richiede il maggior tempo computazionale, ma che fornisce anche i risultati più precisi.
2. *Modello Fast Running*: è una prima semplificazione del modello dettagliato, in cui più volumi elementari vengono raggruppati in un unico volume più grande, riducendo enormemente i tempi di calcolo. Sono necessarie calibrazioni dei coefficienti di scambio termico per non perdere in accuratezza dei risultati, motivo per cui è necessaria una certa sensibilità ai dati da parte della persona che lo formula.
3. *Modello Real Time*: è il modello che richiede il minor tempo computazionale, il time step (tempo dopo il quale tutti i risultati si aggiornano, dipende dalle dimensioni del volume elementare più piccolo presente nel modello) è imposto fisso dall'utente e il modello può lavorare in applicazioni SiL, HiL e RT.

L'accuratezza dei risultati è fortemente diminuita a vantaggio di una velocità computazionale che rientra nell'ordine dell'esecuzione delle funzioni ECU.

Durante tutta l'attività di tesi sono stati usati solo modelli dettagliati, in quanto un modello fast running, sebbene avrebbe ridotto abbondantemente il tempo computazionale richiesto, non avrebbe garantito un'accuratezza sufficiente dei dati in output, fondamentali per il buon funzionamento dell'ottimizzatore MapFit.

2.3) Il controllo in GT Power

GT Power potrebbe essere definito come software “*general purpose*”, in quanto può essere utilizzato e controllato in maniera diversa in base alle priorità dell'utente sui risultati da ottenere: per simulare un particolare punto operativo (generalmente definito come [giri motore]x[BMEP], dove BMEP è il parametro che indica l'effettivo sfruttamento termico del motore, rapportando il lavoro prodotto all'albero con la cilindrata del motore stesso) è possibile agire imponendo valori fissi delle attuazioni, così come collocare alcuni controllori PID sulle grandezze di interesse, o ancora imponendo un criterio di convergenza che punta ad ottenere la stabilità del risultato tra un ciclo e il successivo indipendentemente dal valore “target” raggiunto.

Controllo tramite PID:

Un controllore PID (Proporzionale Integrale Derivativo) è un regolatore che agisce sull'errore su una certa grandezza controllata, dove l'errore è dato dalla differenza tra il valore desiderato della grandezza in questione e il suo valore attuale. Il controllore può essere tarato tramite le tre costanti di cui è composto, ovvero proporzionale P, integrale I e derivativa D. Per descrivere in maniera sommaria l'azione del controllore, possiamo semplificare dicendo che il primo contributo, come si evince dal nome, agisce in maniera proporzionale all'errore trovato, il secondo agisce sulla somma (integrale) dell'errore nel tempo, mentre il terzo agisce sul cambiamento di pendenza dell'errore nel tempo. Quest'ultimo fattore è quasi sempre posto uguale a 0 perché la sua calibrazione è molto sensibile ad agenti esterni, come ad esempio i rumori di misura.

Per comprendere meglio il funzionamento di questo tipo di controllori, è sufficiente guardare i grafici sottostanti, in cui viene riportato l'andamento nel tempo di simulazione (200 cicli a disposizione per andare a convergenza con il target imposto), di un punto operativo, di:

- Target: valore imposto da raggiungere
- Actual: valore effettivo della grandezza che deve andare a target
- Output: posizione effettiva dell'attuatore che si sta movimentando per fare in modo che l'actual raggiunga il target
- Min. Output: valore minimo che l'attuatore può raggiungere
- Max. Output: valore massimo che l'attuatore può raggiungere

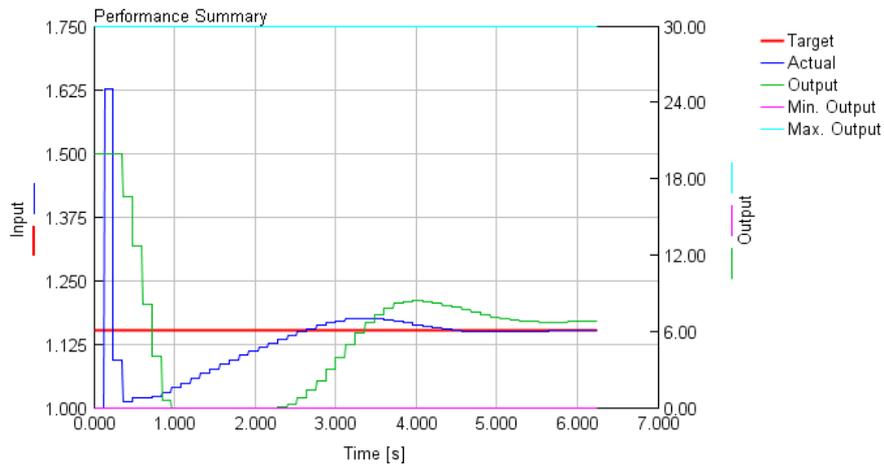


Figura 3.1: andamento temporale di un correttore PID durante il suo funzionamento [8]

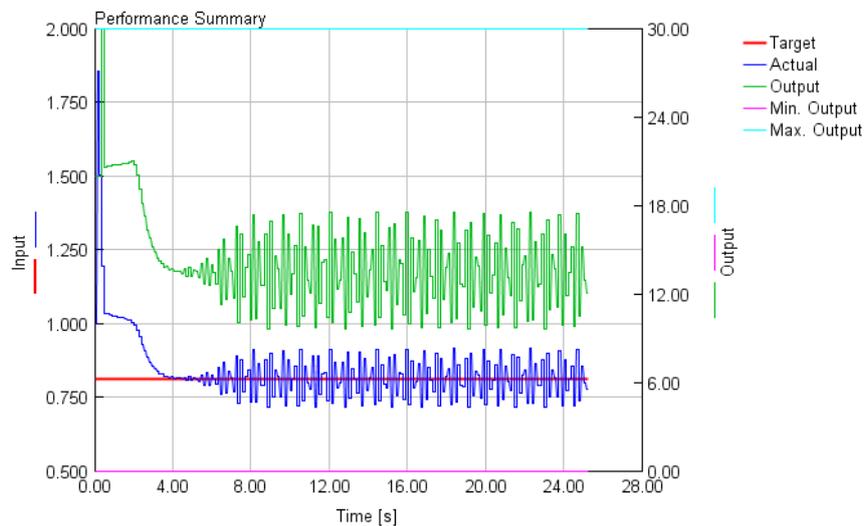


Figura 3.2: andamento temporale di un controllore PID nel caso in cui si presenti un'oscillazione costante [8]

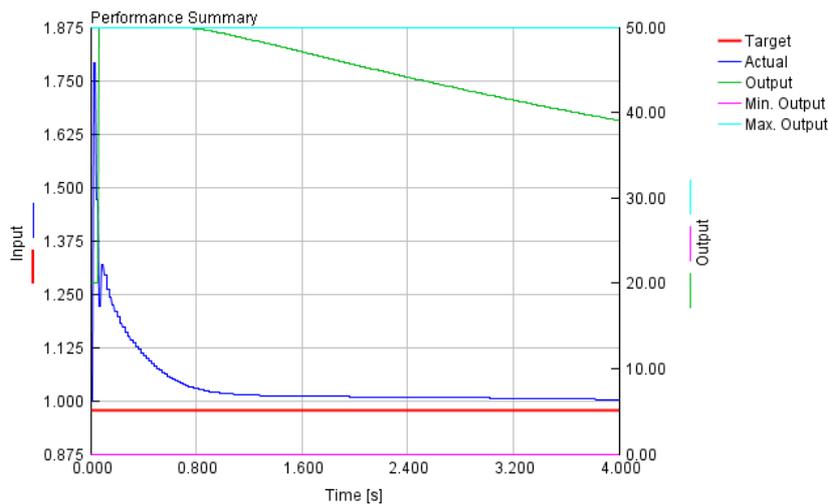


Figura 3.3: andamento temporale di un controllo PID nel caso in cui esso non riesca a raggiungere il target richiesto [8]

In figura 3.1 viene mostrato un controllore PID che ha raggiunto pienamente la convergenza, ovvero l'errore è diventato nullo e l'actual coincide con il target richiesto. Questo è il comportamento atteso e desiderato del controllore: dopo oscillazioni più o meno grandi, il valore della grandezza controllata si stabilizza a target, confermando la buona scelta dei valori delle costanti P ed I.

In figura 3.2 viene mostrato il caso di un controllore che ha raggiunto il valore target ma, sia l'actual che l'output oscillano criticamente ed è necessario quindi ridurre il valore delle costanti per ottenere un andamento più simile a quello di figura 3.1.

Infine viene mostrato in figura 3.3, un controllore che agisce molto lentamente e sarà quindi necessario aumentare il valore delle costanti: l'actual sta infatti tentando di raggiungere il valore target, ma i valori delle costanti troppo bassi ne rallentano la discesa. Come si può vedere dalla figura stessa infatti, l'output potrebbe avere un valore della derivata più elevato e questo può essere ottenuto modificando i valori delle costanti: la sua discesa risulterà così più celere.

In ambito automotive, i controllori PID sono principalmente utilizzati per controllare fenomeni che si comportano con una dinamica del primo ordine (comportamento “a gradino”); nei modelli GT Power utilizzati durante l'attività, questi controlleranno l'azionamento della valvola waste gate (WG) e della valvola a farfalla (THR) al fine di raggiungere un target di pressione collettore aspirazione imposto. Questi controllori sono molto utili nel momento in cui si desidera simulare esattamente un certo valore target. La loro calibrazione prevede l'impostazione di un valore minimo e massimo entro cui può essere movimentato l'attuatore che si sta controllando (in questo caso THR o WG), un numero di cicli o di secondi prima dei quali il controllore non agisce (dwell time) e ovviamente le tre costanti P,I e D, insieme alla grandezza target che si vuole raggiungere. Le immagini 3.4, 3.5 e 3.6 sottostanti mostrano come vengono impostati questi valori in GT Power:

<input checked="" type="checkbox"/> Main <input checked="" type="checkbox"/> Limits <input checked="" type="checkbox"/> Initialization <input checked="" type="checkbox"/> Convergence <input checked="" type="checkbox"/> Solution Control <input checked="" type="checkbox"/> Input/Output Signal Setup		
Attribute	Unit	Object Value
Minimum Output		0 ...
Maximum Output		[ThrottleDiameter] ...
Minimum Output Rate		ign ...
Maximum Output Rate		ign ...
Anti-Windup Method at Saturation		Advanced ▾

Figura 3.4: impostazione dei limiti minimo e massimo dell'attuatore movimentato [9]

<input checked="" type="checkbox"/> Main <input checked="" type="checkbox"/> Limits <input checked="" type="checkbox"/> Initialization <input checked="" type="checkbox"/> Convergence <input checked="" type="checkbox"/> Solution Control <input checked="" type="checkbox"/> Input/Output Signal Setup		
Attribute	Unit	Object Value
Dwell Duration Type		cycles ▾
Dwell Duration		2 ...
Initial Output		20 ...
State 1 Initial Value		def ...
State 2 Initial Value		def ...

Figura 3.5: impostazione del tipo e del valore del dwell time, e del valore iniziale dell'attuatore [9]

<input checked="" type="checkbox"/> Main <input checked="" type="checkbox"/> Limits <input checked="" type="checkbox"/> Initialization <input checked="" type="checkbox"/> Convergence <input checked="" type="checkbox"/> Solution Control <input checked="" type="checkbox"/> Input/Output Signal Setup		
Attribute	Unit	Object Value
Target for the Input Signal		[p_Man_target] ...
Gains Specification / Calculation		
Gains Specified		
Proportional Gain		[P_THR] ...
<input checked="" type="radio"/> Integral Gain		[I_THR] ...
Derivative Gain		ign ...
Derivative Time Constant	s ▾	def ...
Gains Calculated		
<input type="radio"/> Slope		
<input type="radio"/> Time Constant (Tau)	s ▾	
Ratio of Settling Time to Time Constant		
Display Performance Monitor		<input checked="" type="checkbox"/>

Figura 3.6: impostazione del valore target da seguire e dei valori delle costanti P, I e D [9]

Controllo con attuazioni fisse:

In alternativa ad imporre un valore target di pressione collettore aspirazione per ogni step di giri motore considerato, è possibile eseguire degli step di posizione di azionamento degli attuatori considerati, all'interno dei loro valori minimo e massimo e "raccoliere" in output i valori delle varie pressioni e temperature (o qualsiasi altro dato desiderato in output).

In questo caso, saranno parametrizzate ad esempio le posizioni di apertura/chiusura di THR e WG rispettivamente: il valore del parametro varierà ogni volta che si inizia una nuova simulazione e sarà imposto a priori dall'utente.

Se per esempio si stanno usando controllori PID in un modello con 20 punti operativi simulati, ma solo in 5 punti si vuole simulare ad attuazioni fissate, sarà sufficiente imporre un valore del dwell time maggiore o uguale del tempo di durata della simulazione: il dwell time è infatti una quantità, esprimibile in termini di tempo o di numero di cicli, che il solutore attende all'inizio della simulazione, prima di permettere al controllore di agire. Impostando questa grandezza pari alla durata della simulazione, i controllori PID non agiranno affatto e le pressioni a monte e a valle degli attuatori si stabilizzeranno al valore imposto dalle posizioni di THR e WG.

Criteri di convergenza stabilità:

In GT Power sono disponibili due diverse criteri di convergenza:

1. RLT Interval: la simulazione termina quando il valore della grandezza controllata non varia con una pendenza maggiore a un certo valore imposto dall'utente, nell'arco di un numero di cicli consecutivi, anch'esso imposto dall'utente.

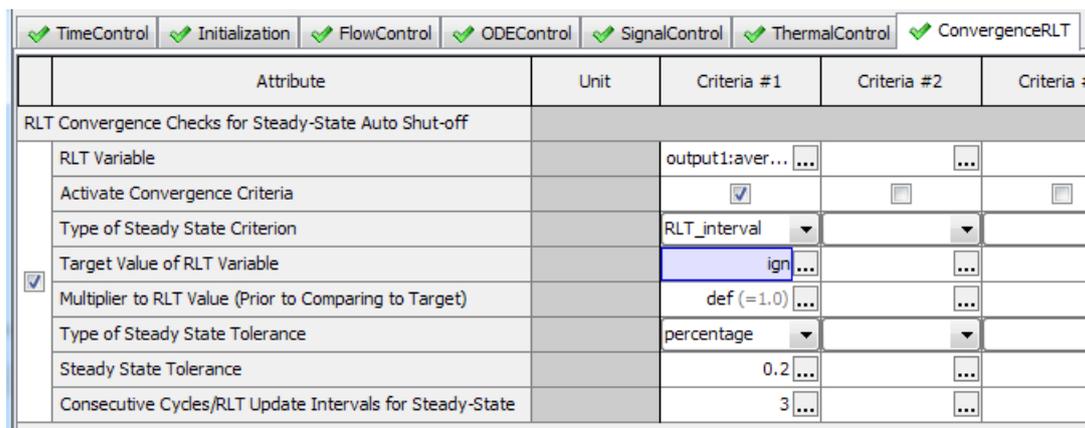


Figura 3.7: impostazione del criterio di convergenza ciclo a ciclo [9]

Come è possibile vedere dall'immagine sopra, il valore target della grandezza è completamente ignorato.

2. Target: la simulazione termina quando il valore della grandezza controllata è uguale al valore target imposto \pm una tolleranza imposta dall'utente (in questo caso 0.2%), per un certo numero di cicli consecutivi (in questo caso 3).

<input checked="" type="checkbox"/> TimeControl <input checked="" type="checkbox"/> Initialization <input checked="" type="checkbox"/> FlowControl <input checked="" type="checkbox"/> ODEControl <input checked="" type="checkbox"/> SignalControl <input checked="" type="checkbox"/> ThermalControl <input checked="" type="checkbox"/> ConvergenceRLT					
Attribute	Unit	Criteria #1	Criteria #2	Criteria #3	Criteria #4
RLT Convergence Checks for Steady-State Auto Shut-off					
RLT Variable		output1:aver... [...]	[...]	[...]	[...]
Activate Convergence Criteria		<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Type of Steady State Criterion		target	[...]	[...]	[...]
Target Value of RLT Variable		[p_Man_target] [...]	[...]	[...]	[...]
<input checked="" type="checkbox"/> Multiplier to RLT Value (Prior to Comparing to Target)		def (=1.0) [...]	[...]	[...]	[...]
Type of Steady State Tolerance		percentage	[...]	[...]	[...]
Steady State Tolerance		0.2 [...]	[...]	[...]	[...]
Consecutive Cycles/RLT Update Intervals for Steady-State		3 [...]	[...]	[...]	[...]

Figura 3.8: impostazioni del criterio di convergenza a target [9]

Se la simulazione non riesce ad arrivare a target/in stabilità entro i 200 cicli messi a disposizione, questa terminerà ugualmente, ma sarà necessario modificare qualche parametro (ad esempio, i valori delle costanti di guadagno dei controllori PID) affinché rilanciandola, questa giunga a convergenza.

2.4) Conformità GT

Le simulazioni in ambiente GT Power, come precedentemente affermato, hanno la possibilità di esplorare punti difficilmente raggiungibili da un motore posizionato al banco (altitudini elevate, temperature estreme ecc.), portando con sé però, anche lo svantaggio di simulare, senza alcun tipo di avviso, punti anche fisicamente non plausibili.

Al fine di evitare di dare in input all'ottimizzatore punti non fisici (che aumenterebbero sicuramente l'errore sulle mappe), ai dati presi in output da GT Power vengono applicate alcune restrizioni "sperimentali", in base alle caratteristiche del motore testato: massima PME provata al banco, massimi giri albero gruppo turbocompressore, surge margin > 0. Quest'ultimo parametro di GT Power, se minore di 0, indica che il compressore sta lavorando in pompaggio, ed è calcolato come [8]:

$$surge\ margin = \frac{\text{portata in massa media ridotta} \cdot \frac{P_{ref}}{\sqrt{T_{ref}}}}{\text{portata in massa sulla linea di pompaggio corretta}} \quad (3.4)$$

dove P_{ref} e T_{ref} sono rispettivamente la pressione e la temperatura di riferimento, imposte dall'utente.

Queste limitazioni, seppur giuste, vengono però applicate solo a valle della raccolta dati, quando ormai tutti i punti operativi di interesse hanno completato la simulazione

(il tempo computazionale è, in genere, elevato); il processo sarebbe molto più efficiente se si riuscissero a scoprire eventuali dati non plausibili al termine del lancio dei punti prova di rito, o addirittura mentre le simulazioni vengono effettuate.

La strategia di approccio abituale del gruppo di simulazione, consiste nel simulare dapprima pochi punti di prova, selezionati in modo da riempire al meglio l'intero piano di lavoro del motore: ad esempio un punto ad alto carico e uno a basso carico, per ogni step di giri motore dal valore minimo a quello massimo possibili. Al termine della simulazione di questi punti, dove rigorosamente si saranno attivati tutti i plot a disposizione dei principali componenti, sarà possibile analizzare il comportamento del modello e verificare che tutto si comporti come desiderato.

L'attivazione dei plot appesantisce però il file di risultati della simulazione (.gdx), per cui non è consigliabile utilizzarli se è necessario simulare un numero elevato di punti motore, come nel caso di questo lavoro di tesi.

Avendo a disposizione un minimo di esperienza dell'ambiente GT Power e del lavoro che si vuole eseguire, è possibile in alternativa, capire quali sono i parametri fondamentali allo scopo del progetto e impostare alcuni flag su questi parametri durante la simulazione stessa. I flag possono essere:

- un messaggio che viene inviato all'utente tramite l'interfaccia di simulazione, se il valore del parametro selezionato supera/è inferiore a una certa soglia imposta dall'utente.

Attribute	Unit	Object Value
Threshold		...
Threshold Criterion		>=
Message Severity		INFO (information)
Message Frequency		Start of Occurrence
Message		...
Include Part Name at End of Message		<input checked="" type="checkbox"/>

Figura 3.9: impostazione del warning con messaggio, possono essere impostate sia la soglia che la modalità di superamento della stessa [9]

- l'arresto della simulazione se il valore del parametro selezionato supera/è inferiore a una certa soglia imposta dell'utente.

Attribute	Unit	Object Value
Threshold		...
Threshold Criterion		>=
Stop Mode		
Regular Finish		
<input checked="" type="radio"/> Finish or Skip to Next Case?		Stop Simulation
<input type="radio"/> Complete RLT Data Cycle or Stop Immediately?		Complete RLT Storage Cycle
<input type="radio"/> Fatal Error Condition (Stop Immediately)		
Message		...
Include Part Name at End of Message		<input checked="" type="checkbox"/>

Figura 3.10: impostazione del warning che ferma la simulazione, anche qui sono imposte sia la soglia che la modalità con cui essa viene superata [9]

Con riferimento particolare al lavoro di tesi svolto e a valle delle dovute analisi dati, è possibile dire che questi flag potrebbero esser posizionati su: lambda, surge margin, temperatura ingresso aria al motore, temperatura ingresso turbina e contropressione allo scarico.

CAPITOLO 3

Modello centralina

Il software di centralina utilizzato in Maserati S.p.A. non è di tipo proprietario, ma è fornito da BOSCH GmbH. Per motivi di riservatezza si eviterà volontariamente di inserire esplicitamente le parti di controllo. L'attività di tesi si concentra in particolare su un modulo dell'intero software di centralina, che è quello della stima della portata di aria in ingresso al motore.

Lo scopo di questa funzione è calcolare i gas inerti interni presenti nel cilindro (p_{irg}) e il fattore di conversione da pressione collettore aspirazione a carica di aria nella camera di combustione (f_{upsrl}), necessari alla centralina per stimare la carica relativa di aria fresca nel cilindro (formula 1.4).

3.1) Fisica del modello

Per effettuare questo calcolo ed ottenere una stima della carica di aria relativa abbastanza precisa, è necessario tenere conto di tutti i fenomeni fisici a cui il passaggio e lo scambio di gas (aria fresca + gas inerti) sottopongono camera di combustione, valvole di aspirazione e scarico e condotti adiacenti.

In particolare, durante il funzionamento di un ciclo motore, i gas che attraversano la camera di combustione vedono i seguenti fenomeni fisico-meccanici [10]:

- Gas combusti rimasti in camera di combustione: a causa del volume della camera di combustione a PMS non nullo e della chiusura ritardata della valvola di scarico, una parte di gas combusti, ormai inerti, rimangono all'interno del cilindro, al posto di essere espulsi tramite le valvole di scarico. Questi gas hanno la particolarità di avere una temperatura superiore all'aria fresca che entrerà nel cilindro al ciclo successivo, ma soprattutto, sottraggono una percentuale di volume all'aria fresca/miscela che sarà aspirata. Bisogna quindi tenerne conto nel calcolo della carica di aria fresca relativa [10].
- Incrocio valvole: per favorire il riempimento del cilindro, e quindi la produzione di coppia del motore, in alcuni punti di funzionamento è desiderabile anticipare l'apertura della valvola di aspirazione e ritardare la chiusura della valvola di scarico rispetto al punto morto superiore, creando una zona temporale in cui entrambe le tipologie di valvola risultano aperte. L'incrocio, così definito, si esprime in gradi di rotazione dell'albero motore e comporta diversi vantaggi.

Innanzitutto, visto che la movimentazione della valvola dalla completa chiusura alla completa apertura non è istantanea, anticipare o ritardare l'inizio di questo movimento, permette alle valvole di essere completamente aperte nell'esatto momento necessario per ottimizzare il riempimento del cilindro, sia a basse che ad elevate velocità.

Un secondo vantaggio è la possibilità di "lavare" il cilindro dai gas inerti residui in camera di combustione (grazie al ritardo di chiusura della valvola di scarico), che non sono naturalmente passati al collettore di scarico tramite il movimento del pistone o la differenza di pressione tra camera di combustione e collettore di scarico. Dalla presenza di incrocio valvole, dipendono inoltre i fenomeni descritti a seguire.

- Scavenging (diretto e inverso): è il passaggio diretto di aria fresca dal collettore aspirazione al collettore di scarico, avviene se si ha incrocio valvole e la pressione presente nel collettore di scarico è minore di quella presente nel collettore di aspirazione. Questo fenomeno è noto come scavenging diretto e comporta la disuguaglianza tra λ misurato allo scarico e λ interno al cilindro. Inoltre, questa parte di aria che bypassa la camera di combustione non sarà utilizzata per produrre coppia, quindi va sottratta nel calcolo dell'effettivo riempimento del cilindro.
- Gas inerti riaspirati (EGR interno): altrimenti detto scavenging inverso, avviene se invece la pressione nel collettore aspirazione è minore di quella presente nel collettore di scarico. In questo caso una parte dei gas inerti di combustione viene riaspirata nella camera di combustione prima e nel collettore di aspirazione poi: durante l'aspirazione successiva, verranno introdotti in camera di combustione sia la miscela/aria fresca sia la percentuale di gas inerti riaspirati, che vanno ad aggiungersi ai gas combusti rimasti in camera di combustione dal ciclo precedente. In questo modo sarà sottratto ulteriore spazio alla carica di aria fresca aspirata, per cui è necessario tenerne conto nel calcolo della carica relativa di aria fresca nel cilindro.
- Pulsazioni: il fluido che circola dal collettore aspirazione al collettore di scarico ad ogni ciclo motore presenta un comportamento inerziale e dinamico (es. colpi di ariete in aspirazione e scarico, pressione non costante ecc.). Questi fenomeni potrebbero aumentare il riempimento del cilindro o, invece, aumentare la quantità di gas scaricati attraverso le valvole; in questo modo, si otterrebbe una produzione maggiore di coppia da parte del motore, a patto che i fenomeni descritti siano "intonati" con il motore, altrimenti questi potrebbero avere comportamenti nocivi. Per riuscire a sfruttare questi fenomeni in modo da ottenere un maggior riempimento del cilindro, si agisce sugli angoli di apertura

delle valvole di aspirazione e di scarico (VVT): solitamente si apre in anticipo la valvola di aspirazione e la si fa chiudere oltre il raggiungimento da parte del pistone del punto morto inferiore [10].

Alla base di tutti i calcoli effettuati dalla funzione di stima della portata di aria in ingresso al motore, sta la ben nota equazione di stato dei gas perfetti

$$pV = mRT \quad (4.1)$$

che viene utilizzata più volte per calcolare le masse di aria aspirata, effettiva nel cilindro, di scavenging, di gas inerti residui, di gas inerti riaspirati e di gas inerti "lavati". Qualunque di queste masse nella camera di combustione viene calcolata in base a pressione, volume e temperatura del gas stesso. Per il calcolo della carica di aria relativa nel cilindro, in particolare l'equazione è utilizzata principalmente:

- Per determinare la massa di gas contenuta a IVC, al fine di calcolare il fattore di conversione da pressione nel collettore aspirazione a carica della camera di combustione
- Per determinare la massa di gas residui rimanenti in camera a EVC.

3.2) Funzionamento

Per mantenere semplice il calcolo della carica relativa di aria fresca presente nel cilindro (a cui si rimanda la definizione nel paragrafo 1.2), tutti i fenomeni fisici che avvengono durante lo scambio di aria partendo dal collettore aspirazione ed arrivando fino a quello di scarico, sono tenuti in conto da due correzioni: un fattore moltiplicativo (f_{upsrl}) e un offset (p_{irg}). Da questi due correttivi verrà poi calcolata la carica di aria fresca nel cilindro come

$$rl = (p_s - p_{irg}) \cdot f_{upsrl} \quad (4.2)$$

dove p_s è la pressione nel collettore aspirazione.

Il nucleo della funzione di stima della portata di aria in ingresso al motore ha come scopo il calcolo di questi due correttivi.

- Calcolo del fupsrl: questa parte della funzione si suddivide in 4 blocchi principali, mostrati a seguire.

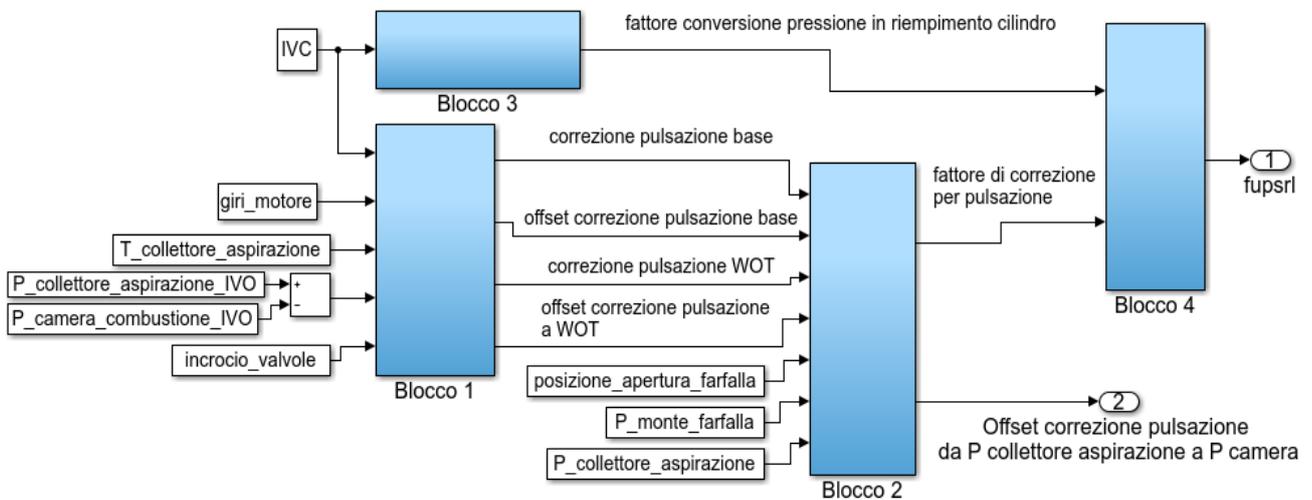


Figura 4.1: parte del modello di centralina di stima della portata di aria in ingresso, dove viene calcolato fupsrl

⇒ **Blocco 1**: si occupa di calcolare la correzione della pulsazione per il calcolo della pressione in camera a IVC, in base a velocità motore, IVC, incrocio valvole, pressione collettore aspirazione e delta tra pressione collettore aspirazione e pressione in camera di combustione a IVO. Vengono qui utilizzate le prime quattro mappe che saranno oggetto di ottimizzazione:

- *Correzione per fattore di conversione da pressione a carico*, $f(\text{giri motore}, \text{IVC})$
 - *Correzione per offset di correzione pulsazione da p_s a p_{cc}* $f(\text{giri motore}, \text{incrocio valvole})$
 - *Correzione per fattore di conversione da pressione a carico in WOT*, $f(\text{giri motore}, \text{IVC})$
 - *Correzione per offset di correzione pulsazione da p_s a p_{cc} in WOT*, $f(\text{giri motore}, \text{incrocio valvole})$
- con p_{cc} = pressione in camera di combustione.

⇒ **Blocco 2**: calcolo del fattore di correzione per pulsazione per il punto operativo effettivo. Questo, moltiplicato al fattore di conversione da pressione a carica aria, andrà a comporre il fupsrl. In questa sezione vengono interpolati i due range di correzione di base e a WOT, sia per la correzione moltiplicativa che per quella offset. È questo il blocco in cui è

possibile selezionare se effettuare l'interpolazione tramite la posizione di apertura farfalla o tramite il rapporto di pressioni tra valle e monte farfalla, come verrà spiegato alla sezione 5.1.3.

⇒ **Blocco 3:** calcolo del fattore di conversione da pressione a carica aria che, moltiplicato per il fattore di correzione per pulsazione per il punto operativo effettivo, dà il fupsrl.

⇒ **Blocco 4:** applica a fupsrl i limiti massimo e minimo di fattibilità fisica.

- Calcolo di p_{irg} : questa parte della funzione si suddivide invece in due macro sezioni, che a loro volta sono suddivise in ulteriori sottoblocchi.

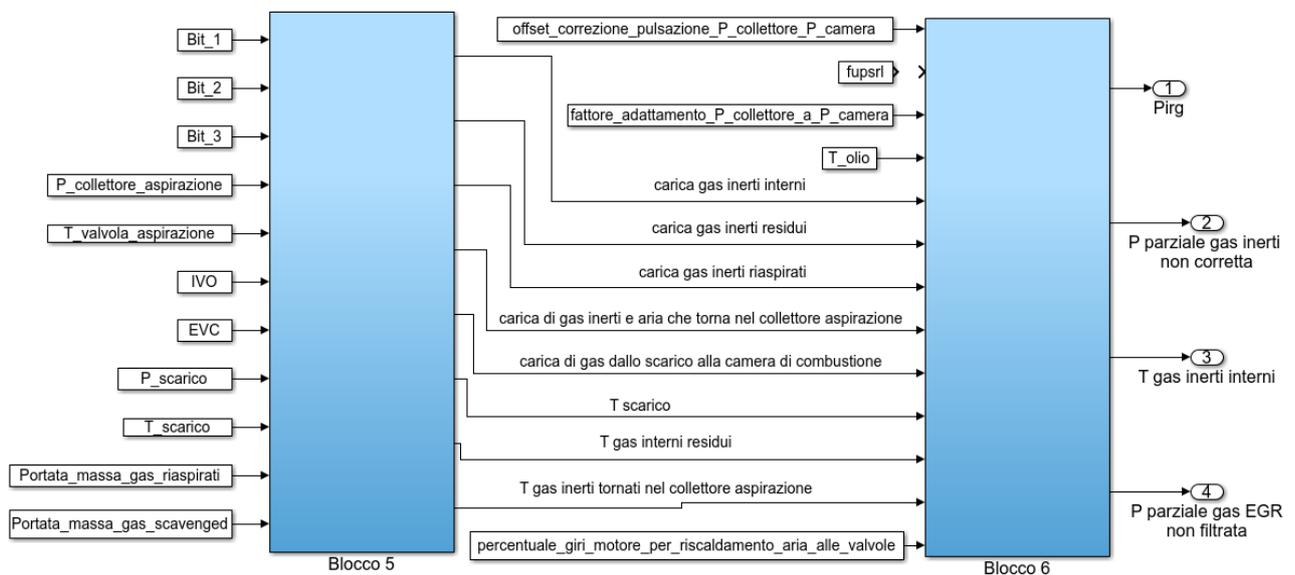


Figura 4.2: parte del modello di centralina di stima della portata di aria in ingresso in cui viene calcolato p_{irg}

⇒ **Blocco 5:** calcola i valori non corretti di portata in massa riaspirata, portata in massa dalla camera di combustione al collettore di scarico e la carica dei gas inerti residui.

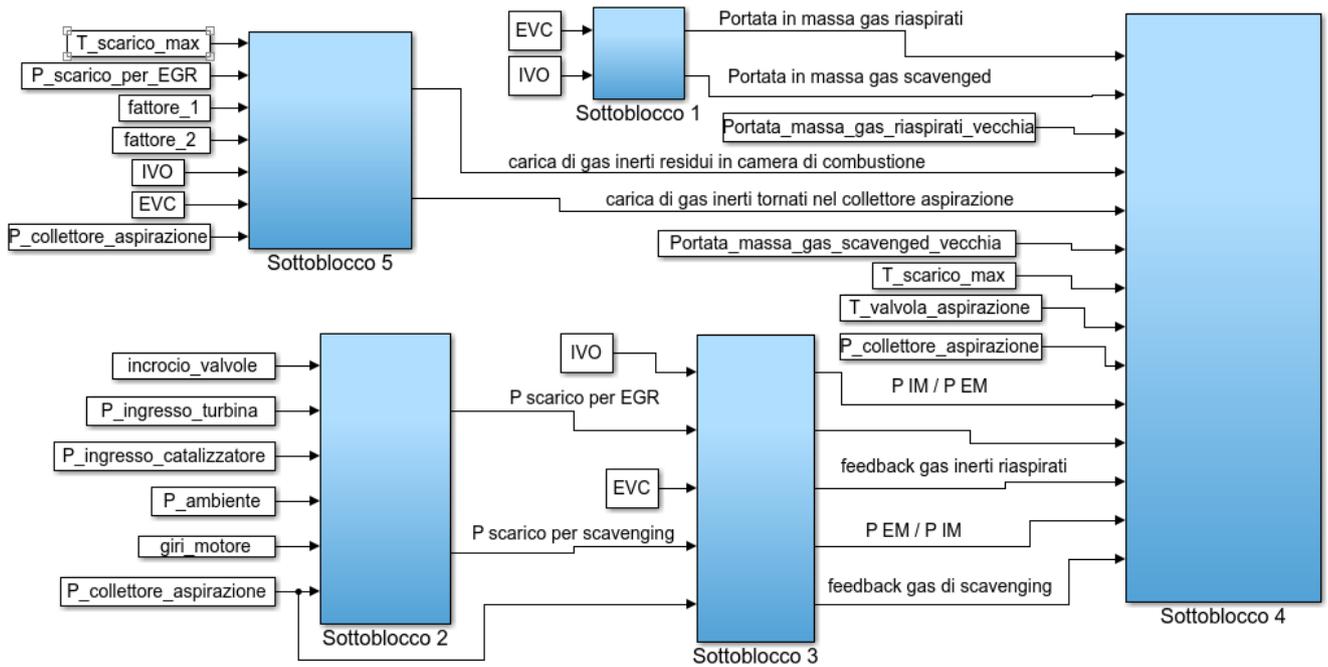


Figura 4.3: blocco 5 del calcolo di p_{irc}

- **Sottoblocco 1:** calcola la massa di gas riaspirati e di scavenging
- **Sottoblocco 2:** calcola la contropressione allo scarico dovuta alla presenza di EGR interno e la contropressione allo scarico dovuta allo scavenging. Mentre la parte riguardante lo scavenging non verrà considerata durante il lavoro di tesi, la parte riguardante l'EGR interno sarà ottimizzata.
- **Sottoblocco 3:** corregge la contropressione allo scarico dovuta all'EGR in base alla velocità variabile che può assumere il pistone, la quale varia a sua volta la pressione in camera di combustione. La mappa di correzione presente all'interno del blocco sarà uno dei punti cardini dell'ottimizzazione a seguire.
- **Sottoblocco 4:** calcola la carica relativa dovuta ai gas inerti riaspirati.
- **Sottoblocco 5:** calcola la carica di gas inerti rimasti in camera di combustione e quelli rientrati nel collettore aspirazione

⇒ **Blocco 6:** calcolo della pressione parziale e della temperatura dei gas inerti rimasti in camera di combustione.

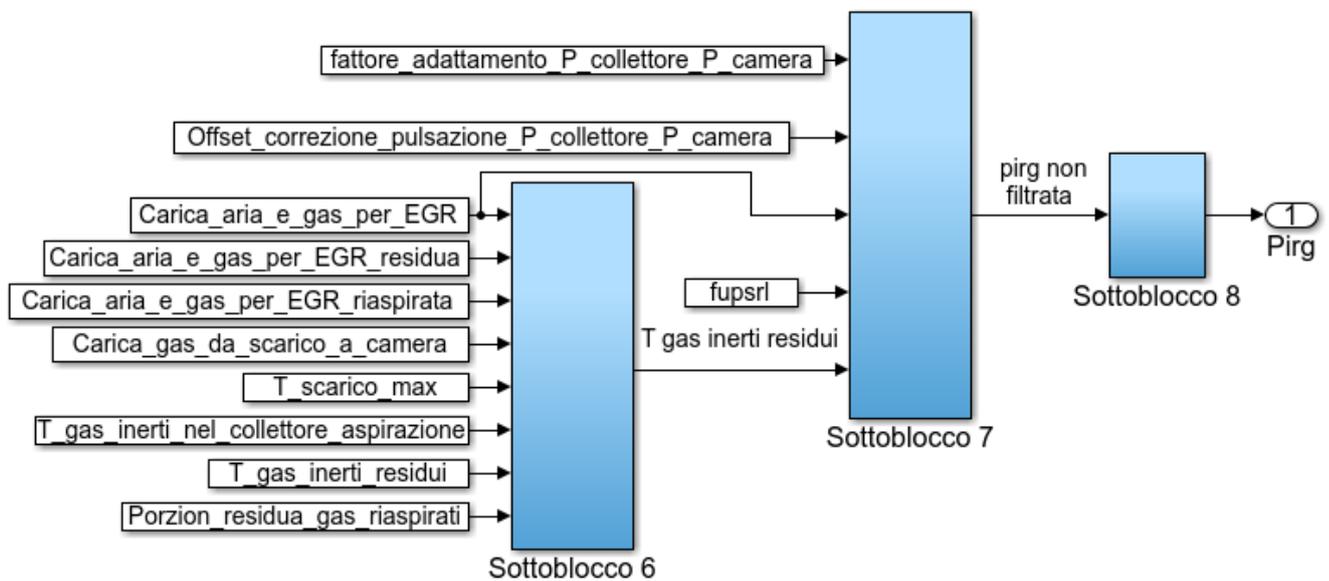


Figura 4.4: blocco 6 del calcolo di p_{irg}

- **Sottoblocco 6:** calcola la temperatura dei gas inerti a IVC, quindi comprendente sia i gas inerti residui in camera di combustione sia i gas inerti riaspirati.
- **Sottoblocco 7:** converte la carica di gas inerti interni (residui + riaspirati) in pressione parziale dei gas inerti interni.
- **Sottoblocco 8:** limita la pressione parziale dei gas inerti interni, in base a valori di fattibilità fisica.

CAPITOLO 4

Ottimizzatori matematici

I dati in output dalle simulazioni possono essere utilizzati per un primo confronto, in termini di ordini di grandezza, con i dati sperimentali: nonostante si sia effettuato uno sweep di VVT, e quindi la fasatura delle valvole in aspirazione e scarico, così come il riempimento del motore e quindi la coppia, non siano gli stessi, è possibile farsi un'idea di quanto il modello si discosti dal valore misurato.

L'utilizzo primario dei suddetti dati è però, quello di fornire al software di ottimizzazione scelto, una base su cui modificare e calibrare i valori delle mappe centralina della portata di aria in ingresso al motore, con l'obiettivo di:

- ottenere una stima il più possibile coincidente e temporalmente corretta della carica di aria presente nel cilindro,
- raggiungere la carica di aria (target) richiesta.

Numerosi sono gli ottimizzatori disponibili sul mercato: si possono infatti utilizzare funzioni di costo per ottimizzare un parametro motoristico in particolare (es. coppia in uscita dal motore, BSFC...), minimizzazione della somma dei quadrati degli errori tra valore atteso e ottenuto, RSM, reti neurali, simulated annealing, regressione discreta o, ancora, utilizzare le frontiere di Pareto.

Tra questi, si è deciso di utilizzare il già disponibile software "MapFit" di Bosch GmbH.

4.1) MapFit: funzionamento e output

Il software MapFit è scritto in codice Visual Basic Studio e fornito su piattaforma Excel: in particolare, per il presente lavoro è stato usato il modulo corrispondente alla funzione ECU della portata di aria in ingresso al motore, ma Bosch rende disponibile lo stesso tool anche per la funzione di calcolo della coppia.

La particolarità di questo software è quella di riuscire a simulare solo una delle due bancate del motore alla volta: per questo motivo, si è scelto di lavorare principalmente sulla bancata 1 e quindi, durante tutto il lavoro svolto, si sono raccolti dati solamente per questa bancata. Ovviamente i target e i limiti sono stati imposti su tutto il motore, volendo avere un comportamento simulato il più vicino possibile alla realtà. Per ora

quindi, l'obiettivo è utilizzare i dati e le mappe ottimizzate per la bancata 1, anche per la bancata 2.

Il tool opera tramite interpolazione lineare, ed eventualmente estrapolazione, in base ai dati ricevuti in input: modifica opportunamente le mappe di partenza per fare in modo che la stima del valore di carica aria si avvicini con una data tolleranza al valore richiesto e fornendo esso stesso una stima della carica aria basata sui dati in input e sulle mappe ottimizzate. È possibile quindi affermare che il software presenta due output:

- mappe ottimizzate in base ai dati in input per ottenere la carica aria desiderata
- stima della carica aria in base ai dati a disposizione, secondo la formula 4.2

Il vantaggio principale del software scelto, è infatti quello di non comportarsi solamente come ottimizzatore di mappe, ma di prestarsi anche come simulatore della funzione di centralina: in questo modo è possibile ottenere una stima di quella che sarà la carica aria che si otterrebbe al banco con quelle mappe specifiche.

Il fatto che il software si basi su interpolazione ed estrapolazione, potrebbe spiegare in parte l'errore che si riscontra maggiormente nelle zone "agli estremi" del dominio, dove l'extrapolazione risulta difficile da applicare. Tramite la considerazione di deviazione standard e distanza dal target per ogni step di ottimizzazione, il software opera l'ottimizzazione finché non riesce più a trovare un significativo miglioramento tra il penultimo step e l'ultimo.

La struttura del software in questione rimane sempre la stessa, mentre dipendentemente dal modulo da ottimizzare scelto, cambieranno mappe e bit da selezionare.

Il software, unitamente al modulo di stima della portata aria in ingresso al motore, presenta più fogli, ognuno dei quali svolge una precisa funzione nel tool di ottimizzazione:

- **Foglio 1 e Foglio 2:** due primi fogli con il compito di spiegare all'utente, tramite schemi a blocchi, la simulazione sommaria da parte del software della funzione scelta (in questo caso, appunto, la stima della portata di aria in ingresso al motore) e fornire una lista dei possibili bit da attivare o meno, in base all'allestimento effettivo del motore.
- **Foglio 3:** foglio in cui vengono inserite le mappe centralina da cui il tool dovrà partire per eseguire l'ottimizzazione
- **Foglio 4:** foglio principale, distinto dal nome della funzione. Permette all'utente di selezionare il coefficiente di smoothness che sarà utilizzato dal tool sulle

mappe, il nome e quali variabili saranno date in input al software, i valori dei bit in base al motore considerato e, soprattutto, selezionare quali mappe e vettori si vogliono ottimizzare e quali invece solo simulare.

- **Foglio 5:** foglio in cui possono essere inserite eventuali formule da calcolare partendo dai dati in input a MapFit
- **Foglio 6:** foglio dedicato all'inserimento dei dati in input
- **Foglio 7:** foglio non presente all'inizio dell'ottimizzazione, ma creato dal tool e contenente tutte le mappe ottimizzate.

Dopo aver impostato l'allestimento del motore, è necessario quindi inserire la calibrazione di partenza e i dati in input: selezionate le mappe e i vettori da ottimizzare, il software farà il resto. In particolare, il software offre ulteriori stime utili al post processamento dei dati, tra cui la più utile allo scopo dell'attività è:

rapporto_rl = rapporto tra carica di aria stimata da MapFit (rl stimato) e carica di aria inserita in input (rl simulato o misurato): sarà considerato come indicativo dell'errore sulla stima della portata di aria in ingresso al motore

Infine è necessario tenere a mente che l'obiettivo dell'ottimizzazione e quindi della modifica delle mappe di partenza, è proprio quello di portare la grandezza **rapporto_rl** il più vicino possibile a 1.

4.2) Mappe da ottimizzare

La funzione di stima della portata di aria in ingresso al motore presenta 27 mappe e 13 vettori disponibili all'ottimizzazione in MapFit: di questi, alcuni sono automaticamente esclusi in quanto si riferiscono all'utilizzo di flaps nei condotti di aspirazione che nessun motore studiato presenta.

Tra i restanti, in base ai punti che sono stati simulati, si è deciso di iniziare il processo di ottimizzazione escludendo le mappe (e quindi i punti) relativi alla presenza di scavenging. Rimangono così le seguenti mappe a disposizione dell'ottimizzazione:

- *Correzione per fattore di conversione da pressione a carico, $f(\text{giri motore, IVC})$*
- *Correzione per offset di correzione pulsazione da p_s a p_{cc} $f(\text{giri motore, incrocio valvole})$*

- *Correzione per fattore di conversione da pressione a carico in WOT, $f(\text{giri motore, IVC})$*
- *Correzione per offset di correzione pulsazione da p_s a p_{cc} in WOT, $f(\text{giri motore, incrocio valvole})$*
- *Fattore di interpolazione per il calcolo dell'effettiva contro pressione allo scarico per il modello di EGR interno, $f(\text{giri motore, incrocio valvole})$*
- *Correzione del rapporto tra contro pressione allo scarico e pressione in camera di combustione durante l'incrocio per gas inerti re-aspirati, $f(\text{giri motore, baricentro incrocio valvole})$*

Come accennato precedentemente, MapFit presenta ulteriori leve per modificare e migliorare l'esito dell'ottimizzazione:

- Coefficiente di smoothness: indica quanto spigolose potranno essere le mappe in uscita dall'ottimizzazione, in genere è pari a 1, ma può essere ridotto anche fino a 0.2. Al diminuire del valore del coefficiente, aumenta la spigolosità delle mappe ottenute.
- Configurazione dell'ottimizzatore: dove sono posizionati i sensori che raccolgono i dati in input al tool? Qual è la configurazione di centralina utilizzata per il motore su cui si sta lavorando?

Queste leve sono in genere impostate all'inizio del lavoro e poi lasciate fisse.

CAPITOLO 5

Applicazioni

5.1) Motore 1

Inizialmente si è scelto di provare il loop precedentemente descritto su un motore di innovazione: questo, non essendo un motore vicino alla fase di produzione, non è stato allestito al banco se non per effettuare pochi punti (i cosiddetti “punti consumo”). La motivazione di questa scelta è stata quindi l’elevato valore aggiunto che la sperimentazione del loop esecutivo avrebbe portato con sé, visto che si partiva con pochi dati sperimentali (scopo dell’attività è appunto avere un modello valido nonostante la scarsità di dati sperimentali con cui correlarlo, in modo da evitare misure inutili al banco).

Il modello GT Power utilizzato per simulare questo motore è riportato in APPENDICE A.

5.1.1) Primo metodo

Dopo una prima fase di conoscenza del software da utilizzare (GT Power) e i suoi controlli, si è cominciato a pensare un possibile metodo di esecuzione delle simulazioni richieste: circa 1000 punti operativi, una quantità davvero esosa rispetto al normale utilizzo del software in azienda. Se si considera inoltre, che ogni punto operativo da simulare impiega dai 2 ai 10 minuti (dipendentemente dal numero di core utilizzati, dal numero di simulazioni lanciate simultaneamente e da quanti altri programmi sono in esecuzione nel computer) per essere eseguito, sarebbero necessari per terminare tutte le simulazioni richieste, dai 1.5 ai 3.5 giorni.

Questo è stato uno dei punti più controversi: sia per la difficoltà nel trovare un metodo di esecuzione delle simulazioni che effettivamente funzionasse senza impedire nel frattempo l’utilizzo del PC e senza impegnare un tempo computazionale troppo elevato, sia per la differenza in filosofia di lavoro e nomenclatura presente tra i due gruppi “simulazione” e “sperimentazione”. Inizialmente infatti, si è cercato di utilizzare il modello così come era stato fornito dalla sezione simulazione: il controllo era implementato tramite due PID che agivano in base al segnale in input della BMEP, preso come valore medio su un ciclo motore (720 °CA). Entrambi i controllori avevano quindi come target da raggiungere la stessa grandezza, ma agivano uno sull’apertura delle due farfalle presenti (una per bancata) e l’altro sulla posizione della WG: sono

infatti questi i due attuatori che governano l'aria in entrata al motore, che è anche la parte su cui si concentra questo lavoro.

Questo tipo di controllo è risultato essere computazionalmente molto intenso, fino a raggiungere 2 ore di tempo per un punto simulato! Per questo motivo, è stato deciso di passare a un metodo di simulazione diverso.

5.1.2) Secondo metodo

Si è pensato quindi di “bloccare” le attuazioni di WG e THR (nelle modalità descritte alla sezione 3.3, paragrafo “Controllo con attuazioni fisse”), utilizzando valori di apertura risultanti dalle sperimentazioni a banco. Mentre la farfalla può essere modellata effettivamente come una valvola, cioè controllata tramite il valore dell'angolo di apertura, la WG è solitamente modellata come una perdita di carico tramite orifizio, quindi con un diametro variabile (da 5 mm = chiusa a 30 mm = aperta) in base all'effettivo bypass di gas di scarico.

Una prima difficoltà è stata quella di convertire le misure a banco di questi due attuatori in impostazioni di GT: al banco WG e THR vengono acquisite rispettivamente come percentuale di chiusura (100 % = WG completamente chiusa) e percentuale di apertura (100 % = THR totalmente aperta = 90 deg piattello rispetto all'asse perpendicolare all'asse del condotto).

In GT invece, bisogna necessariamente passare da “%” a “deg” o addirittura a “mm”: non è presente una “curva” o una “legge” di conversione da “%” a “deg” o “mm”, per cui inizialmente si è supposta una relazione lineare tra “%” e “deg”, ma ci si è presto resi conto che agli estremi la relazione risultava essere non più lineare, per cui si otteneva un errore non indifferente sulle attuazioni imposte.

Questo errore sulle attuazioni ha comportato una notevole differenza tra i punti operativi provati al banco e quelli effettivamente simulati, nonostante si siano volute imporre le stesse attuazioni, portando a una non completa esplorazione (sweep) di tutto il range operativo del motore, come era invece richiesto. La mancanza di alcuni punti sull'intero range operativo del motore, è mostrata dalle aree vuote che si riscontrano graficando i risultati GT di pressione collettore aspirazione, THR e WG (figure 5.1, 5.2 e 5.3): vengono riportati i grafici di queste tre grandezze per il caso simulato a velocità motore di 3000 rpm.

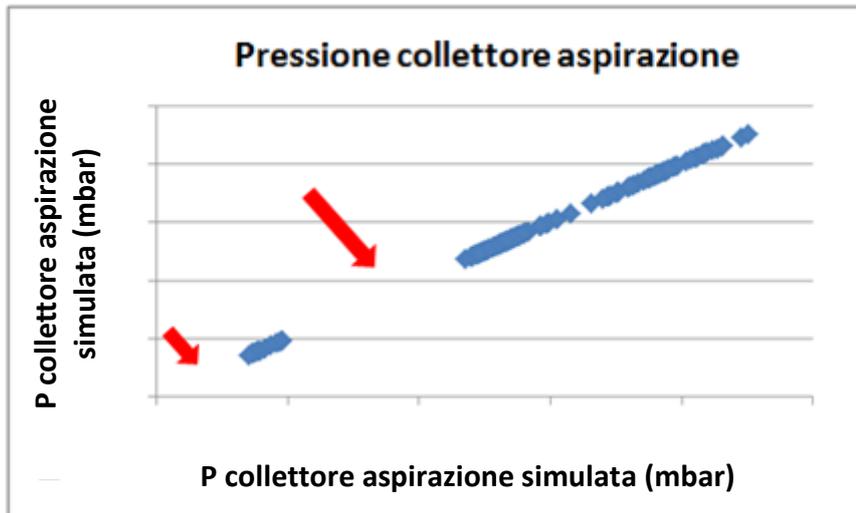


Figura 5.1: valori di pressione collettore aspirazione in output da GT a 3000 rpm

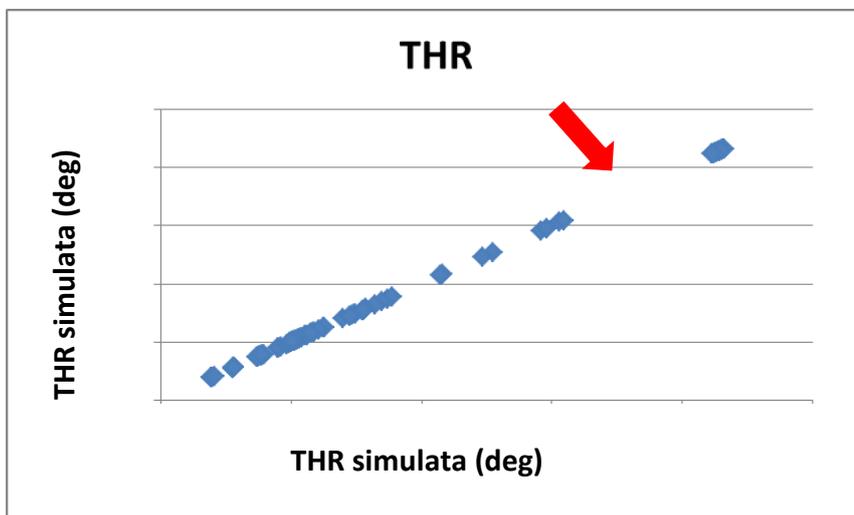


Figura 5.2: valori di apertura valvola a farfalla in gradi, in output da GT a 3000 rpm

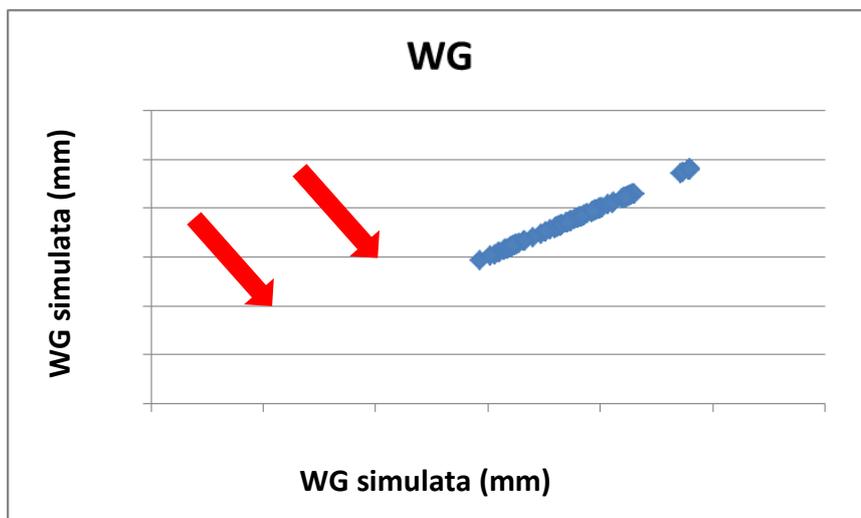


Figura 5.3: valori di chiusura di WG in mm (0 mm = chiusa, 30 mm = aperta), in output da GT

Inoltre, per questo metodo non è possibile scegliere un criterio di convergenza target, ma sarà necessario scegliere il criterio di convergenza “cycle to cycle”, in questo caso sulla portata di aria nel collettore aspirazione. La scelta di questo criterio comporta l’esigenza di trovare la tolleranza ottimale da impostare per rendere possibile il raggiungimento della convergenza e al tempo stesso, non avere bisogno di un numero eccessivo di cicli a disposizione della simulazione. Ovviamente, la definizione della tolleranza ottimale è subordinata all’esperienza diretta dell’utente.

5.1.3) Terzo Metodo

Le mancanze sopra descritte, inaccettabili per un’applicazione in cui si punta a coprire l’intero range di funzionamento del motore, hanno portato a considerare un terzo metodo di simulazione:

- Sweep di giri motore (da 1000 a 6500 rpm, come per i dati sperimentali) con passo di 250 rpm fino a 3000 rpm e 500 rpm fino a 6500 rpm (discretizzazione già ottimizzata in un precedente lavoro di sweep di VVT)
- Per ogni step di giri motore, viene applicato un arbitrario sweep di pressione collettore aspirazione: si prendono i limiti minimo e massimo da valori sperimentali e tra questi si impongono step di 100 o 200 mbar.
- Per ogni valore di pressione collettore aspirazione così ottenuto, si sono presi i valori di IVO ed EVC sperimentali (quindi vicini all’ottimo riempimento in cui dovrebbe lavorare il motore in quel punto) e da questi si sono applicate correzioni di +5 °CA e -5 °CA per un variatore tenendo a valore ottimale l’altro, e poi viceversa.

Si sono poi utilizzati un PID su THR e uno su WG per operare il più similmente possibile alla sperimentazione. In genere si opera infatti un controllo diverso in base al punto di funzionamento da ottenere:

- Controllo in THR e WG fissa fino a circa 8 bar di BMEP
- Controllo sia in THR che in WG da 8 a 12 bar di BMEP
- Controllo in WG con THR a WOT da 12 bar di BMEP in poi

Il limite tra controllo in THR e controllo in WG, varia però al variare dei giri motore: a bassi giri infatti, si tende a passare il controllo in WG in concomitanza del raggiungimento di pressione collettore aspirazione = 1 bar, cioè quando si inizia ad

essere in WOT e la pressione di sovralimentazione viene a coincidere con la pressione nel collettore aspirazione. All'aumentare dei giri motore però, questo limite arriva a carichi sempre maggiori (si veda la figura 5.4 sottostante [5]) e di questo bisogna tenere conto anche nelle simulazioni.

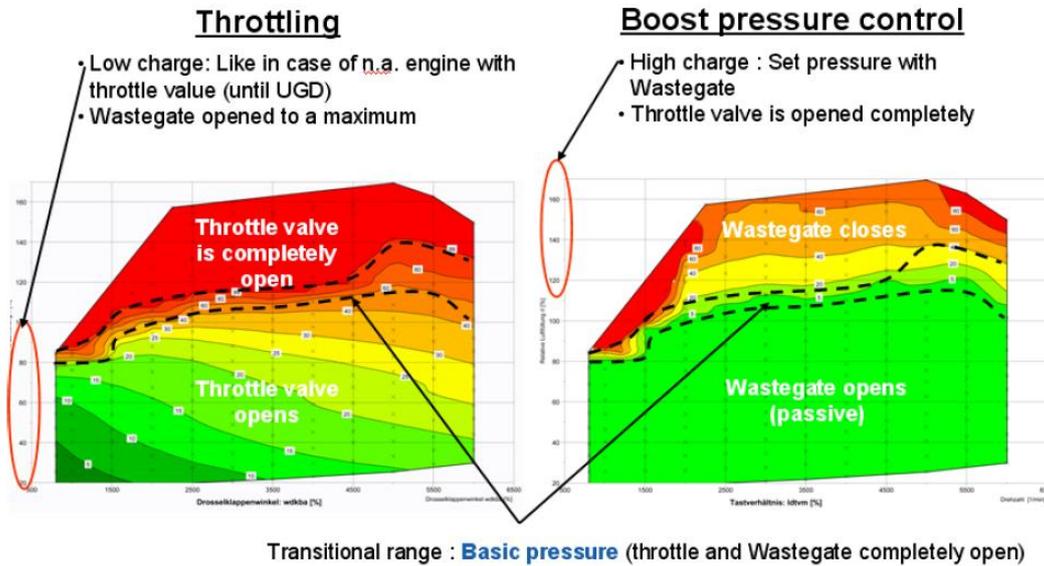


Figura 5.4: limite tra il controllo in farfalla e quello in waste gate, all'aumentare dei giri motore [5]

In particolare, in questo metodo si è tenuto conto anche dell'applicazione che avranno i dati in uscita da GT Power: questi saranno appunto inseriti come input in MapFit, che è un tool P-based, cioè si basa principalmente sui valori di pressione a disposizione. Interessano dunque valori attendibili delle pressioni in input e, visto che si vogliono controllare pressione di sovralimentazione e pressione collettore aspirazione, interessa specialmente che i valori di queste due grandezze e il loro rapporto siano correttamente simulati.

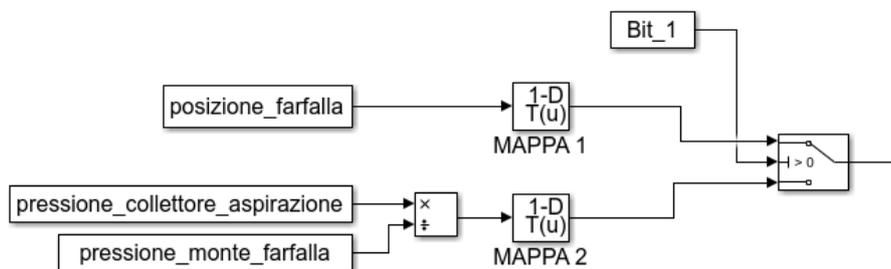


Figura 5.5: parte dello schema a blocchi che mostra il calcolo eseguito da MapFit per ottenere l'offset di correzione della pulsazione nel rapporto pressione collettore aspirazione/pressione camera di combustione per il carico effettivo

Volendo quindi avere un'elevata precisione dei valori simulati di pressione collettore aspirazione e pressione monte farfalla, si è pensato di concentrare lo sforzo di

modellazione e simulazione nell'ottenere un'elevata accuratezza dei valori in output da GT Power, per quanto riguarda la zona della valvola a farfalla.

Di conseguenza, il focus del lavoro svolto si è spostato sulle pressioni ottenute a monte del cilindro, piuttosto che sul lavoro prodotto all'albero dal motore: sono così diventate fondamentali tutte le cadute di pressioni presenti nel motore e in particolare la loro buona modellazione.

Come conseguenza del nuovo approccio adottato si è deciso di modificare un semplice bit (Bit_1) nei parametri esecutivi di MapFit (figura 5.5): cambiando il valore di Bit_1 da quello di default, la mappa per l'interpolazione della correzione di pulsazione alto/basso carico dipende non più dalla percentuale di apertura della farfalla (MAPPA 1) ma dal rapporto pressione collettore aspirazione/pressione monte farfalla (quest'ultima uguale alla pressione di sovralimentazione a meno delle perdite di carico, di solito irrisorie, attraverso l'intercooler) come è utilizzando la MAPPA 2.

Così facendo, è stato possibile dissociarsi dal possibile errore di conversione tra "deg" e "%" (e viceversa) per quanto riguarda la farfalla, limitando la propagazione di errori tra un passaggio e l'altro del loop. La posizione della WG non è invece un parametro richiesto in input da MapFit.

Con questo metodo è necessario imporre dall'esterno al modello GT Power solo giri motore, angoli di IVO ed EVC e la pressione collettore aspirazione target: queste sono tutte grandezze che possono essere decise arbitrariamente tramite sweep o creazione di DOE, senza necessitare di una base di dati sperimentali.

In questo modo le simulazioni hanno richiesto un tempo computazionale di 5 giorni per terminare.

5.1.4) MapFit

Il primo metodo è stato eliminato prima della fine di tutte le simulazioni, a causa dell'eccessivo tempo computazionale richiesto; i successivi due metodi sono stati invece testati sul modello GT Power e poi in MapFit.

Come tentativo di automatizzazione di una parte del loop esecutivo e per evitare errori di copiatura, è stato sviluppato uno script in MatLab che prenda in input i file .txt in export da GT Power e riporti in un file .xlsx in uscita, con tutti i valori delle grandezze utili a MapFit correttamente collocati nelle varie colonne. Di seguito viene riportato lo script in questione:

```
m=1;
for gg=10:5:65
    dirname =sprintf('%d00*.txt',gg)
    files = dir(dirname);
```

```

numfiles = numel(files);
for kk=1:numfiles
exp=cell(1, numfiles);
filename=sprintf('%d00_%d.txt', gg, kk);

exp{gg, kk}=readtable(filename, 'Delimiter', '\t', 'Headerlines', 0, 'ReadVariableNames', false);
exp{gg, kk}(:, 1)=[];
exp2{gg, kk}=table2array(exp{gg, kk});
xlswrite('Automazione.xlsx', exp2{gg, kk}, 3, sprintf('A%d', m))
m=m+height(exp{gg, kk})
end
end

```

5.1.4.1) Risultati del secondo metodo

Utilizzando il metodo descritto al sotto capitolo 5.12, sono stati simulati punti da 1000 a 6000 rpm, con passo di 500 rpm e imponendo i valori di THR e WG (presi da valori sperimentali e convertiti in deg e mm rispettivamente) per circa 100 punti operativi simulati per ogni valore di giri motore.

Si sono evidenziati problemi di instabilità e oscillazione della portata aria nel collettore aspirazione, dovuti probabilmente a un'oscillazione dell'ampiezza della pressione nel collettore aspirazione: questi punti operativi appartenevano a valori di giri motore medio-bassi (da 2000 a 3500 rpm), quindi probabilmente a quella velocità motore si accendeva una risonanza. Il loro numero era però sufficientemente esiguo da essere ritenuti trascurabili (63 punti operativi su 1512 simulati, cioè il 4.17%).

Successivamente sono stati esclusi i punti operativi in cui si presentava scavenging (poiché si è deciso a monte di non ottimizzare la mappa riferita allo scavenging), stabilito come limite sul rapporto denominato trapping ratio (che deve essere > 0.97, per non avere presenza di scavenging), dove il numeratore sarà diverso dal denominatore solo in casi in cui si presenta un significativo blow through [8]:

$$trapping\ ratio = \frac{Massa\ di\ aria\ intrappolata\ all'inizio\ del\ ciclo\ nel\ cilindro}{massa\ d'aria\ presente\ dopo\ le\ valvole\ di\ aspirazione} \quad (5.1)$$

Inoltre, è necessario considerare che il software GT Power non distingue la fisica realizzabilità del punto operativo simulato, ma è compito dell'utente, durante il post processamento dei dati, escludere punti operativi non fisicamente possibili. In questa trattazione sono stati considerati come limiti: compressore in pompaggio, PME realisticamente troppo elevata, giri albero gruppo turbocompressore troppo elevati.

Dopo aver selezionato i dati secondo i criteri sopra descritti, sono stati dati in input a MapFit 1318 punti operativi, da cui si è ottenuto:

- 6.9 % di punti operativi fuori dalla tolleranza sull'errore sull'rl di $\pm 2\%$
- 0.6 % di punti operativi fuori dalla tolleranza sull'errore sull'rl di $\pm 5\%$

Sono numeri che incoraggiano abbondantemente la prosecuzione nella sperimentazione del metodo, in particolare se si considera che per il metodo da sviluppare si era stimata una tolleranza accettabile anche di $\pm 10\%$.

A seguire si è analizzato l'andamento dell'errore sull'rl (visto appunto come rapporto tra rl stimato da MapFit in base ai dati in input di GT e quello simulato da GT Power stesso), in base alle principali grandezze di interesse: incrocio valvole, giri motore ed rl simulato. Si sono considerati infine i due rl di cui sopra, per valutarne la correlazione (figura 5.9):

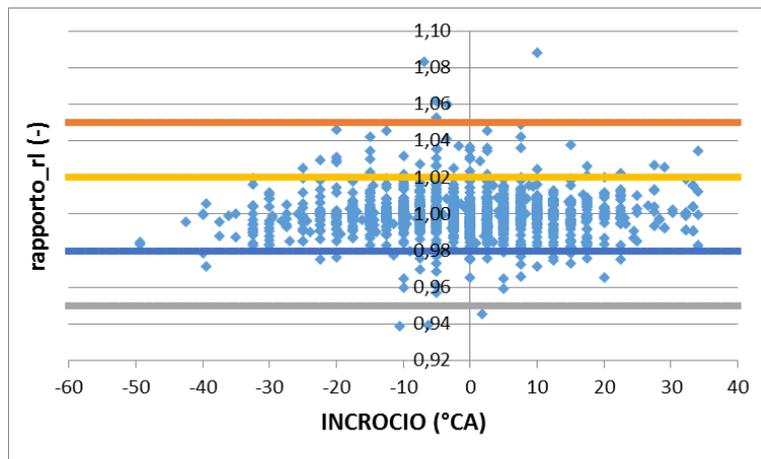


Figura5.6: errore sull'rl in base al valore di incrocio valvole

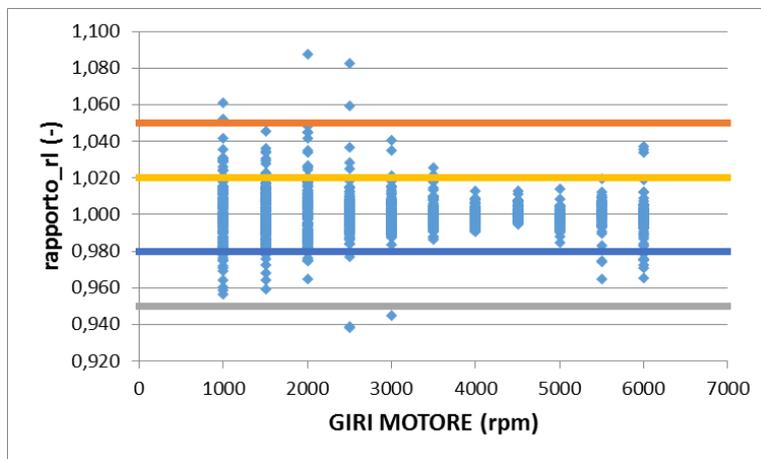


Figura5.7: errore sull'rl in funzione del valore di giri motore

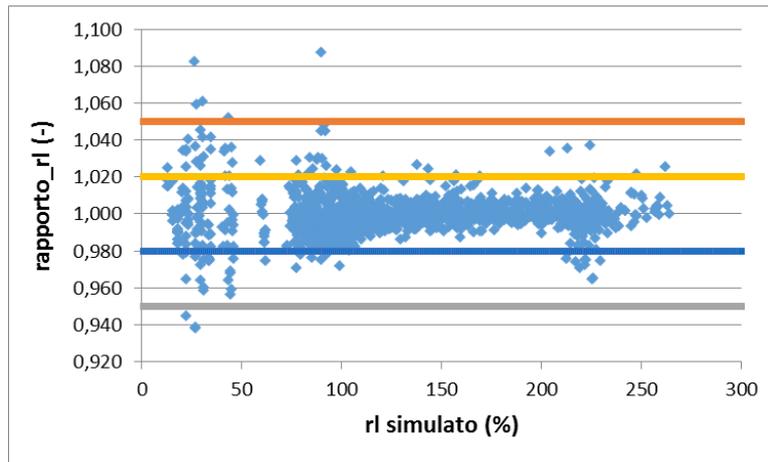


Figura 5.8: errore sull'rl in funzione del valore di rl simulato

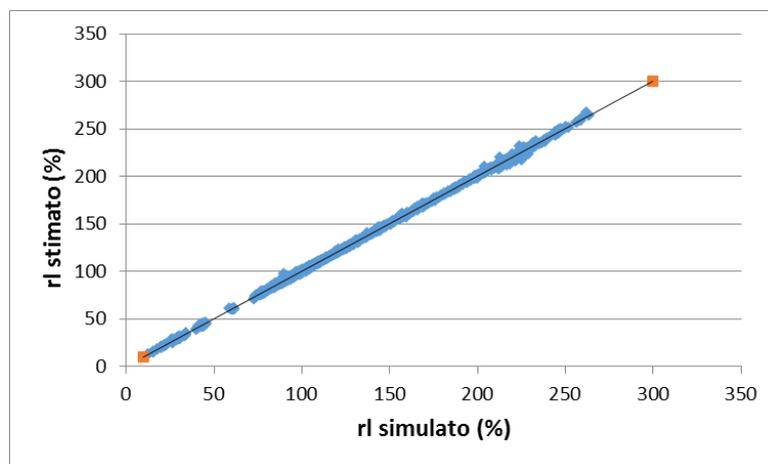


Figura 5.9: rl stimato da MapFit vs rl simulato da GT Power

Nei grafici sopra riportati vengono mostrate le due bande di tolleranza considerate del $\pm 2\%$ e $\pm 5\%$: è possibile vedere come considerando la tolleranza più ampia, i punti al di fuori della banda siano pressoché nulli. Considerando invece l'intervallo di $\pm 2\%$ è possibile affermare che l'errore sia maggiormente presente a bassi valori di rl simulato (figura 5.8), a giri motore estremi (molto bassi o molto alti, figura 5.7), mentre l'incrocio sembra essere un parametro relativamente indifferente (figura 5.6).

Il coefficiente di correlazione risulta essere ottimale ($R = 0.99$) e oltre le aspettative previste, avendo come riferimento i due punti in arancione che hanno stessa coordinata in ascissa e in ordinata, per cui la linea che li unisce rappresenta la bisettrice del piano considerato, ovvero la correlazione ottimale $R = 1$.

Per quanto riguarda l'altro output dell'ottimizzazione in MapFit, ovvero la creazione di una calibrazione basata sui dati in input, per questo motore si è deciso di far partire l'ottimizzazione dalla calibrazione della portata di aria in ingresso di un altro motore con stessa modellazione in centralina di questa funzione. Il motivo di questa scelta è da imputare allo scopo iniziale del lavoro svolto: simulare a pieno il processo di calibrazione di un nuovo motore, partendo dalle mappe del motore precedente più

simile e calibrato. Sono di seguito riportate le mappe di riferimento (prima immagine) con le corrispondenti mappe create in MapFit (seconda immagine): è possibile saggiare sia la forma della superficie risultante, sia la scala di valori presenti.

- *Correzione per fattore di conversione da pressione a carico*

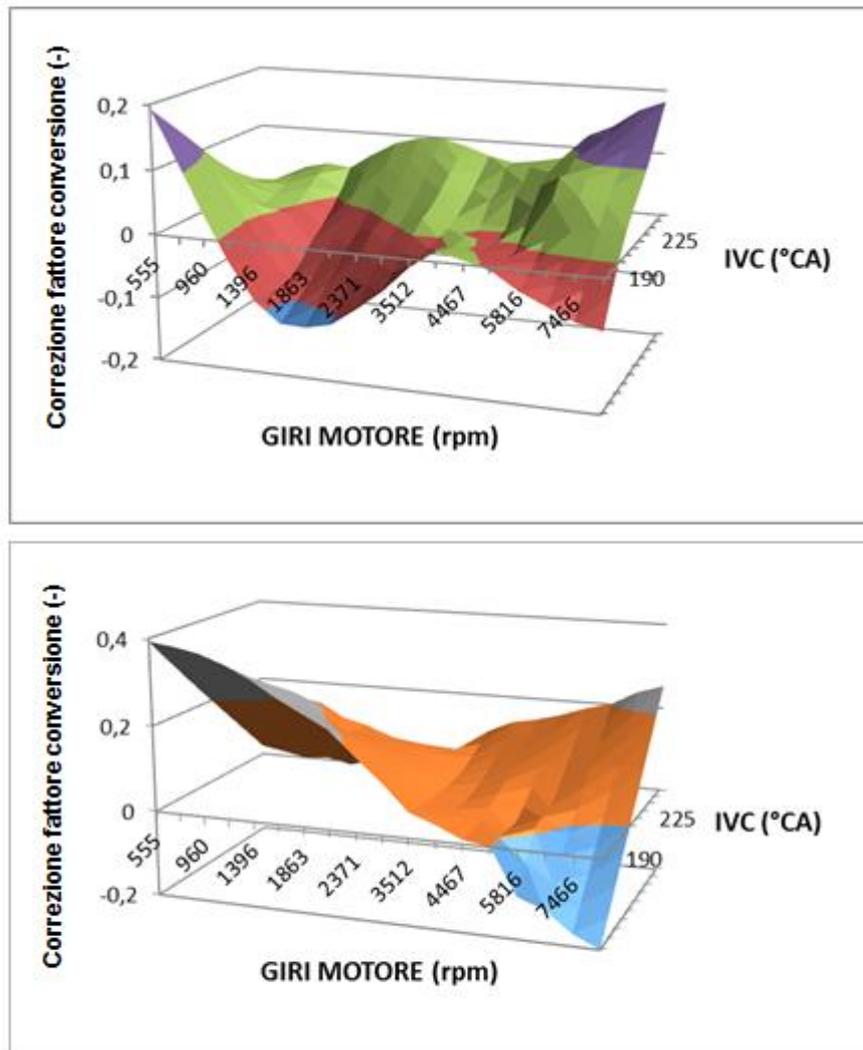


Figura 5.10: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per il fattore di conversione da P collettore a carica, motore 1, metodo 2

- *Correzione per offset di correzione pulsazione da p_s a p_{cc}*

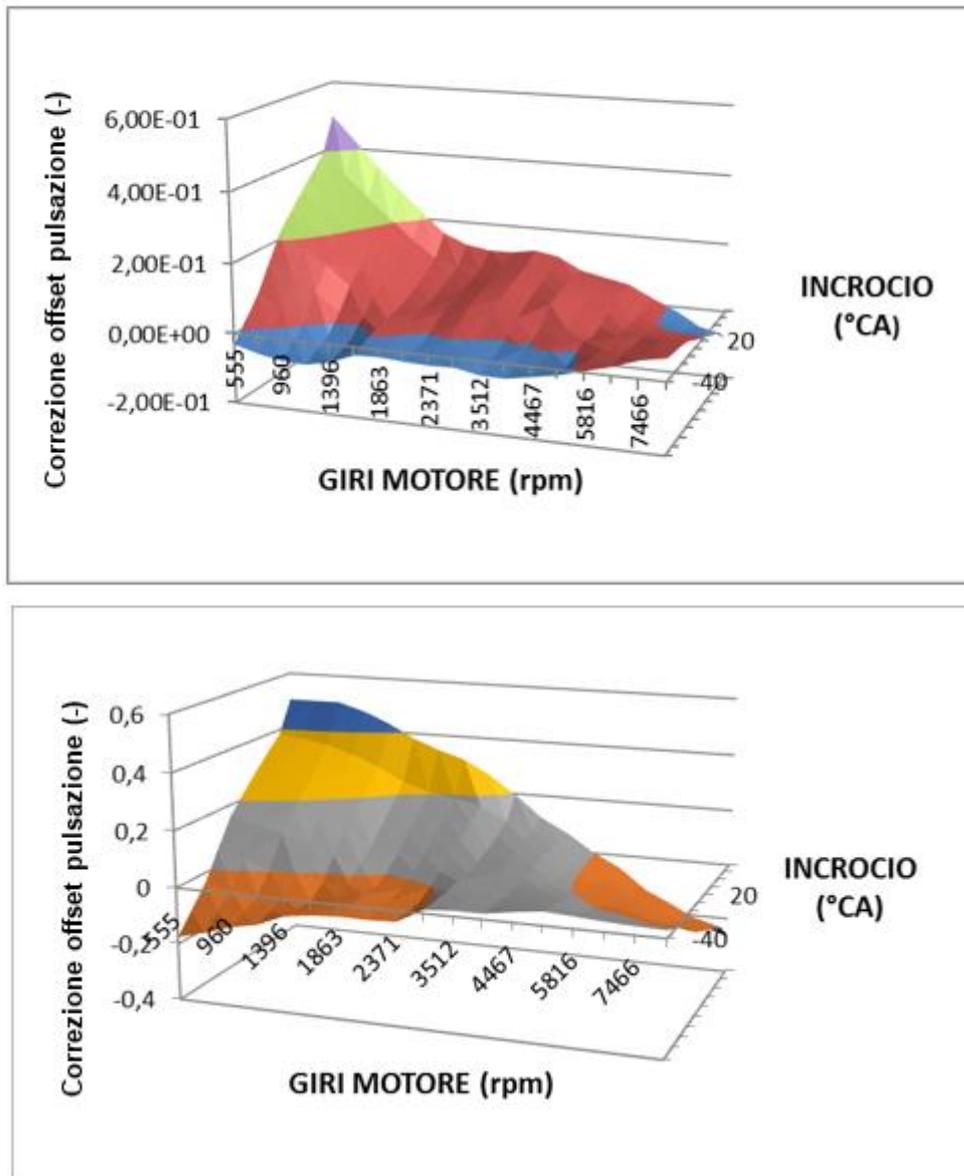


Figura 5.11: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per l'offset tra P collttore e P camera, motore 1, metodo 2

- *Correzione per fattore di conversione da pressione a carico in WOT*

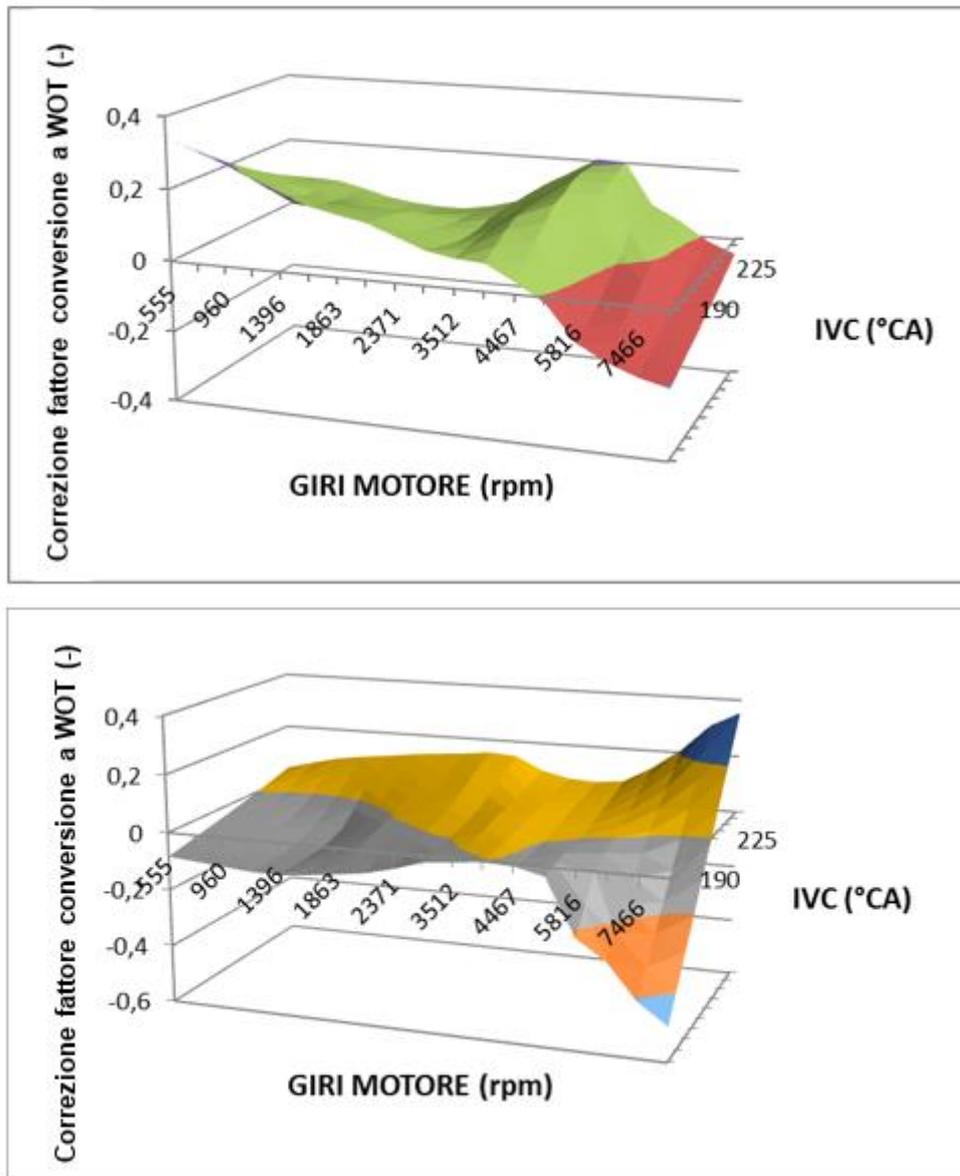


Figura 5.12: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per fattore di conversione da pressione a carico a WOT, motore 1, metodo 2

- *Correzione per offset di correzione pulsazione da p_s a p_{cc} a WOT*

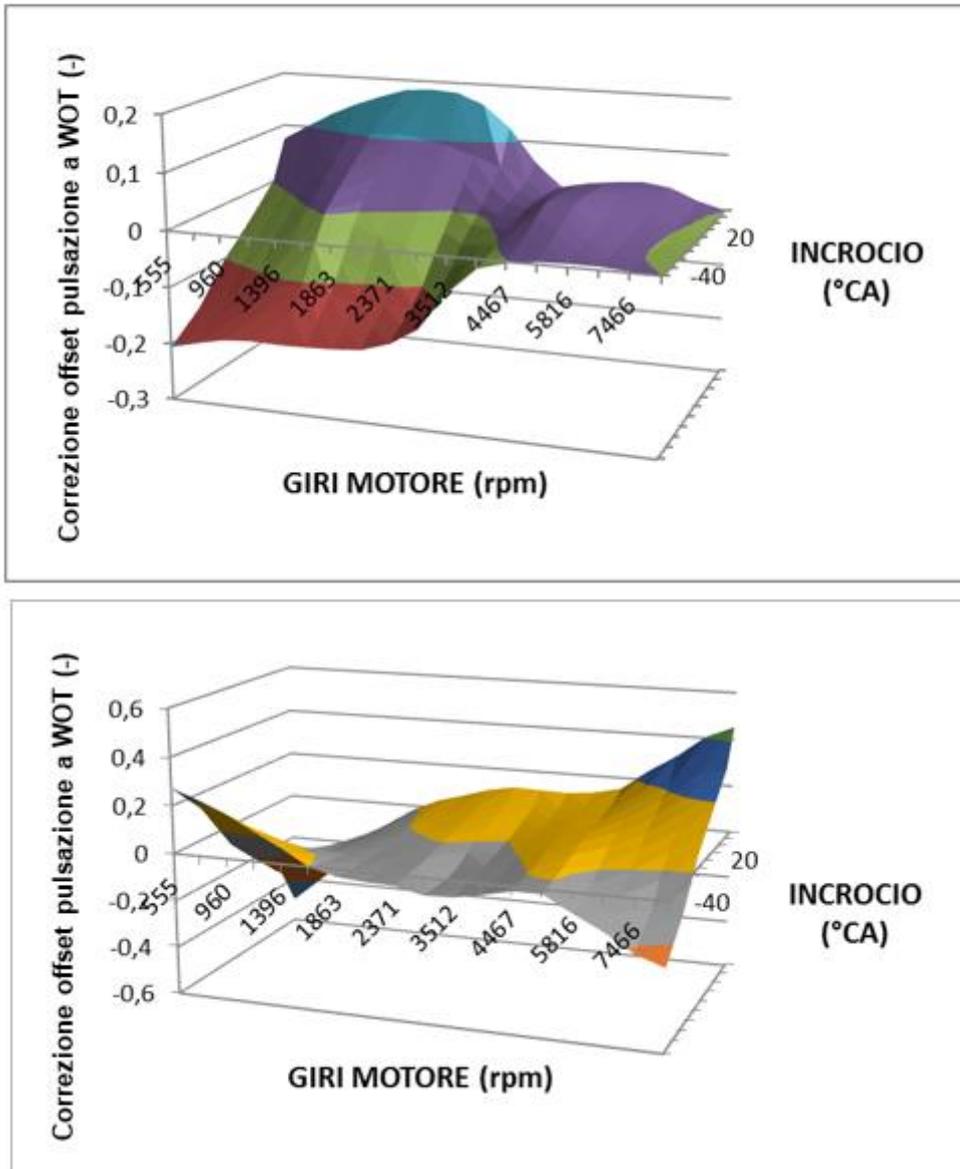


Figura 5.13: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per l'offset da P collettore a P camera a WOT, motore 1, metodo 2

- *Fattore di interpolazione per il calcolo dell'effettiva contro pressione allo scarico per il modello di EGR interno*

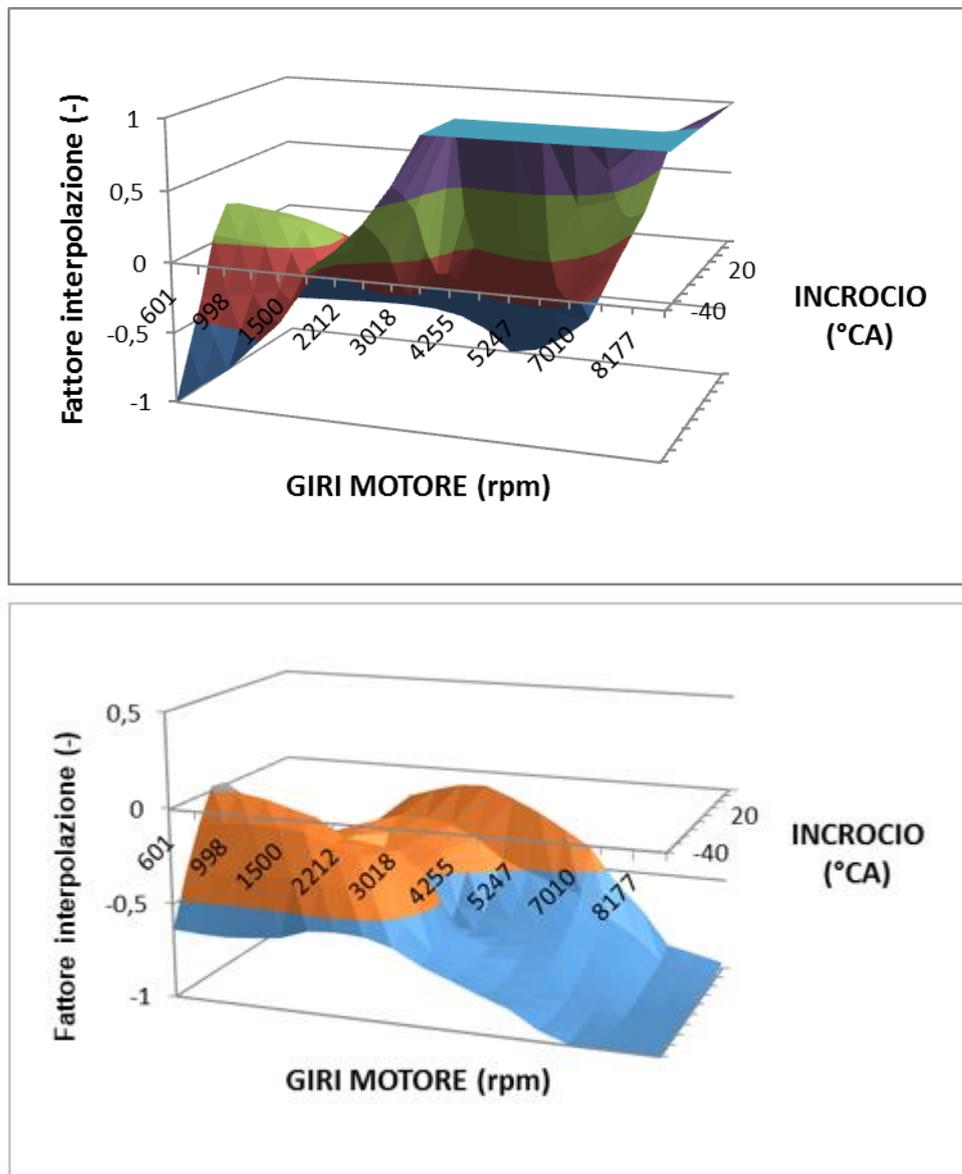


Figura 5.13.2: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per fattore di interpolazione per EGR, motore1, metodo 2

- *Correzione del rapporto tra contro pressione allo scarico e pressione in camera di combustione durante l'incrocio, per gas inerti re-aspirati*

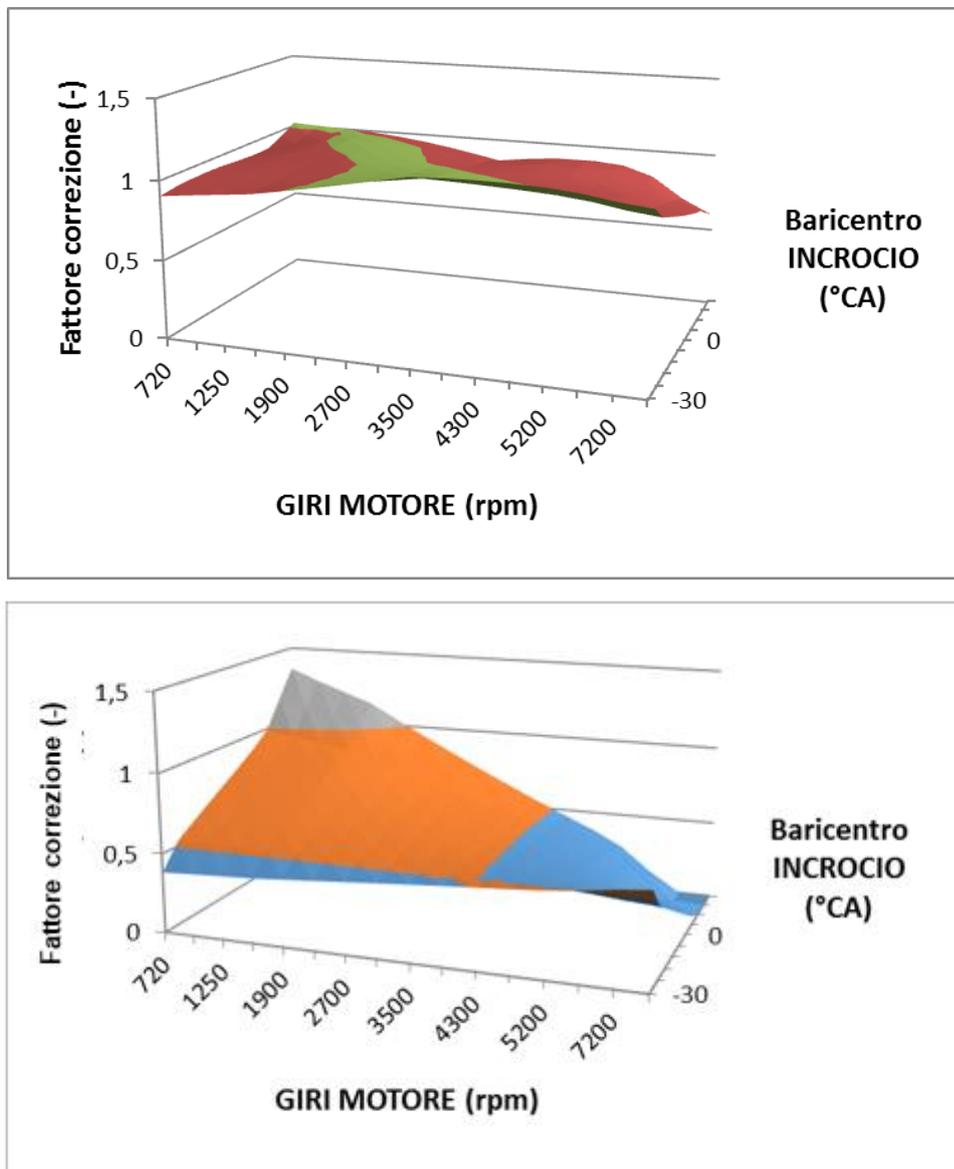


Figura 5.14: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per il fattore di correzione P scarico e P camera, motore 1, metodo 2

Da un'analisi qualitativa si può notare in particolare che tutte le mappe che si sono scelte per l'ottimizzazione presentano andamenti e forme differenti da quelle di riferimento: solo le prime due (figure 5.10 e 5.11) sembrano riprendere almeno vagamente, i profili delle mappe di riferimento. In particolare, è possibile notare come le ultime due mappe (figure 5.13 e 5.14) risultino molto diverse da quelle di riferimento, soprattutto per la presenza di punti che toccano valori nulli: queste mappe riguardano la modellazione della contropressione allo scarico dovuta alla presenza di EGR e la correzione del rapporto tra pressione allo scarico e pressione in camera di combustione, che saranno sicuramente un punto cruciale da approfondire in futuro.

Non è nelle intenzioni di questo lavoro ottenere mappe identiche a quelle di riferimento, ma queste rappresentano un punto fermo di ottimizzazione già comprovata sia al banco che in vettura e quindi sono state prese come punto di confronto, almeno in questa prima fase. Tuttavia, lo scopo dell'esecuzione di questo loop è quello di ridurre il margine di errore presente all'inizio del processo di calibrazione, rispetto alle mappe di riferimento mostrate.

A valle dei risultati appena esposti, è iniziata un'analisi finalizzata alla verifica dei processi testati finora: l'errore sull'rl potrebbe essere accettabile ma le mappe ottenute da MapFit si differenziano enormemente da quelle di riferimento, al punto di arrivare ad avere un andamento completamente opposto.

Le domande cardine di questa analisi sono: da cosa dipende l'errore? Come dipende l'errore dai vari fattori? Cosa causa l'errore in MapFit? A quest'ultima domanda aiuta a rispondere l'help messo a disposizione con l'acquisto del software MapFit, il quale indica come principali fonti di errore dell'ottimizzazione in MapFit:

- a) Valori di input non assegnati correttamente (valori errati, unità di misura errate...)
- b) Le mappe in ingresso non sono quelle corrispondenti ai dati misurati
- c) La configurazione dell'ottimizzatore non corrisponde alla calibrazione ECU
- d) La versione dell'ottimizzatore non è quella adatta alla funzione ECU scelta
- e) L'ottimizzatore sbaglia
- f) La funzione ECU è sbagliata

Tra questi, tre sono sembrati gli unici motivi plausibili per il caso in questione: valori in input non assegnati correttamente (che equivale a dire che il modello GT non è abbastanza accurato), ottimizzatore non performante (il metodo di interpolazione sbaglia o è troppo "semplice" per valutare le mappe richieste) e modello di stima della portata di aria in ingresso al motore non rispecchiante la realtà.

Per quanto riguarda GT, si è deciso di supporre inizialmente che il modello “sia la realtà” e quindi non si è cercato di modificare il modello, in quanto questa operazione avverrà una volta che si avranno i dati dal banco come confronto.

L’unico sforzo fatto in questa direzione è stato quello di graficare l’errore sull’ r_l in base alle principali grandezze di interesse per il loop, ma non è stato individuato nessun trend significativo.

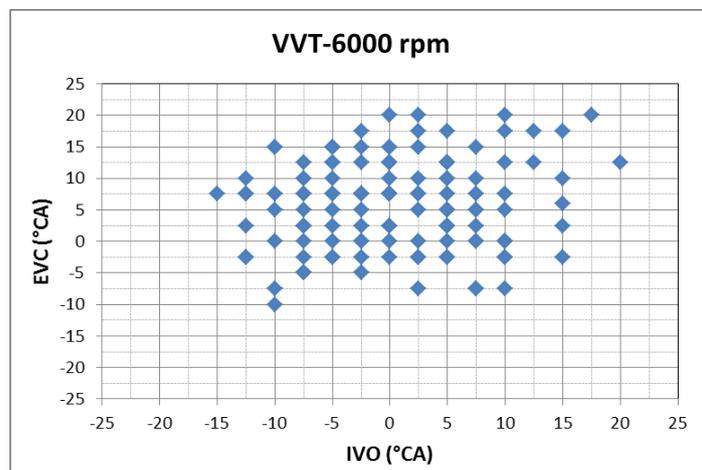
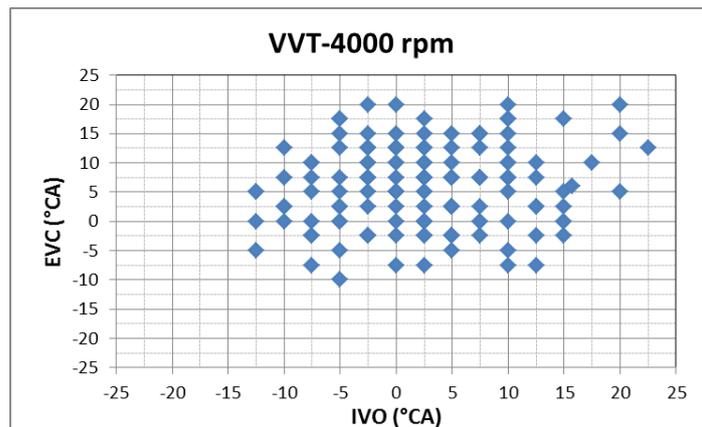
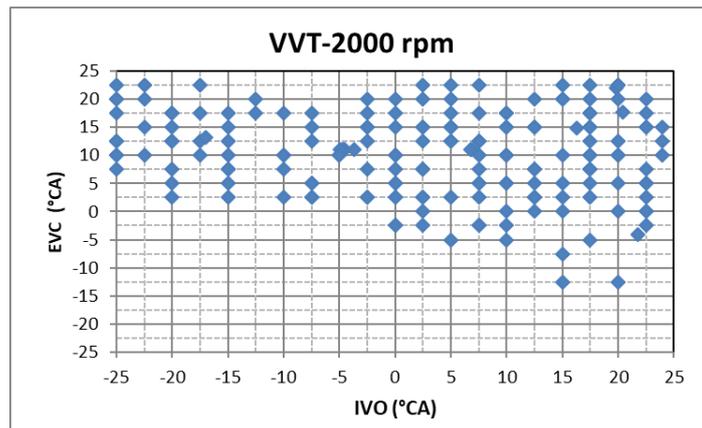


Figura 5.15: valori di VVT in aspirazione e scarico utilizzati per le simulazioni del metodo 2. I punti azzurri coprono scarsamente l'intero piano di funzionamento

Come è possibile vedere da questi primi tre grafici esposti in figura 5.15, i valori di IVO ed EVC ottenuti a seguito dell'imposizione di posizioni di WG e THR, non riempiono completamente l'intero spazio di azionamento possibile dei VVT. Dalla figura 5.16 è possibile invece affermare come l'errore sull'rl al di fuori della tolleranza del $\pm 2\%$ non mostri un particolare andamento in funzione del piano di azionamento dei VVT. Questo risultato potrebbe però essere dovuto al fatto che non si è spaziato completamente l'intero range di variatori possibile.

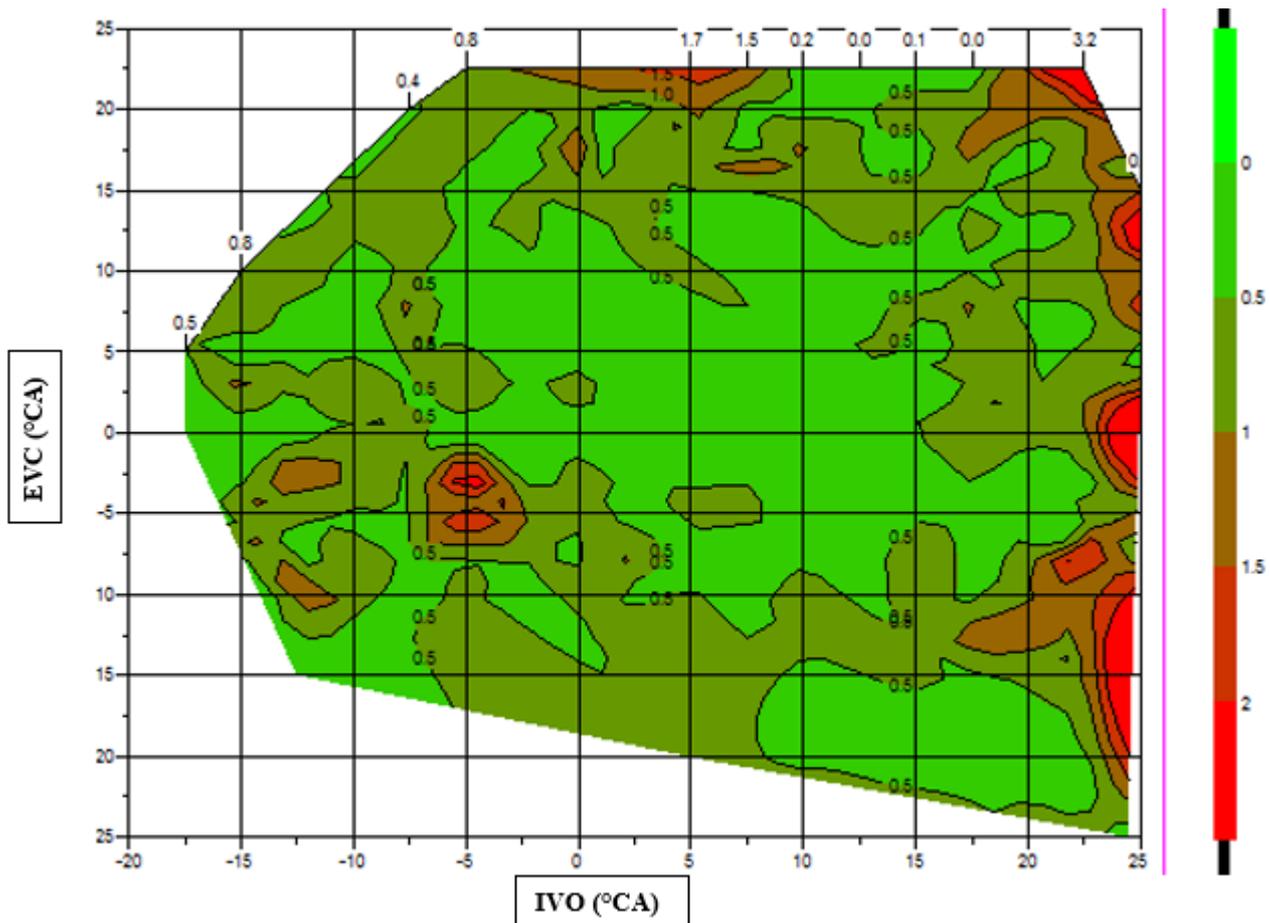


Figura 5.16: contour map con i valori dei VVT di aspirazione e scarico nel piano XY e il valore dell'errore in percentuale sull'asse Z/colore

Infine, vengono mostrati i grafici dell'errore sull'rl al di fuori della tolleranza $\pm 2\%$ (in valore assoluto per comodità di lettura) in funzione delle principali grandezze in input a MapFit, della percentuale di EGR presente in camera e del coefficiente fupsrl calcolato da MapFit.

Per quanto riguarda la percentuale di EGR, questa è calcolata in GT POST [8] come:

$$EGR \text{ percentage} = \frac{\text{massa di gas inerti aspirati dalle IV}}{\text{massa di gas inerti aspirati dalle IV} + \text{massa di aria aspirata}} \cdot 100 \quad (5.2)$$

Mentre l'errore è visto qui come percentuale, secondo la formula:

$$\text{errore } rl = \frac{(rl \text{ simulato} - rl \text{ stimato})}{rl \text{ stimato}} \cdot 100 (\%) \quad (5.3)$$

Vedere l'errore come rapporto tra i due rl o come percentuale è una semplice convenzione: in questo lavoro si è deciso di testarle entrambe, al fine di scegliere quella ottimale. In genere è comunque preferibile utilizzare l'errore come rapporto, poichè MapFit lo fornisce direttamente in output.

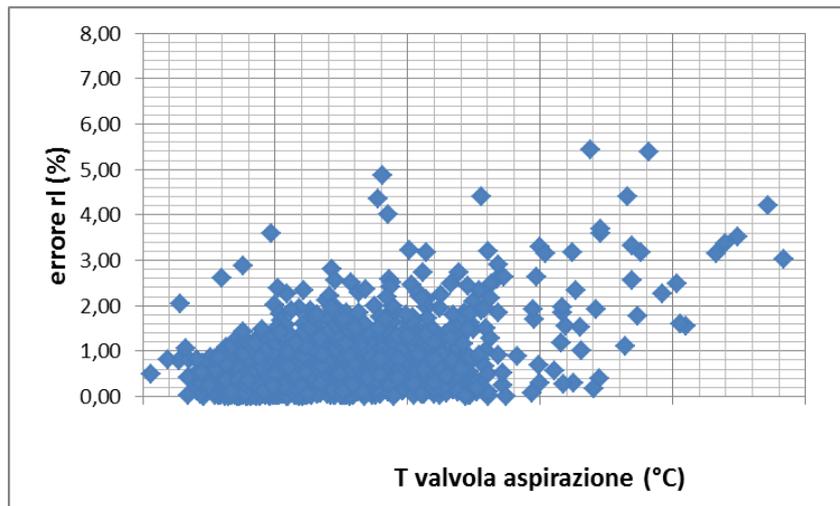


Figura 5.17: errore sull'rl in percentuale in funzione della temperatura alle valvole di aspirazione ottenuta dalla simulazione GT Power

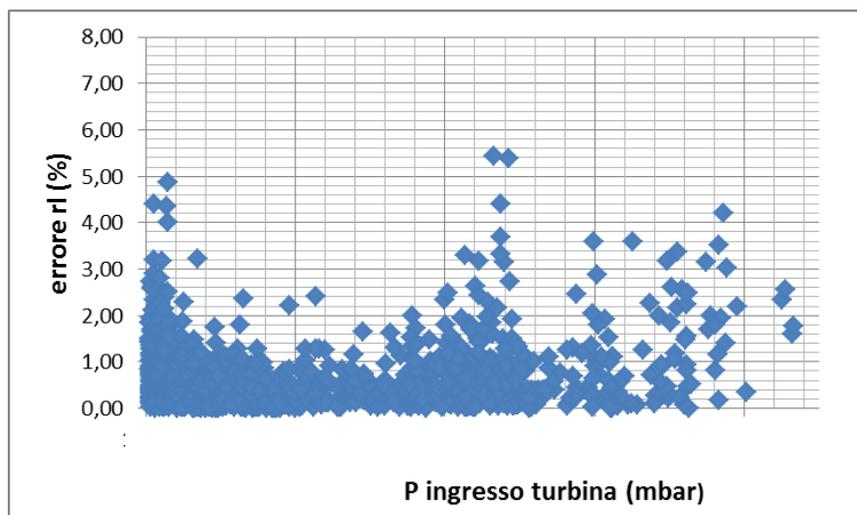


Figura 5.18: errore sull'rl in percentuale in funzione della pressione in ingresso alla turbina ottenuta dalla simulazione GT Power

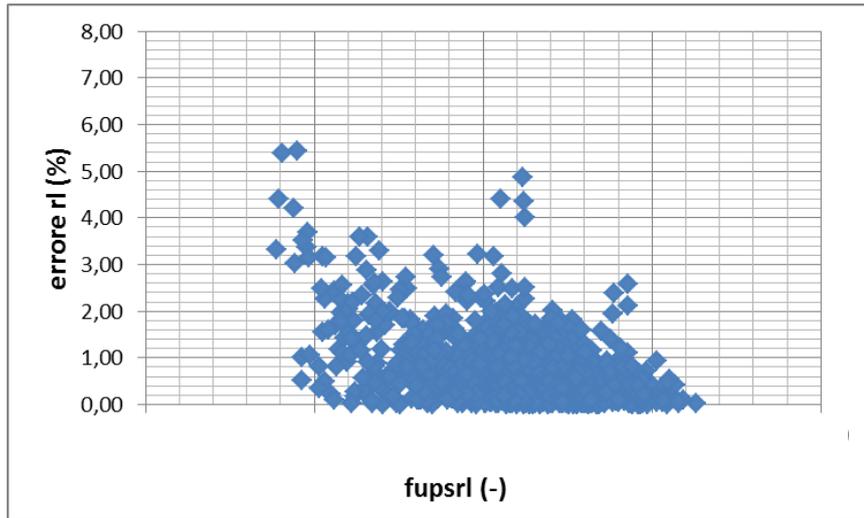


Figura 5.19: errore sull' rI in percentuale in funzione del $fupsrl$ calcolato da MapFit durante l'ottimizzazione

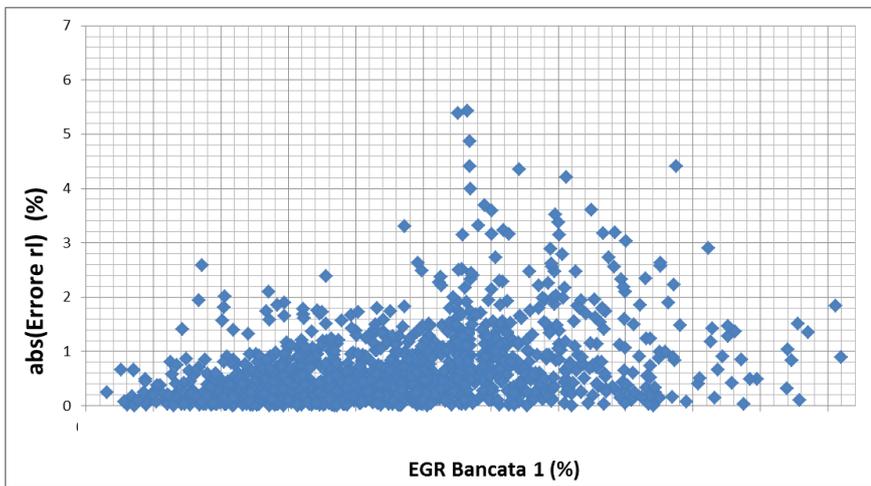


Figura 5.20: errore sull' rI in percentuale in base al valore di EGR in output dalla simulazione GT Power

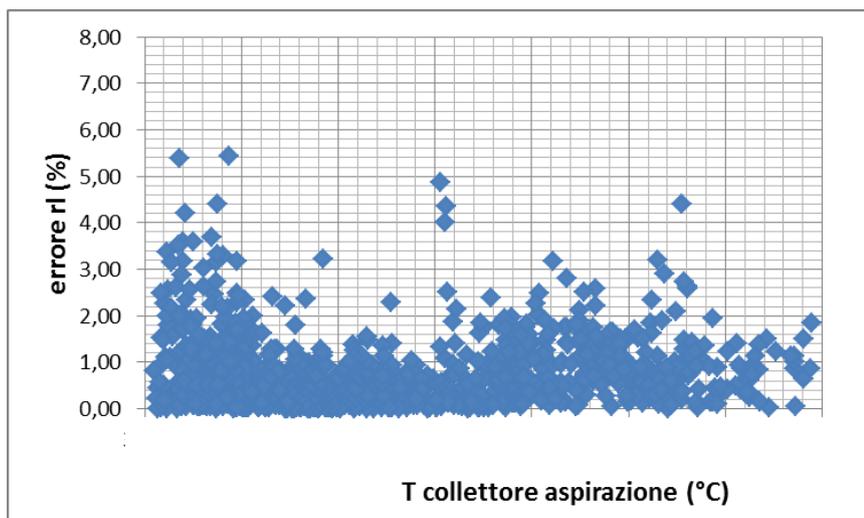


Figura 5.21: errore sull' rI in percentuale in base al valore di T collettore aspirazione in output dalla simulazione GT Power

Per quanto riguarda MapFit, dapprima è stato speso del tempo per capirne il funzionamento e i gradi di libertà che si hanno a disposizione per tentare di rendere il risultato più accurato e il processo di ottimizzazione più adatto al lavoro da svolgere. In seguito si è provato a modificare alcune di queste leve:

- Coefficiente di smoothness: range consigliato [0.2, 1], maggiore è il valore del coefficiente, minore è la spigolosità delle mappe ma maggiore è l'”errore” sulla superficie delle mappe. Di solito è posto a 1.
- Mappe da ottimizzare: si è lanciato il programma ottimizzando ogni volta una selezione diversa di mappe e vettori da ottimizzare, ma ottenendo scarsi risultati.
- Modifica del bit che permette di passare dall'utilizzo del valore apertura farfalla al rapporto pressione collettore aspirazione/pressione monte farfalla (di cui si è già parlato al paragrafo 5.1.3).
- Configurazione: temperatura aria in ingresso misurata dalla ECU modificata da monte farfalla a collettore aspirazione (dove il sensore è effettivamente posizionato).

In conclusione, a valle di tutte le modifiche eseguite, sono stati ottenuti il 3.3% di punti operativi con errore $> 2\%$ tra r_l simulato da GT ed r_l stimato da MapFit. Le ultime due leve modificate saranno mantenute per tutto il lavoro di tesi, mentre il coefficiente di smoothness sarà riportato a 1 in quanto ridurlo non apporta un significativo cambiamento, come verrà esplicitato al paragrafo successivo.

5.1.4.2) Risultati del terzo metodo

Con il metodo spiegato alla sezione 5.1.3, sono stati simulati 795 punti operativi a cui sono stati successivamente applicati, in base ai valori sperimentali, i seguenti filtri:

- Giri turbo $<$ storico del massimo valore sperimentale
- BMEP $<$ storico del massimo valore sperimentale
- Trapping Ratio > 0.97
- Rimossi eventuali punti operativi accidentalmente duplicati

In questo modo i punti simulati sono stati ridotti a 660 e di questi si è andati a verificare la percentuale dei punti operativi simulati che non ha raggiunto il valore target demandato al PID (su WG o THR in base al punto operativo) entro la tolleranza

imposta: l'oscillazione del valore effettivo deve rientrare entro il 3% di variazione dal valore target per 5 cicli consecutivi. In particolare si ha:

- 2.27 % di punti operativi con errore sull'rl maggiore di $\pm 2\%$
- 0 % di punti operativi con errore sull'rl maggiore di $\pm 5\%$

Il secondo risultato è talmente tanto positivo da destare qualche sospetto, che sarà analizzato meglio più avanti.

Di seguito vengono riportati gli stessi grafici utilizzati per l'analisi dati del metodo di simulazione precedente. Anche con questo metodo è possibile affermare che i due rl siano ben correlati (figura 5.25).

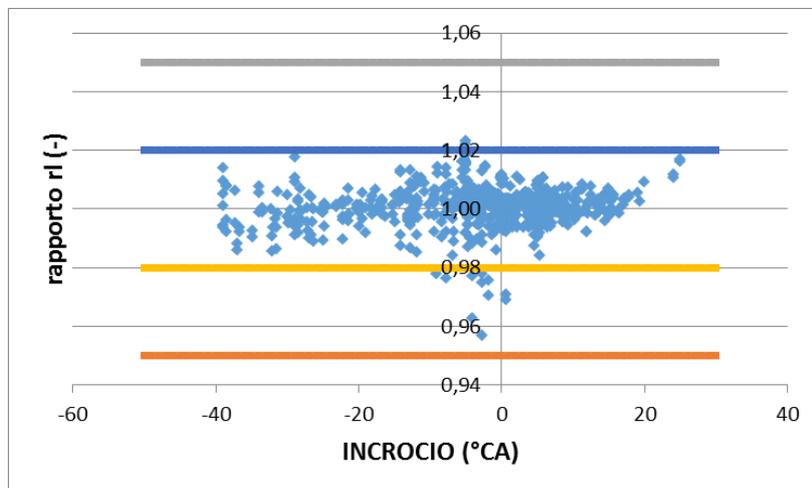


Figura 5.22: errore sull'rl in funzione del valore di incrocio valvole, motore 1, metodo 3

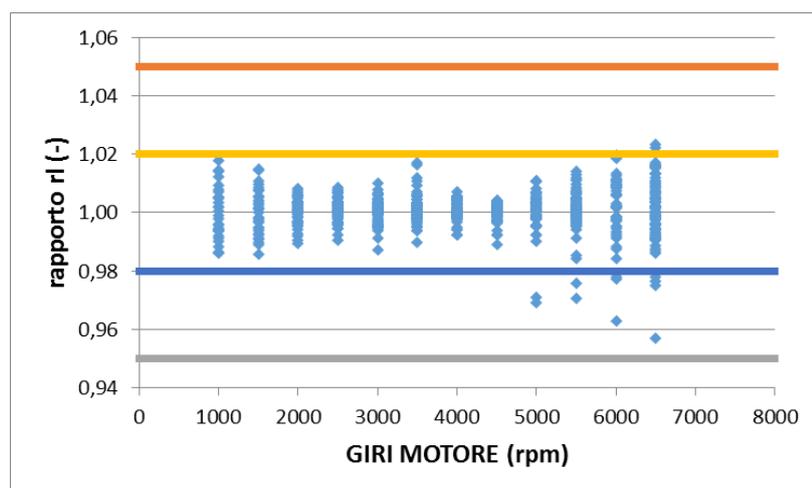


Figura 5.23: errore sull'rl in funzione del valore di giri motore, motore1, metodo 3

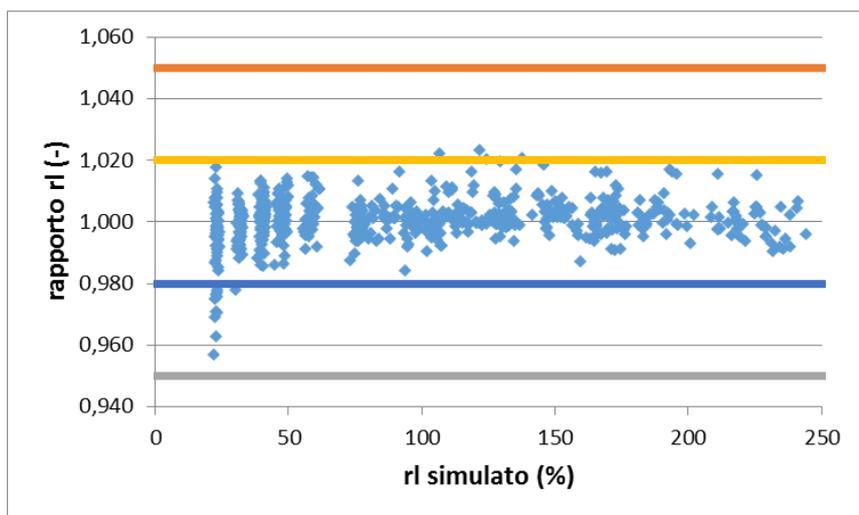


Figura 5.24: errore sull'rl in funzione del valore di rl simulato, motore 1, metodo 3

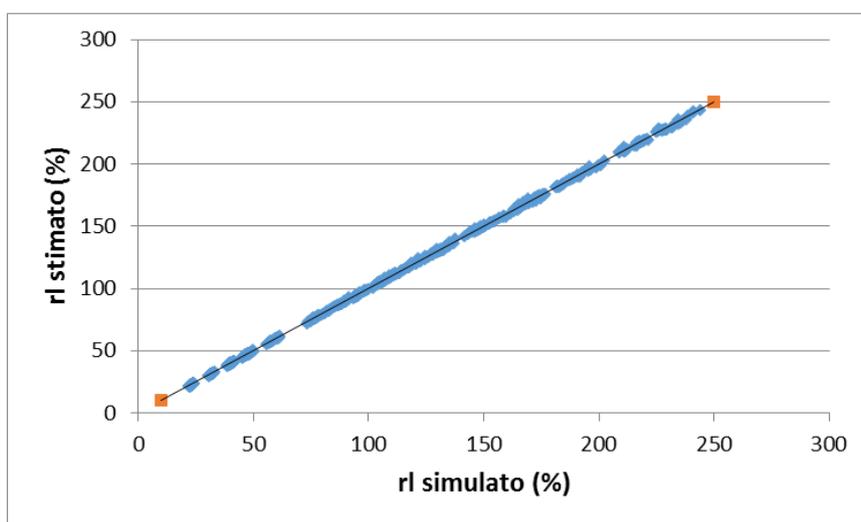


Figura 5.25: rl stimato da MapFit vs rl simulato da GT, motore 1, metodo 3

Con il nuovo metodo di simulazione è possibile affermare che i punti operativi fuori tolleranza sono veramente esigui, anche se questi si posizionano ancora una volta a bassi valori di rl simulato (figura 5.24), ad alti giri motore (figura 5.23) e ad incrocio quasi nullo (figura 5.22). La correlazione tra i due rl risulta essere sempre più elevato delle attese.

Per quanto riguarda le mappe ottenute a seguito dell'ottimizzazione, queste sono state modificate a partire dalla stessa calibrazione utilizzata per il metodo di simulazione precedente. Sono di seguito riportate le mappe di riferimento (prima immagine) con le corrispondenti mappe create in MapFit (seconda immagine):

- *Correzione per fattore di conversione da pressione a carico*

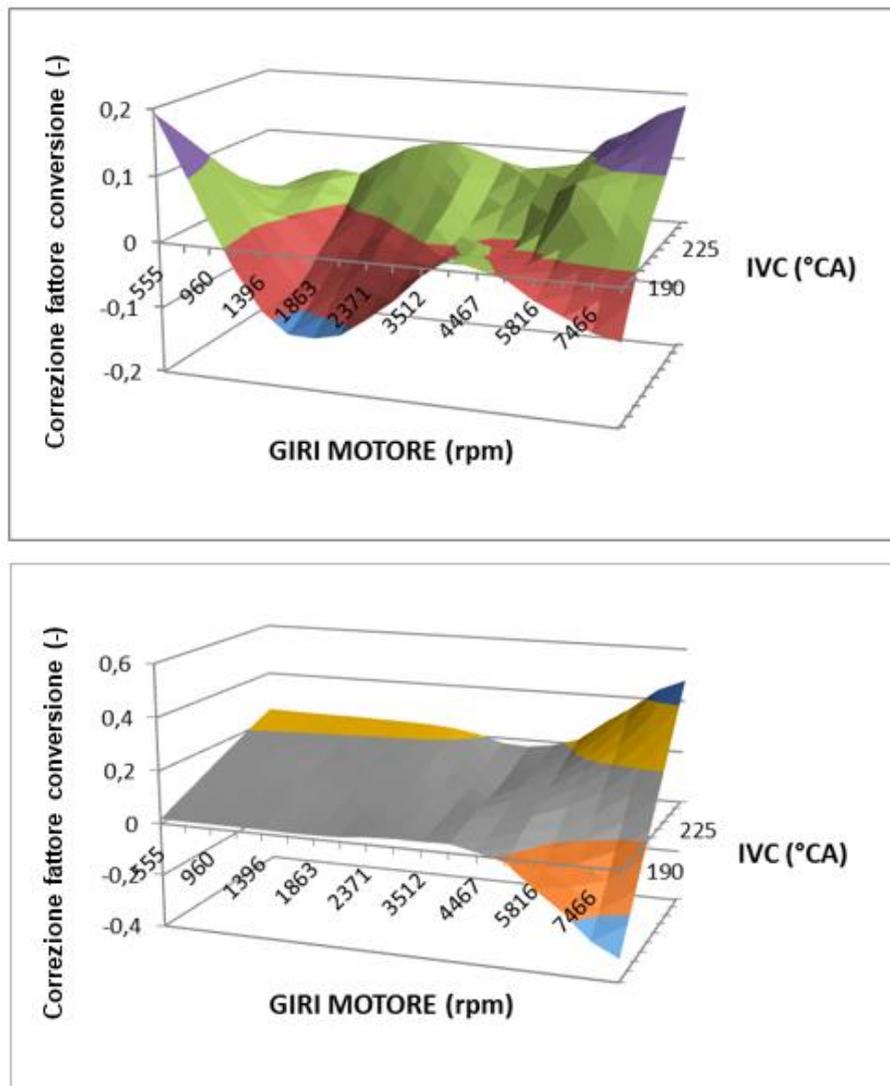


Figura 5.26: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per il fattore di conversione da pressione a carica, motore 1, metodo 3

- *Correzione per offset di correzione pulsazione da p_s a p_{cc}*

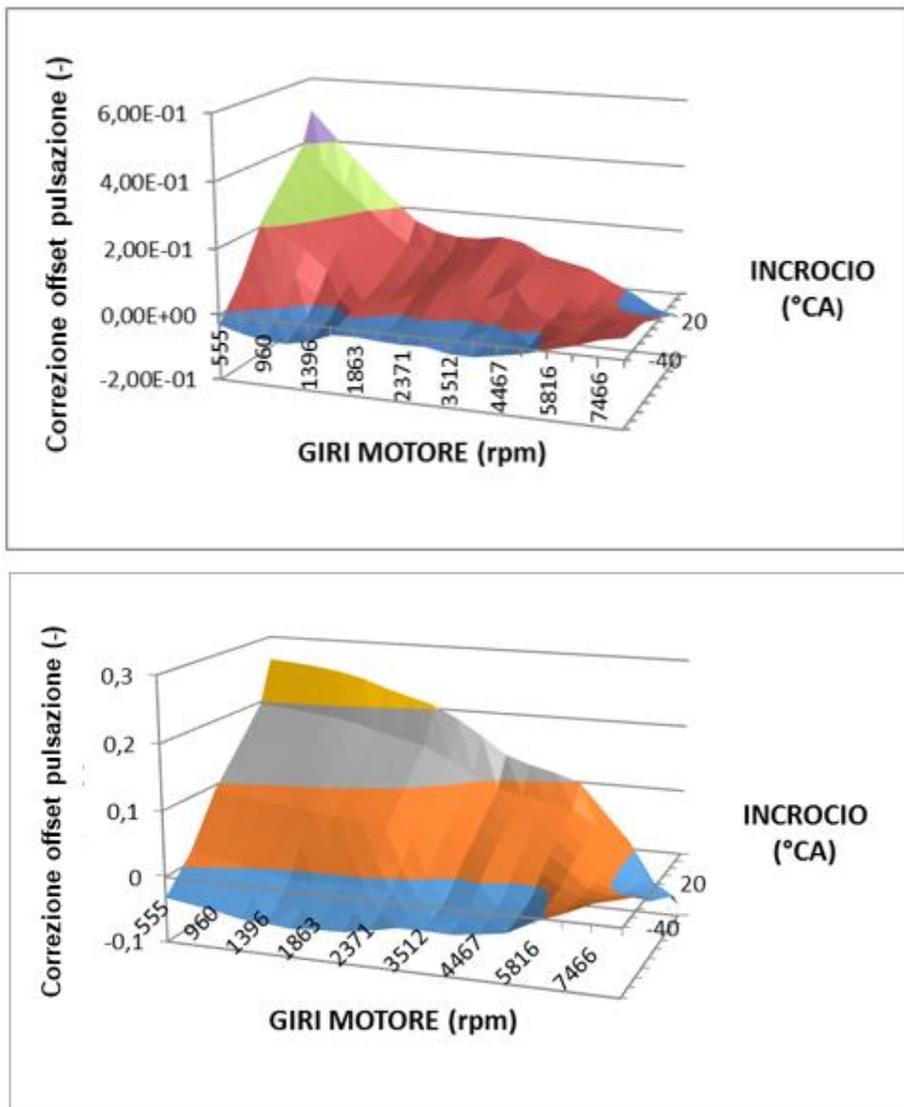


Figura 5.27: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per l'offset da P collettore a P camera, motore 1, metodo 3

- *Correzione per fattore di conversione da pressione a carico in WOT*

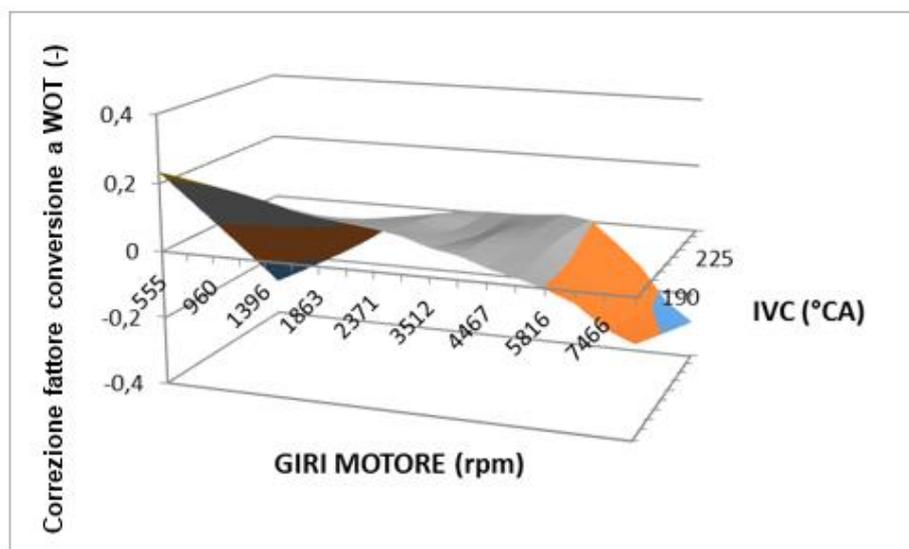
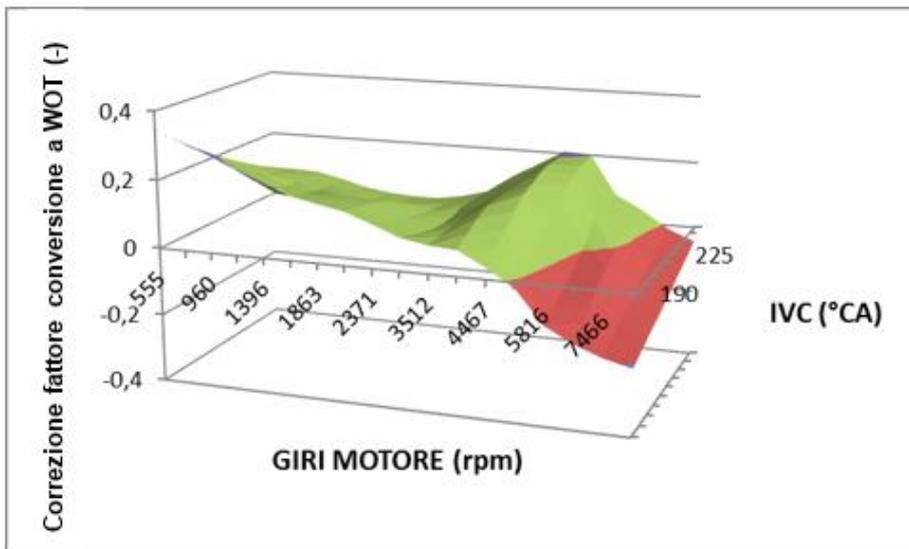


Figura 5.28: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per il fattore di conversione pressione in carica a WOT, motore 1, metodo 3

- *Correzione per offset di correzione pulsazione da p_s a p_{cc} in WOT*

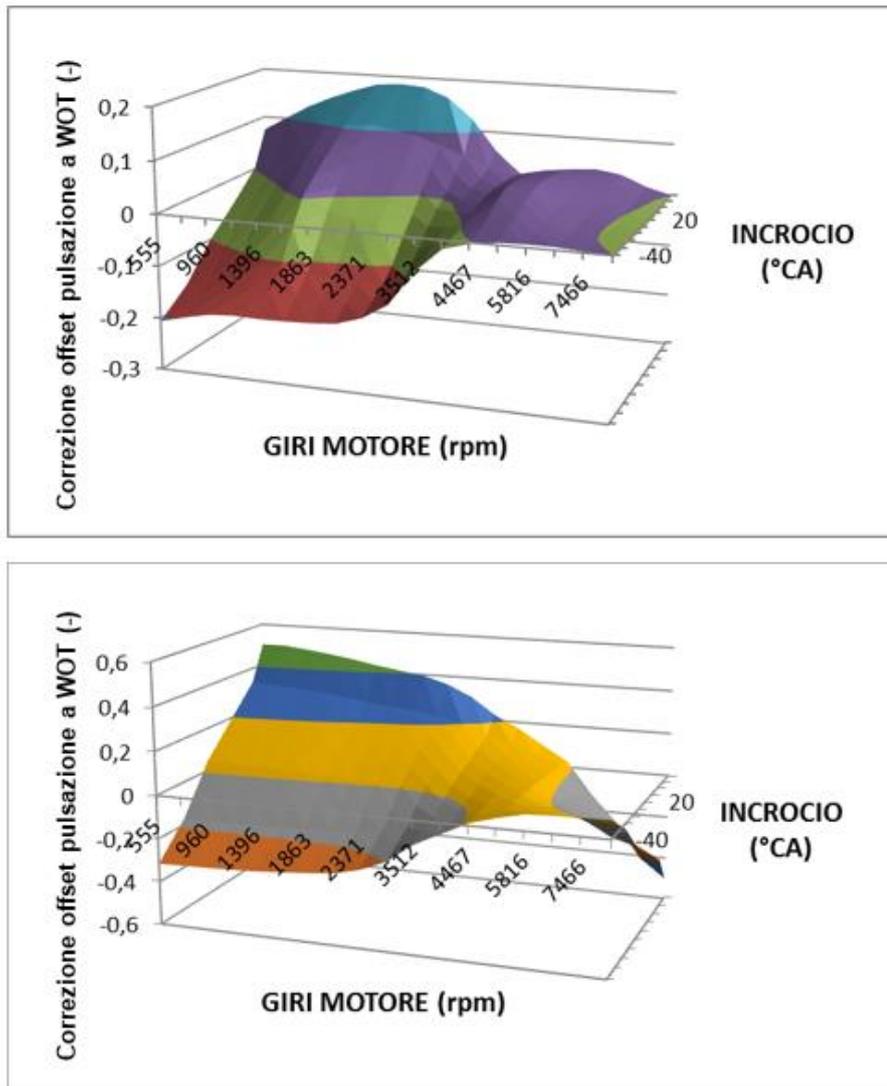


Figura 5.29: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per l'offset da P collettore a P camera a WOT, motore 1, metodo 3

- *Fattore di interpolazione per il calcolo dell'effettiva contro pressione allo scarico per il modello di EGR interno*

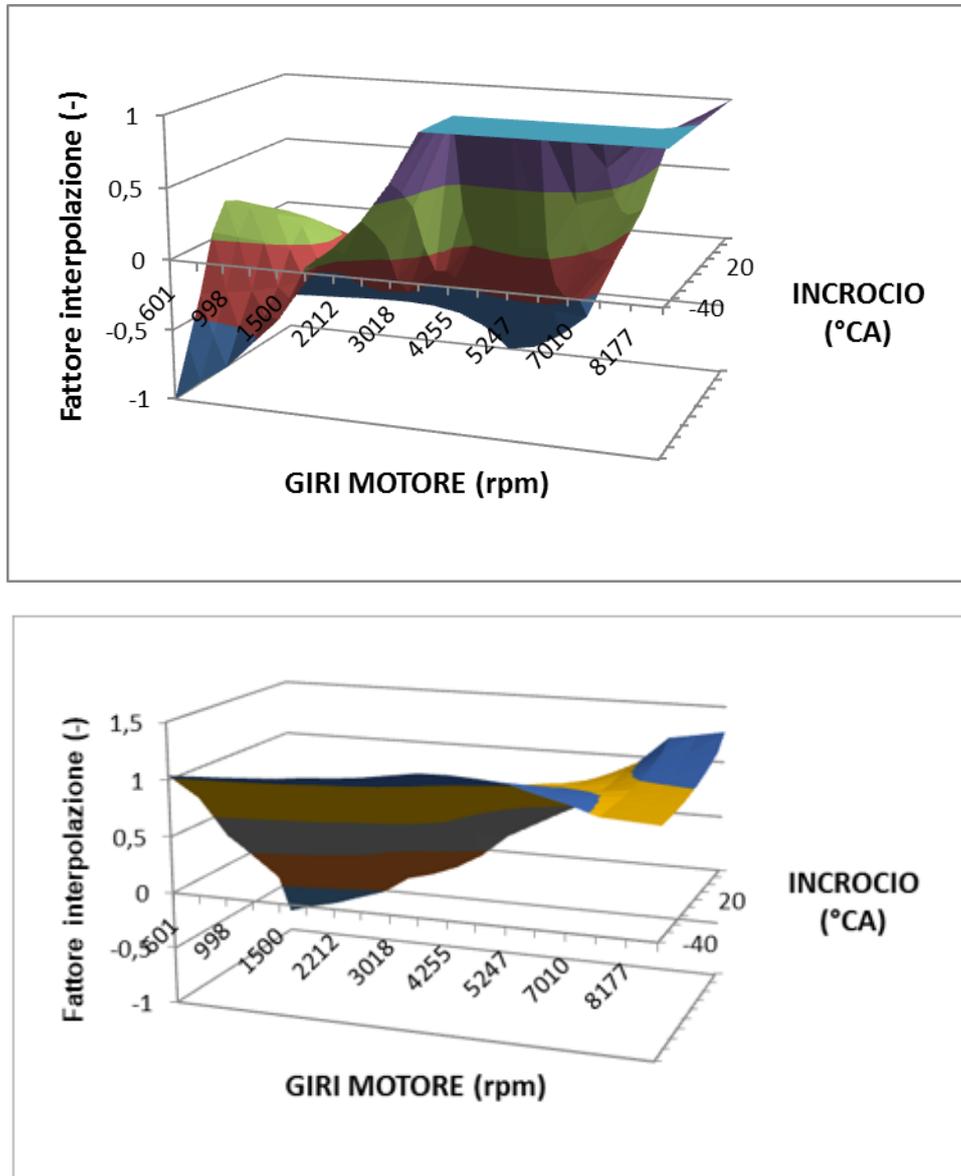


Figura 5.30: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per il fattore di interpolazione per EGR, motore 1, metodo 3

- *Correzione del rapporto tra contro pressione allo scarico e pressione in camera di combustione durante l'incrocio, per gas inerti re-aspirati*

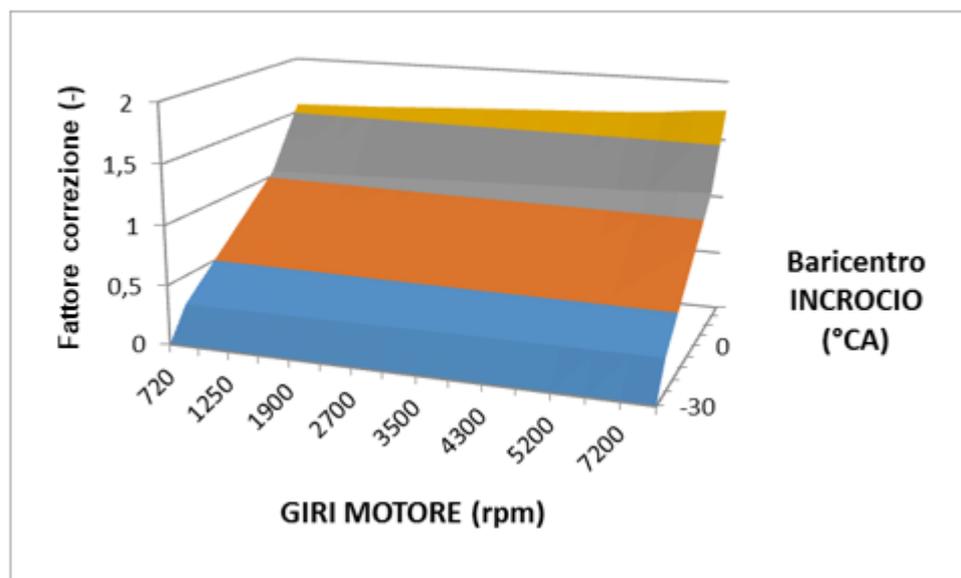
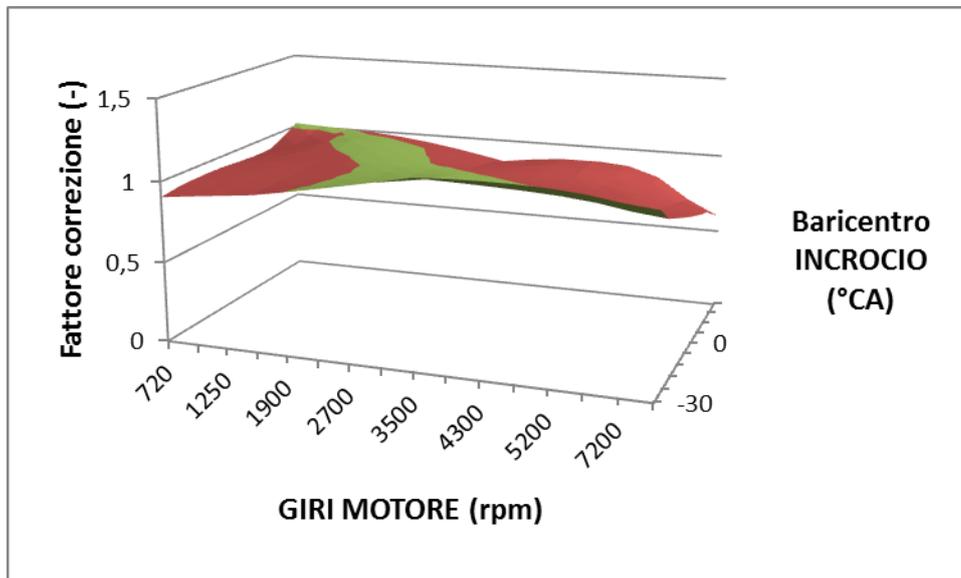


Figura 5.31: correzione del rapporto $P_{\text{scarico}}/P_{\text{camera}}$, motore 1, metodo 3

Con questo nuovo metodo si evince un certo miglioramento della forma e dell'andamento delle mappe, pagato però con un netto peggioramento delle ultime due mappe mostrate (figure 5.30 e 5.31): queste, già oggetto di discussione durante l'ottimizzazione con il precedente metodo di simulazione, acquistano qui un andamento completamente opposto rispetto a quello di riferimento, specialmente per quanto riguarda la mappa di correzione del rapporto tra contro pressione allo scarico e pressione in camera di combustione.

Per meglio comprendere le reali differenze tra mappe di riferimento e mappe ottimizzate con i dati di GT Power, queste sono state graficate tramite il software MathWorks MatLab in un grafico 3D che le comprende entrambe. In APPENDICE B è possibile vederne il risultato sia per il caso sopra descritto, sia per il caso in cui si sia imposto $\text{smoothness} = 0.2$. Viene riportato inoltre lo script utilizzato a tal scopo.

Alla luce dell'analisi svolta, risulta chiaro come la calibrazione di partenza sia troppo simile a quella di riferimento: le percentuali di punti operativi ottenuti con errore sull'rl fuori tolleranza sono fin troppo basse rispetto alle aspettative, al punto da otterne una nulla (tolleranza $\pm 5\%$). Partendo da questo risultato e indagando a ritroso sul metodo utilizzato, è risultato chiaro come si fosse partiti, per eseguire l'ottimizzazione, da una calibrazione già in parte ottimizzata al banco, e quindi, che non può essere considerata valida ai fini dell'esecuzione e dello sviluppo del loop esecutivo. Si è definito infatti, che una delle caratteristiche fondamentali richieste al metodo ottimale per eseguire il loop mostrato al sottocapitolo 1.2, è proprio quella di riuscire a calibrare la portata di aria in ingresso al motore su un ampio range di punti operativi, partendo da un motore totalmente diverso da quello oggetto dell'ottimizzazione.

La calibrazione di partenza qui utilizzata inoltre, pur essendo il riferimento ottimale dell'intero processo di ottimizzazione svolto, non porta a un'esatta convergenza delle mappe ottimizzate con quelle di partenza, mostrando come il modello GT e il metodo utilizzato siano ancora acerbi.

Sarà necessario utilizzare una calibrazione realisticamente diversa, da cui effettivamente si partirebbe in futuro per sviluppare un motore del tutto nuovo, ed esplorare quali possano essere i "difetti" del modello GT e del metodo utilizzato, al fine di renderli maturi ed adeguati al processo di ottimizzazione che si intende svolgere. (si veda il capitolo 6).

5.1.5) Analisi grafica

Al termine dello svolgimento del loop esecutivo su questo primo motore, sono state eseguite alcune analisi dati più approfondite per valutare l'effettiva bontà di quest'ultimo metodo di simulazione utilizzato, far emergere quale sia la zona che presenta maggiormente un errore fuori tolleranza e quali siano le caratteristiche di questa zona. Si è giunti quindi alle seguenti conclusioni:

- Con questo ultimo metodo la pressione collettore aspirazione è stata spazzolata effettivamente su tutto il range operativo del motore, come si nota dalla figura 5.32 sottostante, dove sono stati selezionati nell'asse delle ascisse tutti i valori di giri motore simulati e nell'asse delle ordinate tutti i valori di pressione collettore aspirazione simulati:

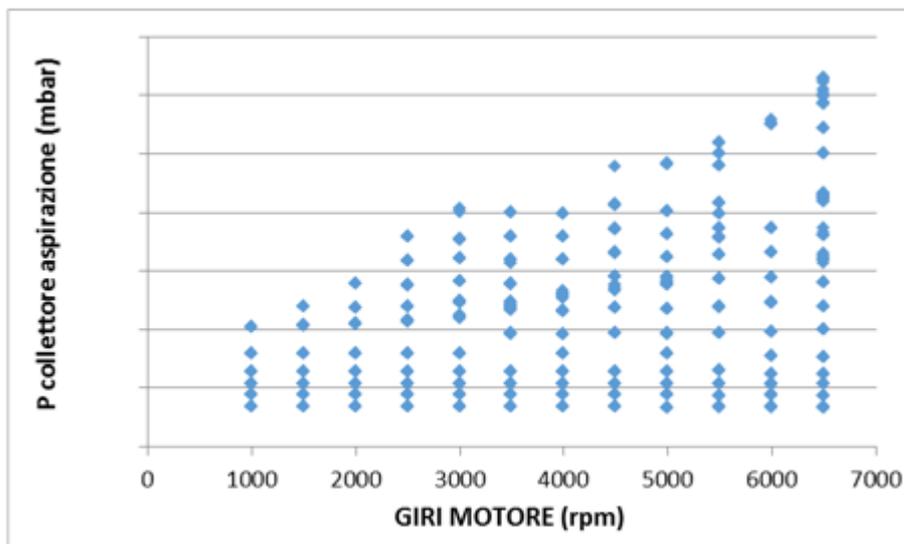


Figura 5.32: P collettore aspirazione spazzolata nella simulazione, in funzione del valore di giri motore

- Al fine di comprendere meglio le interazioni tra le varie grandezze date in input a MapFit e provenienti da una simulazione monodimensionale, è stato sviluppato uno script in MatLab che creasse grafici di tutte le grandezze significative per lo sviluppo della calibrazione della stima della portata di aria in ingresso al motore, ognuna in funzione delle rimanenti grandezze di interesse. I risultati, le conclusioni e lo script utilizzato possono essere visualizzati in APPENDICE C.
- Infine, sempre attraverso uno script MatLab, è stata effettuata un'analisi che mira a circoscrivere la zona con errore sull'rl fuori dalla tolleranza stabilita. Nei grafici sottostanti (figure da 5.33 a 5.40) si è esplorata l'interazione di

ogni grandezza in input a MapFit e tutte quelle ritenute di interesse per la calibrazione della portata di aria in ingresso al motore, in relazione all'errore tra r_l simulato da GT e quello stimato da MapFit. In questo caso l'errore è visto come percentuale e non più come rapporto, tramite la formula 5.3. Lo script utilizzato per questa analisi è riportato in APPENDICE D.

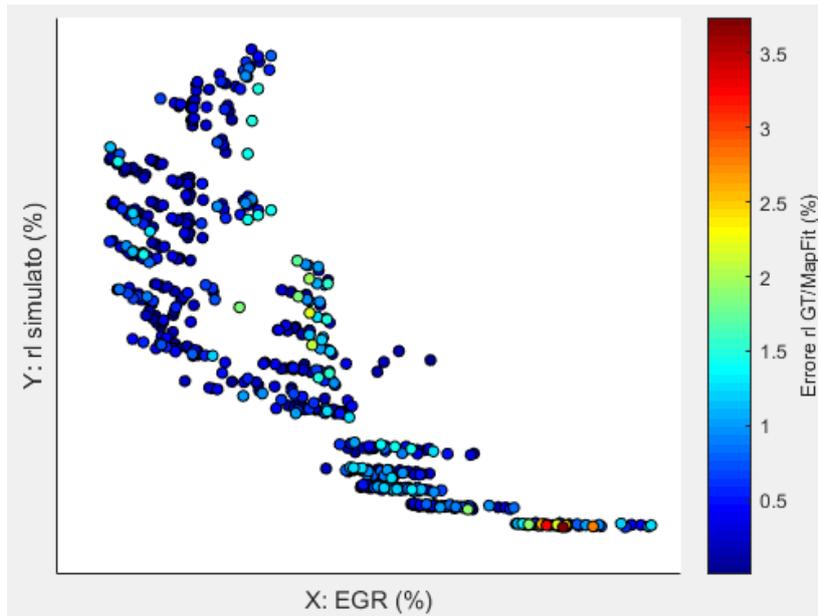


Figura 5.33: errore sull' r_l in percentuale in funzione dell'interazione tra r_l simulato ed EGR

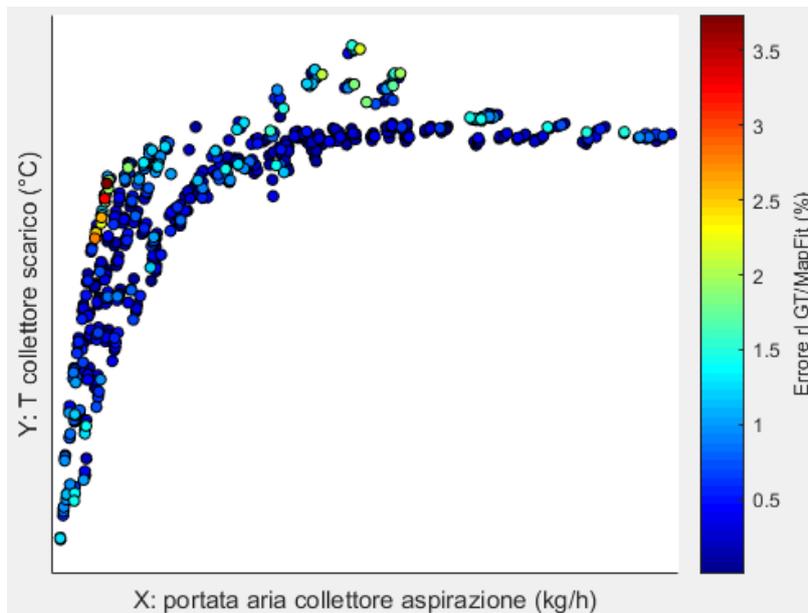


Figura 5.34: errore sull' r_l in percentuale in funzione dell'interazione tra T collettore scarico/portata aria nel collettore aspirazione

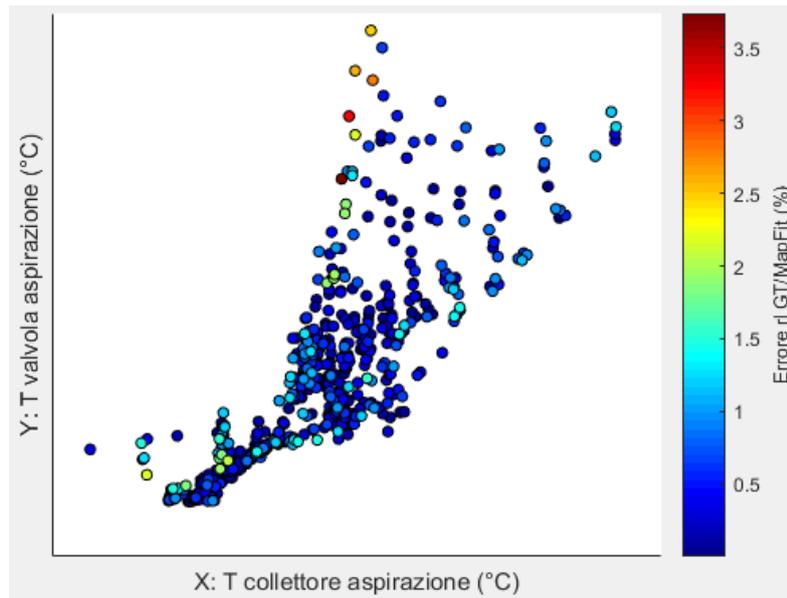


Figura 5.35: errore sull' r_l in percentuale in funzione dell'interazione tra T valvola aspirazione/ T collettore aspirazione

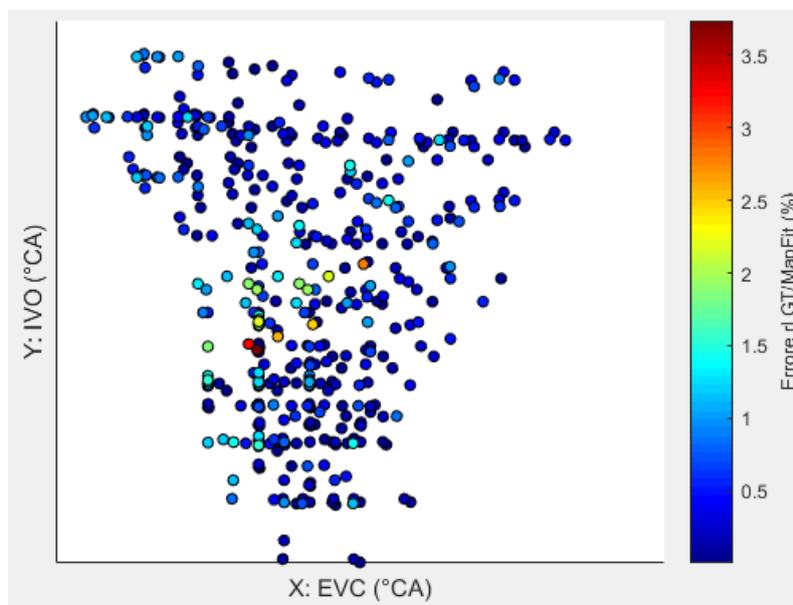


Figura 5.36: errore sull' r_l in percentuale in funzione dell'interazione tra IVO ed EVC

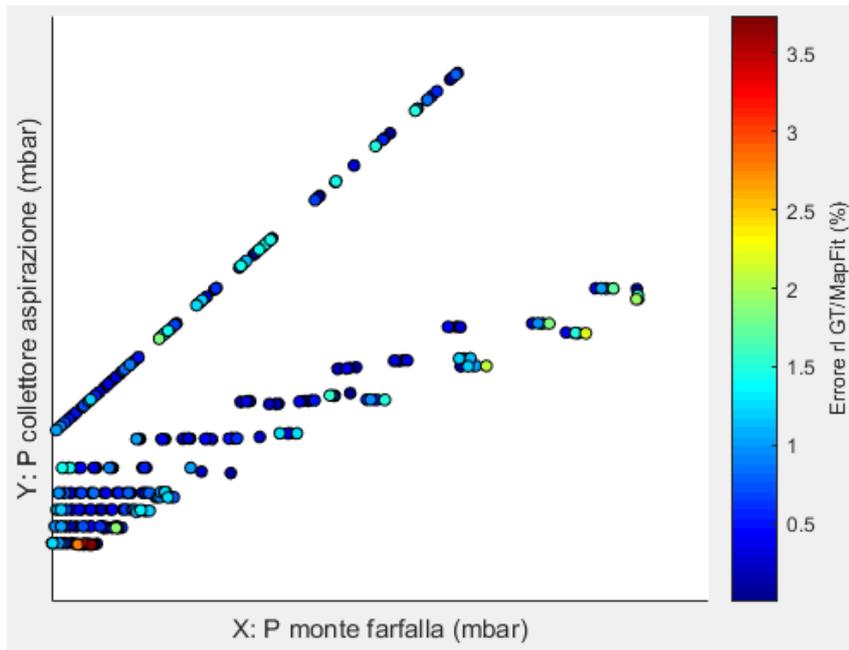


Figura 5.37: errore sull' r_l in percentuale in funzione dell'interazione tra P collettore aspirazione e P monte farfalla

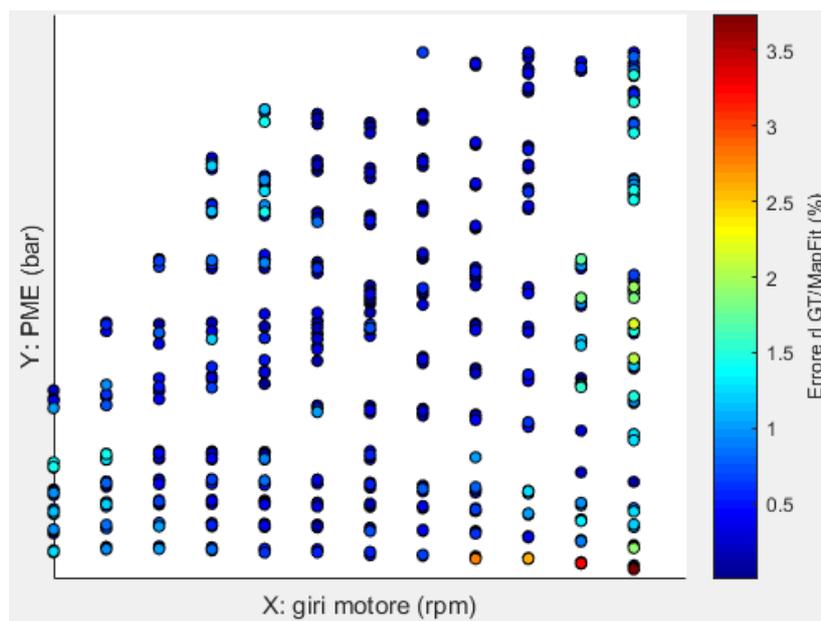


Figura 5.38: errore sull' r_l in percentuale in funzione dell'interazione tra PME e giri motore

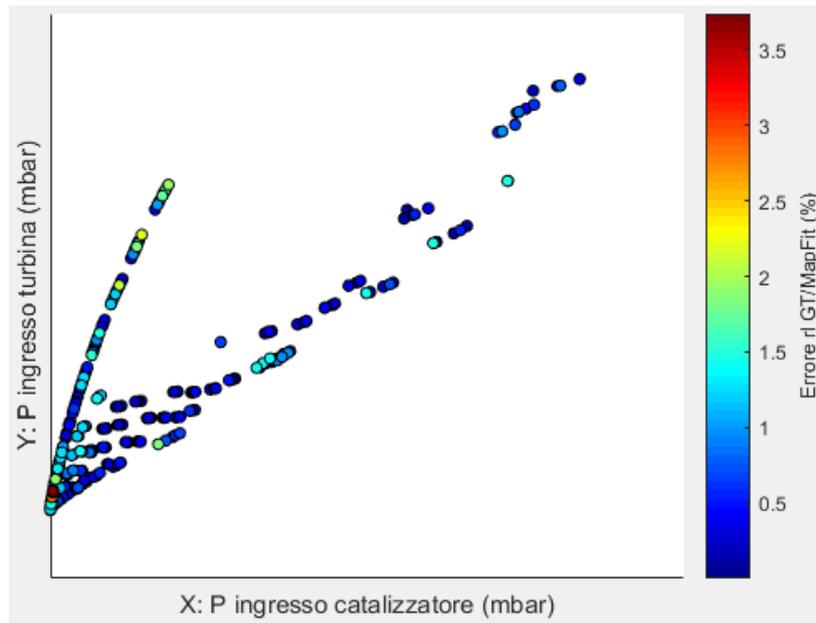


Figura 5.39: errore sull' r_l in percentuale in funzione dell'interazione tra P ingresso turbina e P ingresso catalizzatore

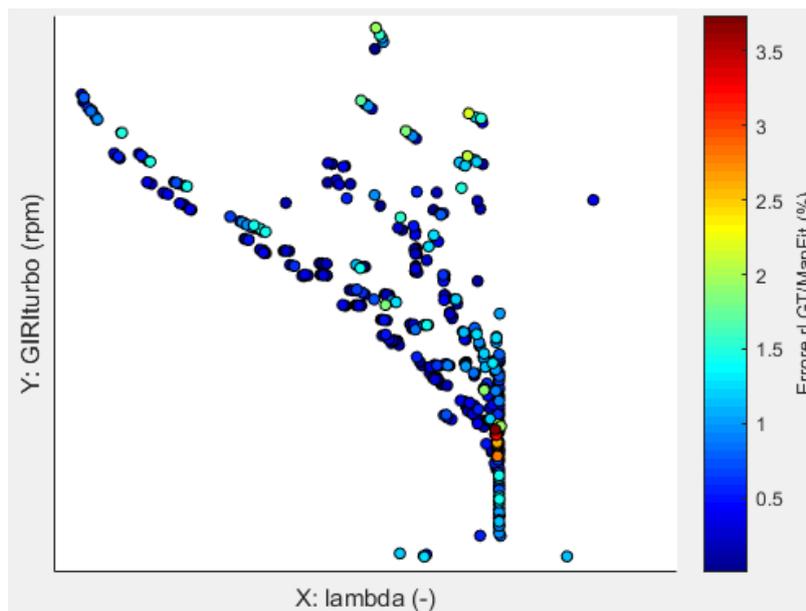


Figura 5.40: errore sull' r_l in percentuale in funzione dell'interazione tra giri turbo e lambda

I grafici sono stati strutturati in modo da avere una delle possibili interazioni tra due grandezze di interesse nel piano XY, e valutare l'errore nell'asse Z senza aver bisogno di mostrare l'asse stesso: il colore dei punti è infatti indicativo del valore in percentuale dell'errore. Non avendo ottenuto alcun valore con errore sull' $r_l > 5\%$, si sono considerati i punti con errore sull' $r_l > 2\%$, cioè quelli nella banda di colore da giallo a rosso scuro. Considerando solo questi pochi punti si ha:

- Lambda circa stechiometrico
- Giri turbo bassi
- Pressione in ingresso alla turbina e al catalizzatore basse
- Giri motore elevati e PME bassa
- Valori di variatori in un intorno di IVO = 0°CA ed EVC = 0°CA
- Pressione collettore aspirazione inferiore alla pressione ambiente
- Temperatura alle valvole di aspirazione elevata
- RI basso
- EGR interno elevato
- Temperatura nel collettore di scarico elevata
- Portata di aria nel collettore aspirazione bassa

Il punto operativo selezionato, ovvero un punto ad elevati giri motore e bassa PME, comporta un ri basso, bassa pressione di sovralimentazione, bassi giri turbo e una pressione collettore aspirazione inferiore alla pressione ambiente. Questo punto non sarà controllato in WOT e tramite WG, per cui è normale che avendo la valvola a farfalla abbondantemente chiusa, la portata di aria nel collettore aspirazione sia bassa. Il dato che ha invece destato sospetto sull'affidabilità del modello di simulazione è l'elevata temperatura nel collettore di scarico e alle valvole di aspirazione: mentre la seconda si potrebbe spiegare con l'elevata presenza di EGR interno (i gas ricircolati sono infatti molto più caldi dell'aria fresca), la prima non trova spiegazione plausibile. Tramite un successivo confronto con il gruppo simulazione, è stato appurato che il modello non era aggiornato con tutti i dati sperimentali: non sarebbe un problema, è proprio quello che si vuole fare, ma allo stesso tempo espone a rischi di inaccuratezza. Problemi di sovrastima/sottostima delle varie temperature allo scarico sono molto comuni in letteratura [11], [12], [13]: la zona di scarico infatti, è quella che interessa una potenza termica scambiata maggiore, per cui anche un piccolo errore nell'impostazione dei coefficienti di scambio termico o nelle condizioni iniziali del solutore agli elementi finiti di GT, si ripercuote in un errore significativo nei risultati della simulazione.

Il lavoro su questo motore è stato purtroppo interrotto qui perché il motore non era più disponibile in azienda.

5.2) Motore 2

Al termine forzato del lavoro sul motore 1, in comune accordo con il gruppo di simulazione, si è deciso di optare per un diverso motore su cui poter sia effettuare il loop esecutivo, sia testarne i risultati al banco.

Un primo modello immediatamente disponibile è stato quello di un motore sempre con iniezione GDI, non più al banco, ma di cui si avevano a disposizione numerosi dati sperimentali per eseguire i dovuti confronti.

Il modello GT Power utilizzato per la simulazione di questo motore è riportato in APPENDICE E.

5.2.1) Simulazioni

Per questo modello è stato simulato un set di dati ottenuti secondo il metodo descritto alla sezione 5.1.3 per il motore precedentemente analizzato, nelle modalità seguenti:

- Sweep di giri motore da 1000 a 7000 rpm, con passo di 250 rpm fino a 2500 rpm e, in seguito, con passo di 500 rpm.
- Per ogni step di rpm, è stato eseguito uno sweep di pressione collettore aspirazione arbitrario (con passo di 100 mbar, limitandosi ai valori minimo e massimo sperimentali)
- Per ogni step di pressione collettore aspirazione, è stato eseguito uno sweep di VVT come descritto dalla sezione 5.1.3.

Si ottengono così 865 punti. Per i risultati di queste simulazioni e per i successivi, sono state prese in output direttamente dal modello anche la temperatura motore, la pressione ambiente e la temperatura olio nella testa.

5.2.2)MapFit

Per lo studio di questo modello motore, si è fatto un primo passo per capire quanto il modello GT Power e quanto l'ottimizzatore MapFit siano affidabili, oltre al consueto step di ottimizzazione della calibrazione di partenza in base ai dati in output da GT.

A scopo di valutare l'operato di MapFit, come primo step si è cercato di capire da che errore di base sull'rl si partiva, cioè si è cercato di capire quale fosse l'errore comunque presente nella calibrazione ottimizzata dopo le tradizionali prove al banco: sono stati inseriti in MapFit una calibrazione del motore 2 ottimizzata al banco con in input i dati

di un piano quotato dello stesso motore, contenente dati sperimentali. L'errore sull'rl con tolleranza $\pm 5\%$ si posiziona al 6.37 % di punti operativi.

Per valutare invece l'affidabilità del modello GT Power, sempre in MapFit è stata prima solo simulata la calibrazione di partenza dell'ottimizzazione associandola ai dati in input sperimentali, già utilizzati sopra. In questo modo è stato possibile vedere l'errore sull'rl che avrebbe dato la calibrazione di partenza se fosse stata messa senza alcuna modifica al banco e, se e quanto GT Power potrebbe ridurre questo errore. Da questa prova è emerso un 58.82 % di punti operativi con errore superiore a $\pm 5\%$.

Il set di dati in output da GT invece, dopo essere stato sottoposto ai soliti "filtri" di PME (massima in base ai dati sperimentali), giri albero gruppo turbocompressore (massimi per protezione componente), surge margin e trapping ratio, si è ridotto a 765 punti simulati, che sono stati inseriti come input in MapFit. A seguito delle considerazioni fatte a valle del lavoro sul motore 1, è stato deciso di far partire l'ottimizzazione delle mappe di interesse in MapFit dalla calibrazione del motore da cui, anche sperimentalmente, si è partiti per ottimizzare la calibrazione del motore 2; inoltre questo è un motore sufficientemente diverso da quello oggetto di studio in questo capitolo, tale da poter fornire un'effettiva valutazione del valore aggiunto che porterebbe il metodo, una volta maturo.

Al termine dell'ottimizzazione è stato ottenuto il 25.35 % di punti operativi fuori dalla tolleranza ($\pm 5\%$), mentre l'analisi dati a seguire ha fornito i risultati sottostanti:

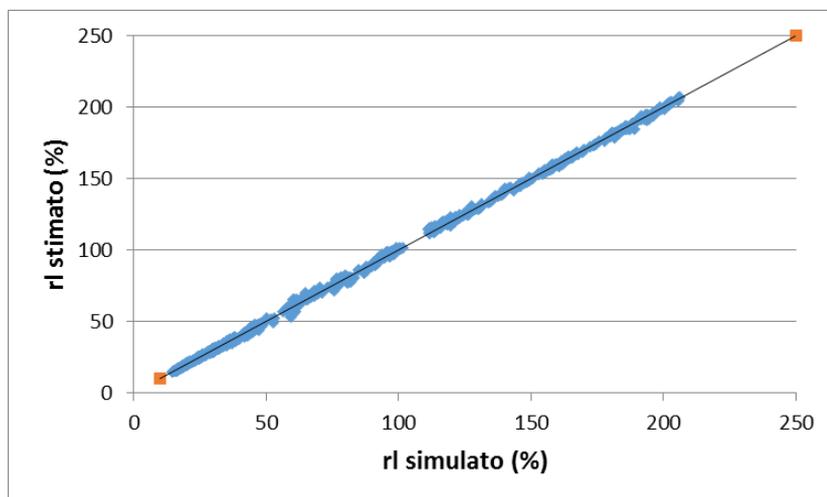


Figura 5.41: correlazione tra rl stimato da MapFit ed rl simulato da GT Power

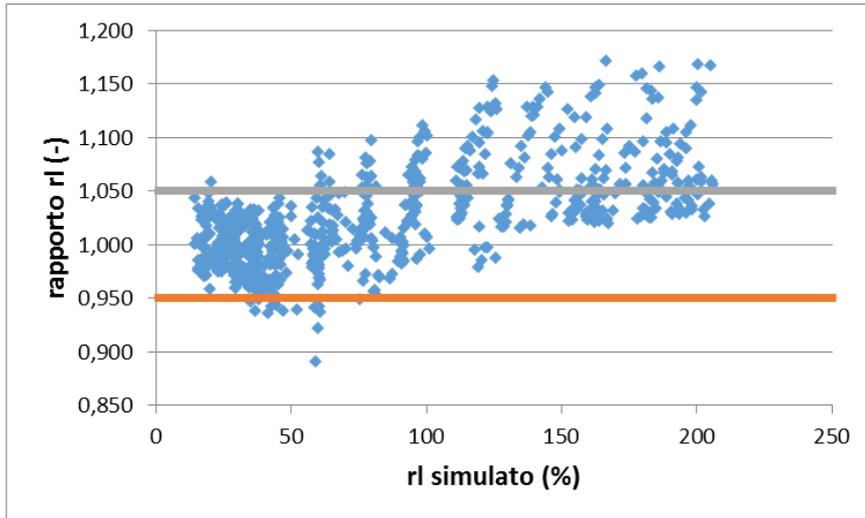


Figura 5.42: errore sull'rl in funzione dell'rl simulato da Gt Power

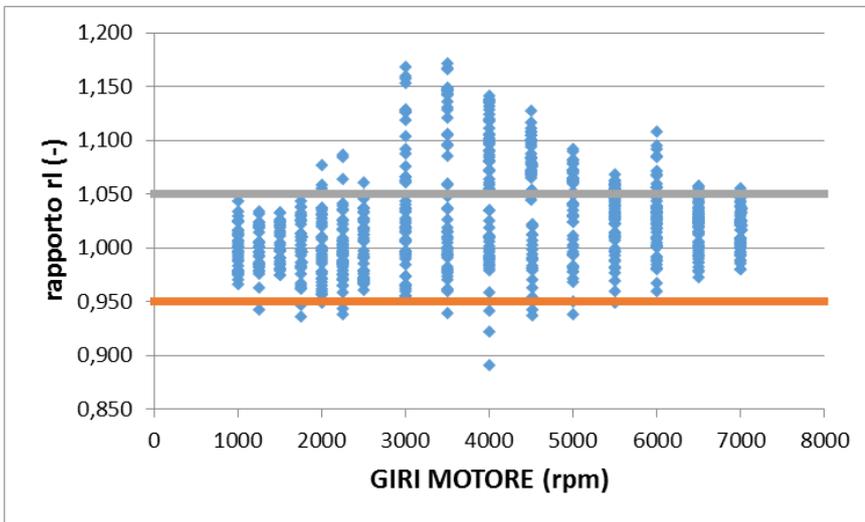


Figura 5.43: errore sull'rl in funzione del valore di giri motore

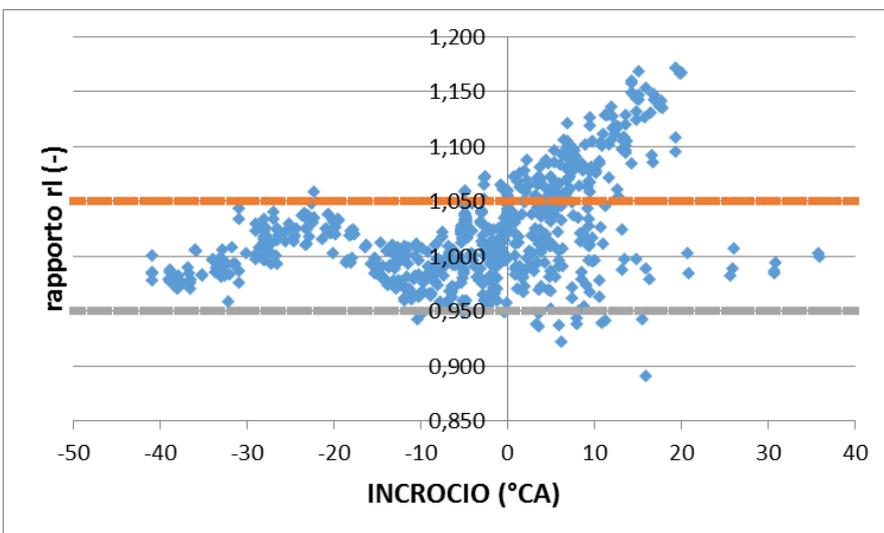


Figura 5.44: errore sull'rl in funzione del valore di incrocio valvole

La correlazione tra i due ri considerati risulta essere più che soddisfacente (figura 5.41): questo risultato può dirsi atteso, poiché il modello fornito è calibrato con i dati sperimentali su tutto il piano di funzionamento del motore.

Per quanto riguarda l'andamento dell'errore, è possibile individuare un andamento crescente dell'errore all'aumentare del carico aria (ri, figura 5.42) e un andamento fortemente crescente dell'errore all'aumentare dell'incrocio valvole (figura 5.44).

Un andamento diverso si vede nei giri motore (figura 5.43), dove l'errore è maggiormente presente a valori intermedi: questo comportamento andrà analizzato successivamente anche in base ai valori di EGR riscontrati e ad ulteriori parametri motoristici, al fine di comprenderne la motivazione.

Le mappe ottenute da questa ottimizzazione, a confronto con quelle calibrate al banco sono invece mostrate di seguito (viene mostrata prima la mappa calibrata al banco e poi quella ottimizzata in base ai dati GT):

- *Correzione per fattore di conversione da pressione a carico*

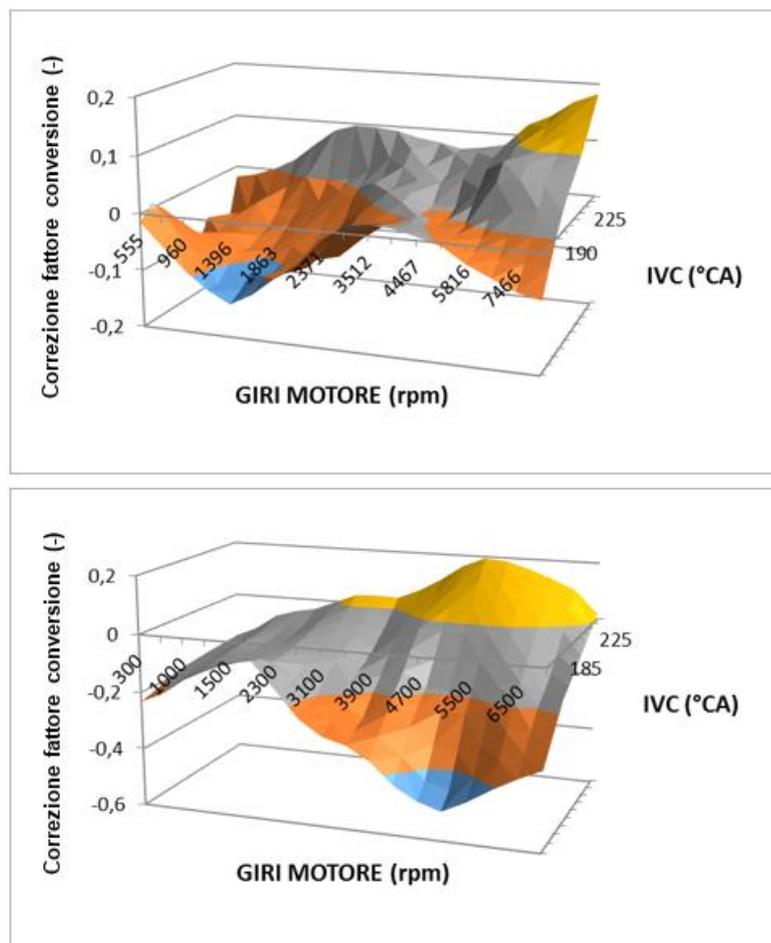


Figura 5.45: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per il fattore di conversione da pressione a carico, motore 2

- Correzione per offset di correzione pulsazione da p_s a p_{cc}

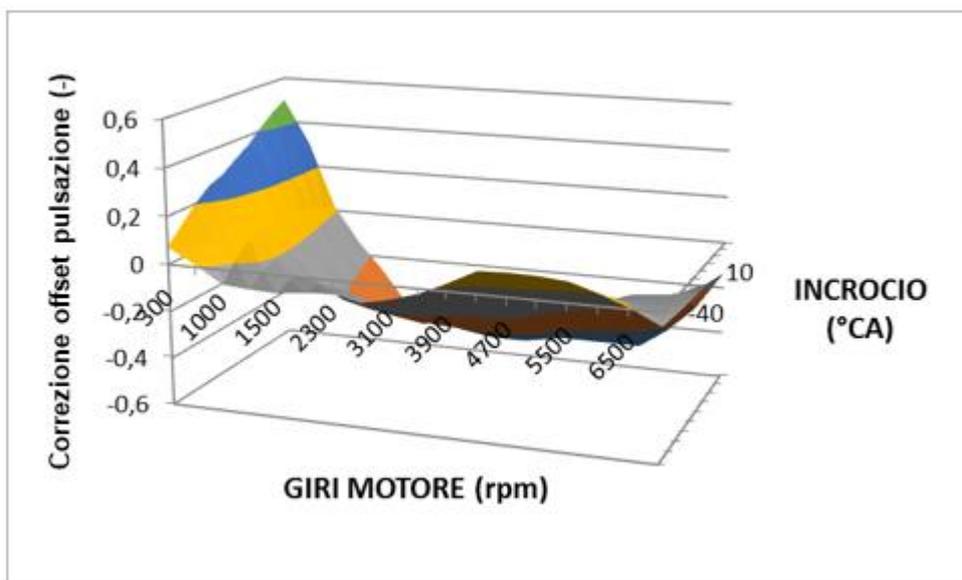
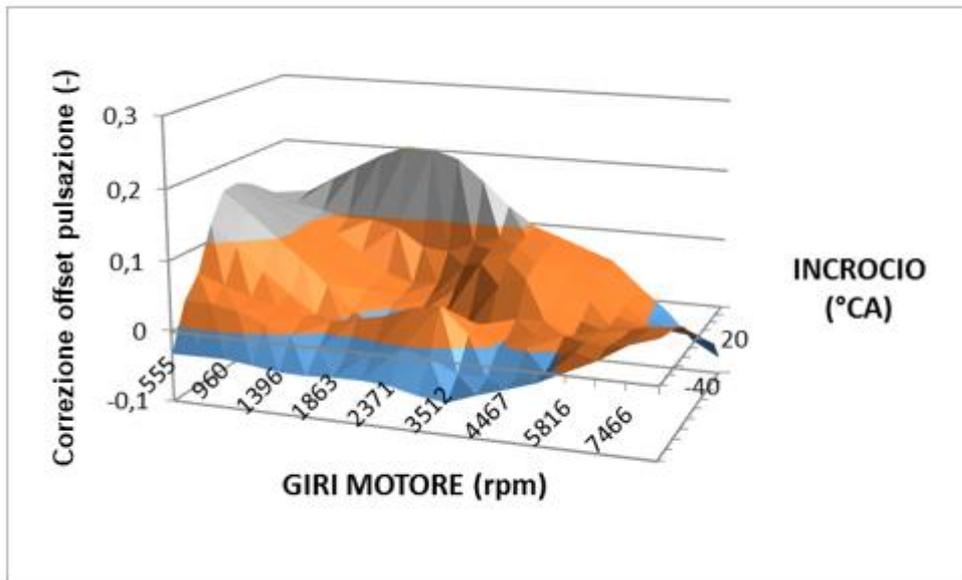


Figura 5.46: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per offset tra P collettore e P camera, motore 2

- *Correzione per fattore di conversione da pressione a carico in WOT*

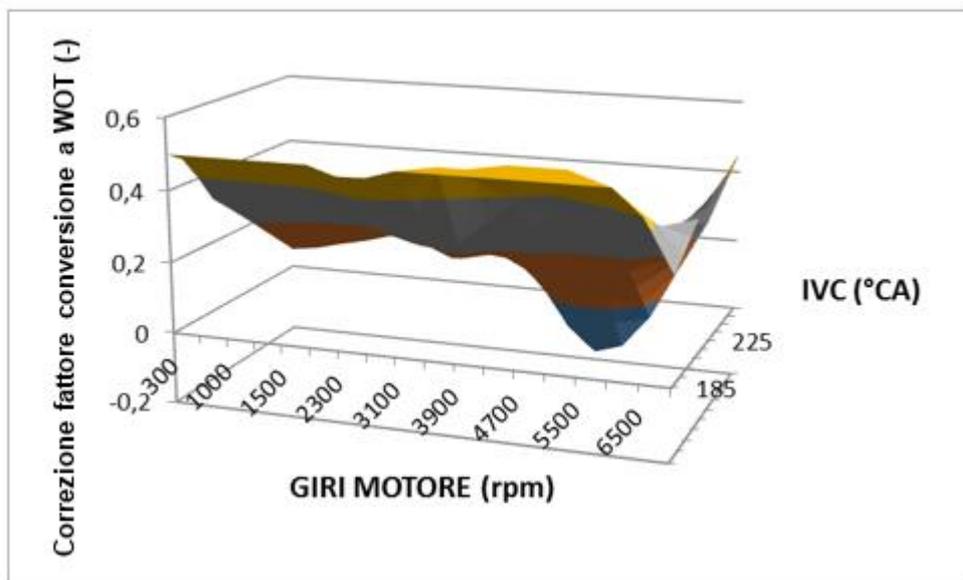
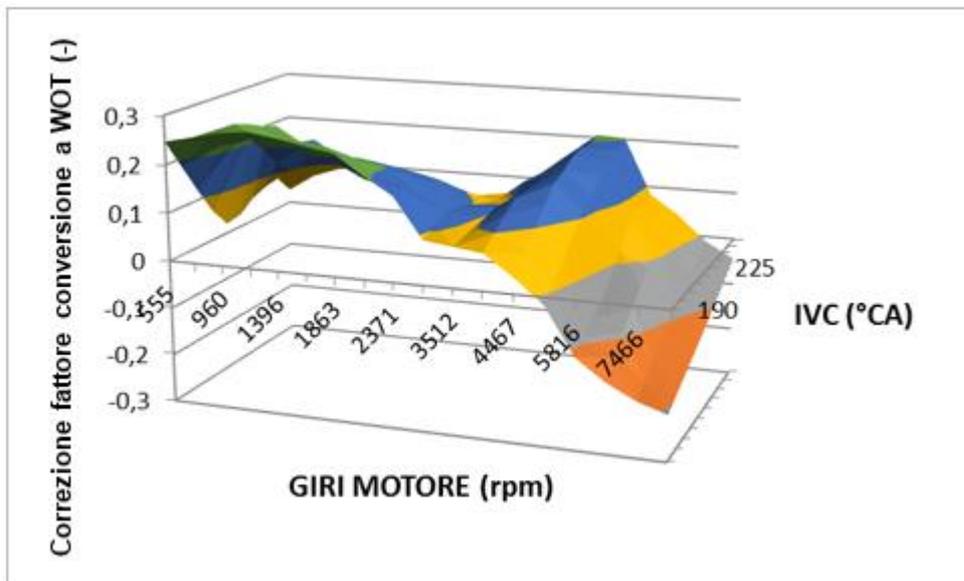


Figura 5.47: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per il fattore di conversione da pressione a carica a WOT, motore 2

- *Correzione per offset di correzione pulsazione da p_s a p_{cc} in WOT*

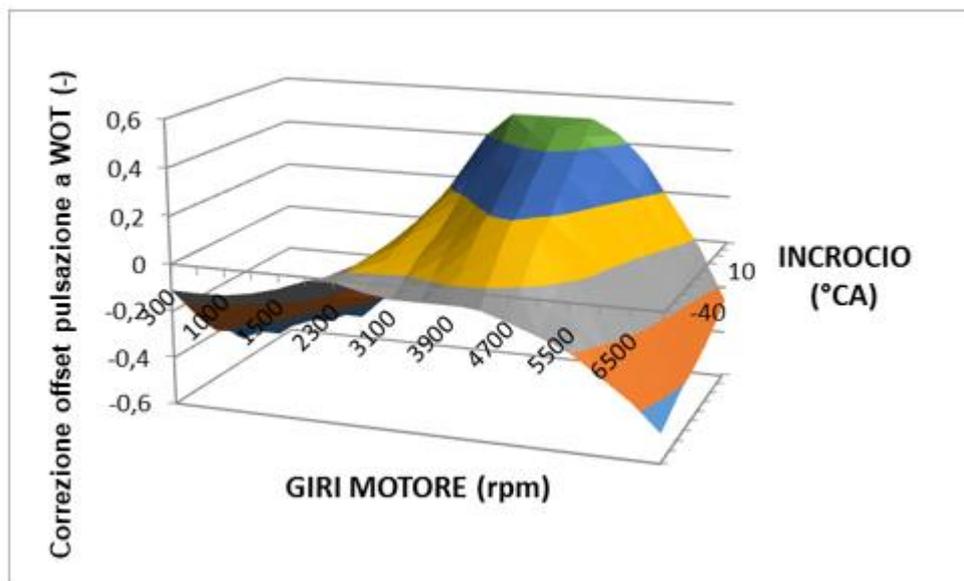
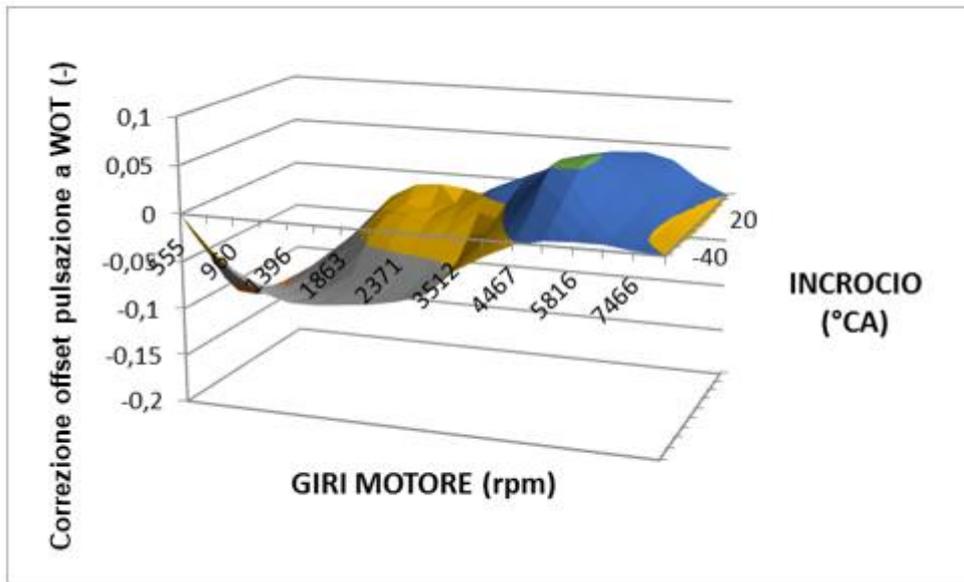


Figura 5.48: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per l'offset tra P collettore e P camera a WOT, motore 2

- *Fattore di interpolazione per il calcolo dell'effettiva contro pressione allo scarico per il modello di EGR interno*

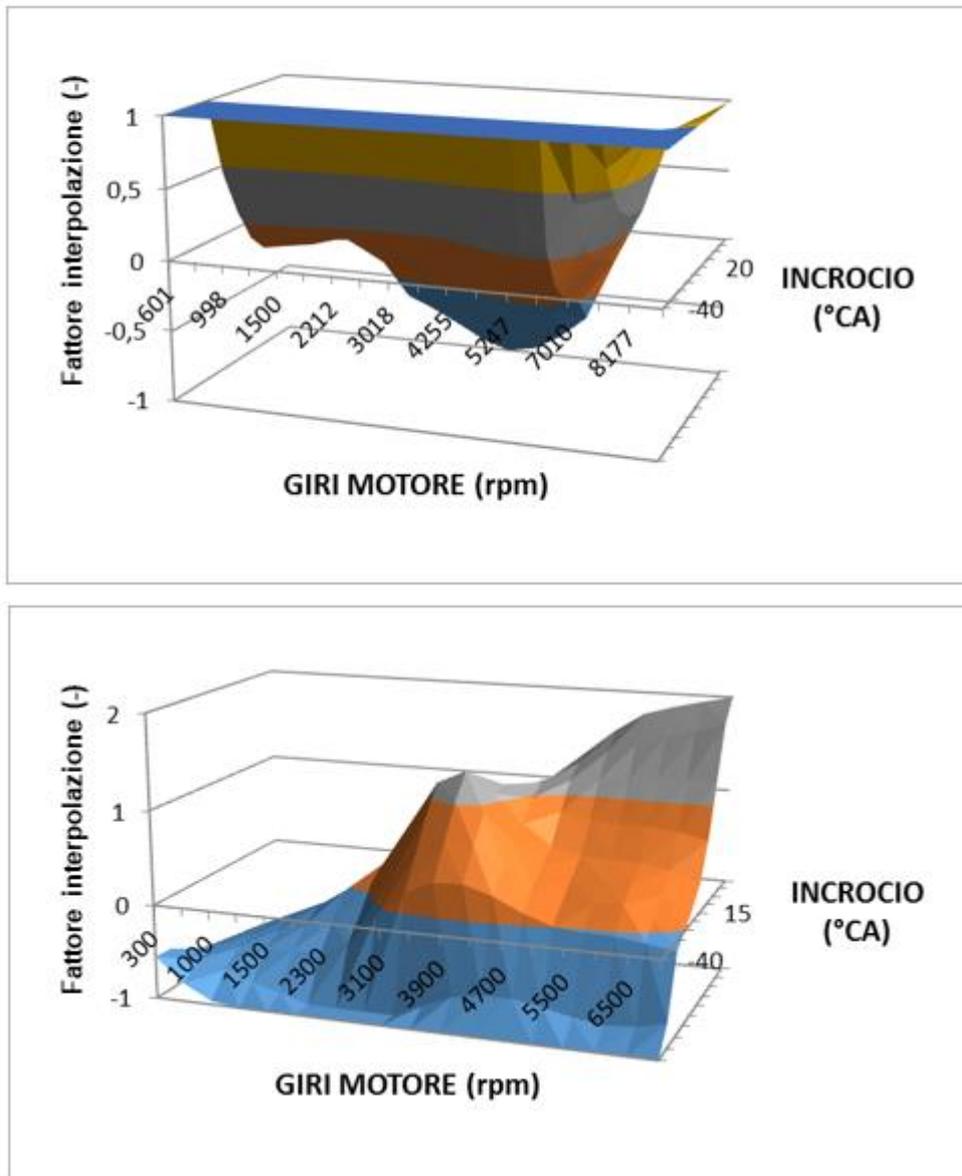


Figura 5.49: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per fattore di interpolazione per EGR, motore 2

- *Correzione del rapporto contro pressione allo scarico/pressione in camera di combustione durante l'incrocio a causa dei gas inerti riaspirati*

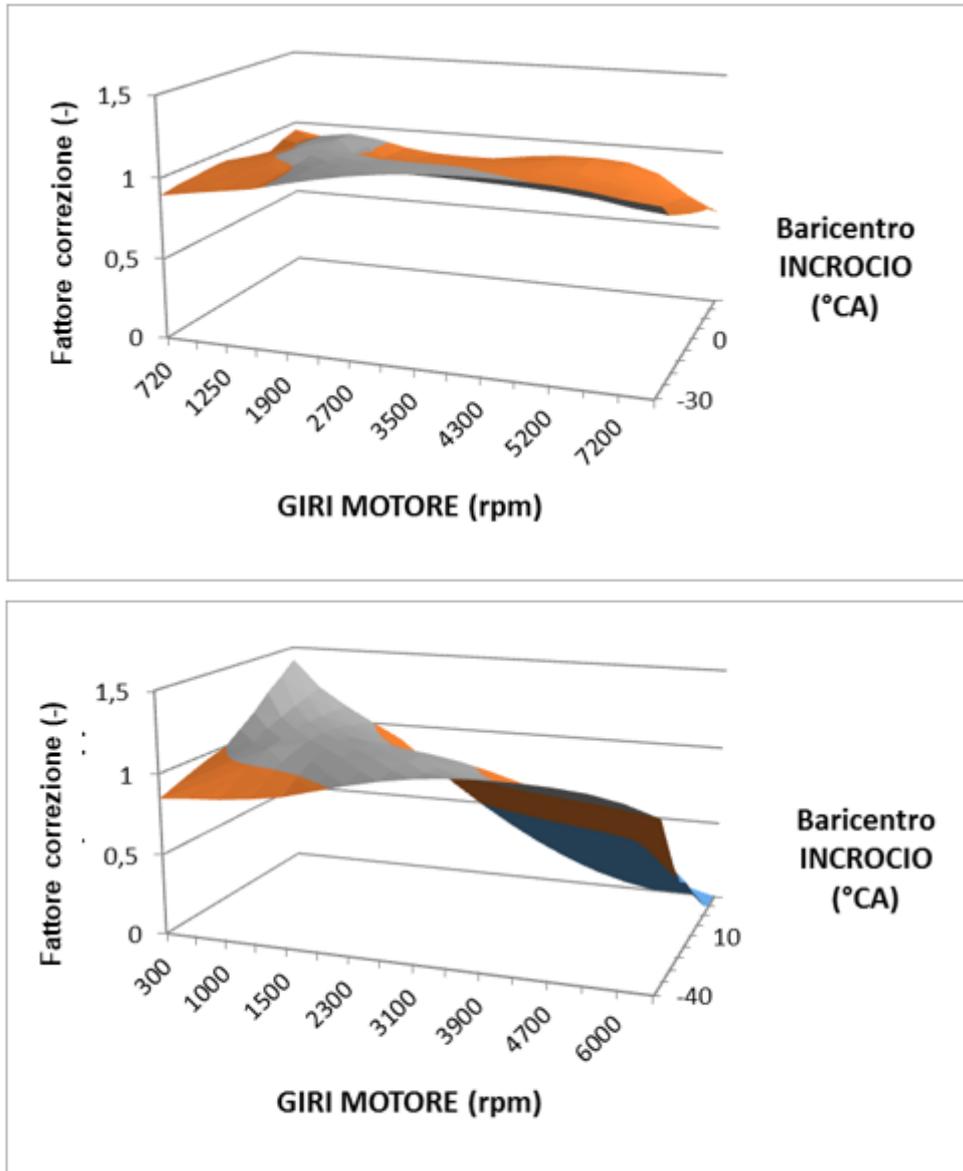


Figura 5.50: fattore di correzione per rapporto $P_{\text{scarico}}/P_{\text{camera}}$, motore 2

A valle dell'ottimizzazione è possibile notare come l'andamento della curva del fattore di conversione da pressione a carico inizi ad assomigliare a quella presa come riferimento (figura 5.45). Non è possibile affermare la stessa cosa per l'offset di correzione della pulsazione da p_s a p_{cc} (figura 5.46), per il fattore di conversione da pressione a carico a WOT (figura 5.47) e per la mappa del fattore di interpolazione per contro pressione allo scarico dovuta a EGR (figura 5.49), che presentano invece, dopo l'ottimizzazione, un andamento quasi completamente opposto a quello della rispettiva mappa di riferimento. Anche la mappa di offset di correzione della pulsazione da p_s a p_{cc} a WOT (figura 5.48) non rispecchia esattamente la forma e l'andamento della rispettiva mappa di riferimento, mentre l'ultima mappa presentata (figura 5.50) sembra dapprima rispecchiare l'andamento del suo riferimento, ma all'aumentare di giri ed incrocio, finisce in preoccupanti valori nulli. Il coefficiente in output da quella mappa infatti, andrà a moltiplicare il denominatore di un rapporto di pressioni: se il coefficiente è pari a 0, è immediato comprendere come il rapporto non possa essere effettuato.

Infine i dati dello stesso piano quotato sopracitato, sono stati utilizzati come input in MapFit per verificare che errore dà la calibrazione ottenuta con i dati in output dal modello GT: questa è stata imposta solo come simulata (e non ottimizzata), sono stati considerati i punti operativi con errore fuori tolleranza ed è stata eseguita una piccola analisi dati. È importante specificare che per eseguire questa verifica, sono stati eliminati dai dati sperimentali utilizzati, i punti operativi che presentavano scavenging: non avendo infatti ottimizzato le mappe riguardanti questo fenomeno, è naturale che la calibrazione virtuale ottenuta non risponda bene alla presenza di questi punti. Sono stati così ottenuti il 56.62 % di punti del piano quotato fuori tolleranza errore r_l ($\pm 5\%$).

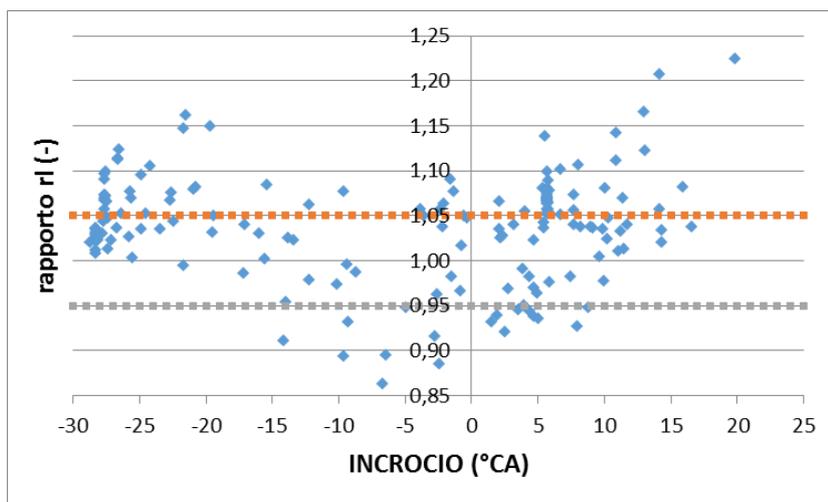


Figura 5.51: errore sull' r_l in funzione del valore di incrocio, per dati sperimentali e calibrazione virtuale

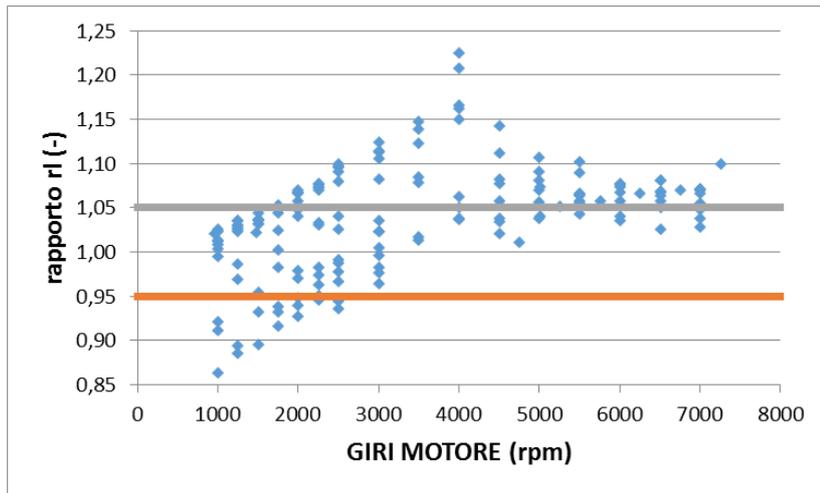


Figura 5.52: errore sull'rl in funzione del valore di giri motore, per dati sperimentali e calibrazione virtuale

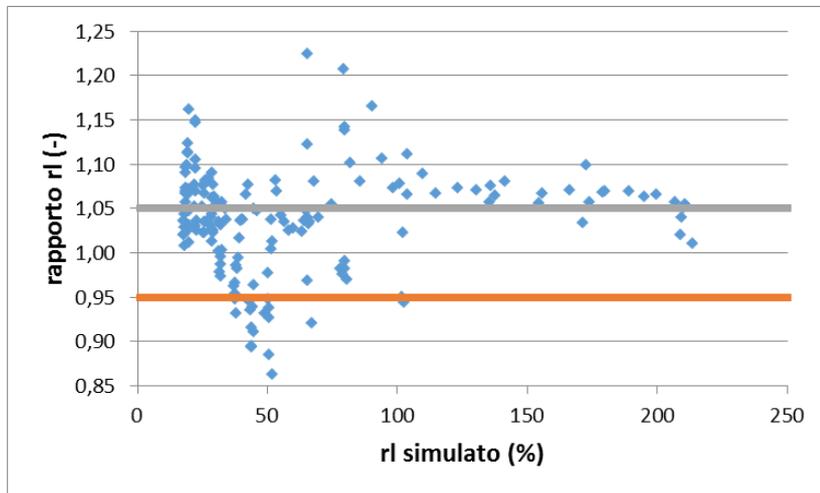


Figura 5.53: errore sull'rl in funzione del valore di rl simulato, per dati sperimentali e calibrazione virtuale

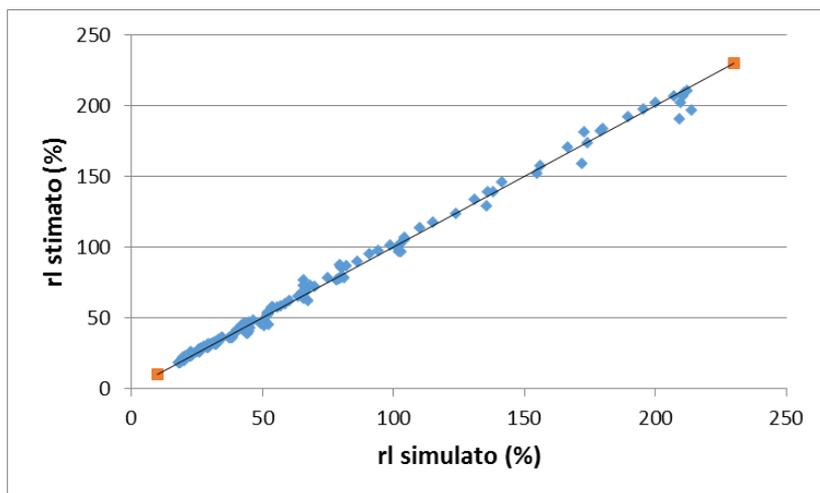


Figura 5.54: rl stimato da MapFit vs rl simulato da GT, per dati sperimentali e calibrazione virtuale

Come è possibile vedere dai grafici sopra, l'errore (ancora una parte consistente del set di dati in input) è maggiormente presente a valori estremi di incrocio e disincrocio (figura 5.51), a valori di giri motore intermedi (figura 5.52) e a bassi carichi (figura 5.53). Da questi risultati è possibile evidenziare come la strategia di sweep di VVT utilizzata per determinare i punti operativi da simulare non sia quella ottimale: l'errore a valori estremi di incrocio e disincrocio è dovuto al fatto che, con il metodo attuale, non si spaziano tutti i campi di azionamento a disposizione dei due VVT di aspirazione e scarico. Aumentando o diminuendo il valore sperimentale di 5 °CA, si considera solo una piccola area di variazione dei VVT, oltretutto intorno al valore che è già noto essere quello ottimale.

L'errore a giri motore intermedi è probabilmente una conseguenza del fatto che la calibrazione ottenuta virtualmente, presenta già la maggior parte dell'errore sull'rl agli stessi valori di giri motore. Invece, l'errore presente a bassi carichi sembra essere una costante durante tutto il lavoro di tesi svolto, oltre ad essere la zona dei bassi carichi stessa, un'area di difficile calibrazione della portata di aria in ingresso al motore.

Infine, la correlazione ottenuta tra i due rl è nuovamente elevata (figura 5.54), ma questo risultato potrebbe dipendere sia dal fatto che il modello GT Power è calibrato sui dati sperimentali, sia dal fatto che la calibrazione ottenuta virtualmente è figlia di punti operativi non lontani dall'ottimo sperimentale.

	Calibrazione di partenza	Calibrazione virtuale	Calibrazione ottimizzata al banco
Dati sperimentali	58.82 %	56.62 %	6.37%

Tabella 5.1: errore sull'rl dei dati sperimentali con calibrazione di partenza, virtuale e ottimizzata al banco

La tabella 5.1 riassume le percentuali di punti operativi con errore sull'rl superiore alla tolleranza del $\pm 5\%$: ciò che salta immediatamente all'occhio è l'assenza di un reale vantaggio nell'interporre lo step di calibrazione virtuale con GT Power. Questo confronto non è però da considerarsi come attendibile, in quanto è stato ottenuto con un set di dati troppo simile a quello sperimentale.

5.2.3) Nuovo metodo sweep VVT

Per risolvere questo problema, è stato deciso di modificare la strategia di scelta dei punti operativi da simulare: al fine di selezionare punti operativi spaziatissimi in tutto il piano di azionamento dei variatori e di evitare di simulare un full factorial, si è pensato di utilizzare il software ETAS Ascmo per la creazione di un piano DOE (il funzionamento e l'utilizzo di questo software verranno esplicitati più ampiamente alla

sezione 5.3.1 e al sottocapitolo 6.1). Visto il tempo computazionale non indifferente delle simulazioni, un full factorial, cioè la simulazione di tutte le possibili combinazioni di VVT di aspirazione e scarico per ogni step di pressione collettore aspirazione di ogni step di giri motore, sarebbe stato temporalmente troppo oneroso.

Inoltre, a valle dello studio sul motore 2, è possibile affermare che allo stadio di maturità attuale del metodo, interporre step di 250 rpm a bassi giri, non apporta alcun vantaggio allo scopo dell'attività. Questi step non saranno quindi più considerati.

Questo nuovo metodo sarà utilizzato durante lo studio del motore 3 e sarà mostrato nei dettagli nel capitolo ad esso dedicato.

5.2.4) Post processamento dei dati

Una prosecuzione più approfondita di quella che vuole essere un'analisi dati di valutazione del lavoro svolto, è stata svolta al fine di esaminare i dati in output dal modello GT Power e trovarne eventuali discrepanze con i punti operativi più simili ottenuti al banco. A tal scopo si è deciso di utilizzare il noto software MathWorks MatLab per suddividere i dati in output da GT e quelli ottenuti sperimentalmente, in base al numero di giri motore e, successivamente graficarli in funzione di carico (PME) e pressione collettore aspirazione. Le tre variabili scelte non sono casuali, ma rispecchiano il modo di operare sia sperimentale che metodologico per questo lavoro di tesi: mentre sperimentalmente si definisce un punto operativo come [giri motore]x[PME], nel caso delle simulazioni utilizzate per questo lavoro di tesi, si considera ogni punto simulato impostando [giri motore]x[pressione collettore aspirazione]. Sono state considerate tutte le grandezze che normalmente sono date in input a MapFit sia per i dati ottenuti tramite simulazione, sia per quelli ottenuti sperimentalmente. Lo script qui utilizzato si trova in APPENDICE F.

I grafici così ottenuti sono stati successivamente studiati, ricavandone interessanti informazioni sullo stato dell'arte della modellazione finalizzata a questo tipo di attività e sul modello di simulazione utilizzato. I risultati sono presentati suddivisi per un valore rispettivamente a bassi, medi ed alti giri motore; per non appesantire troppo la trattazione, viene mostrato solo il piano funzione della pressione collettore aspirazione e solo i grafici più interessanti tra quelli ricavati.

- Risultati a 1000 rpm

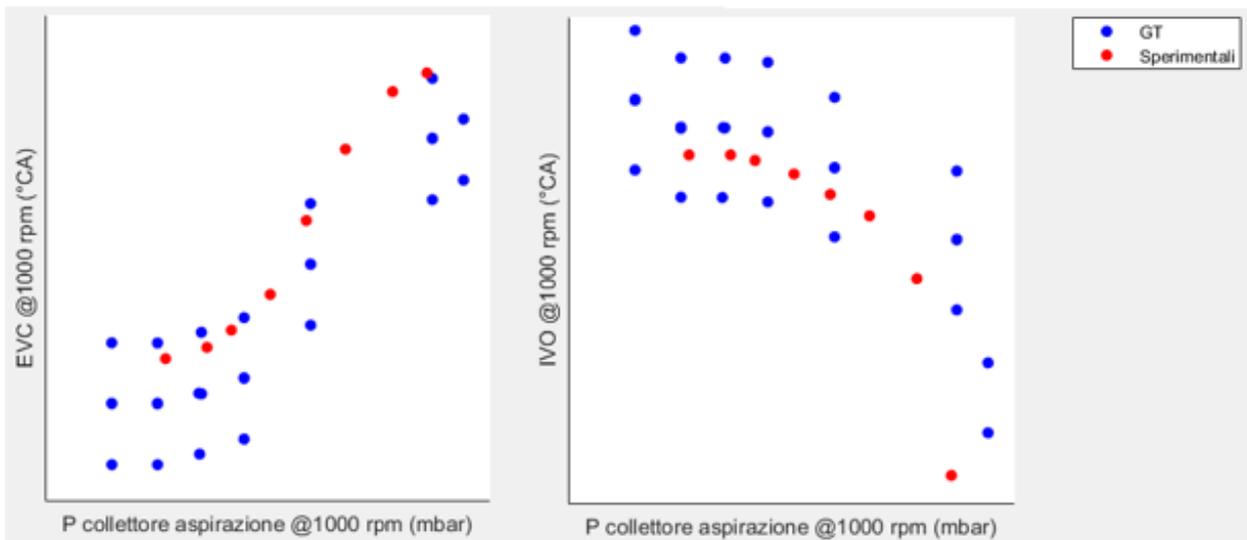


Figura 5.55: valori di IVO ed EVC in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 1000 rpm

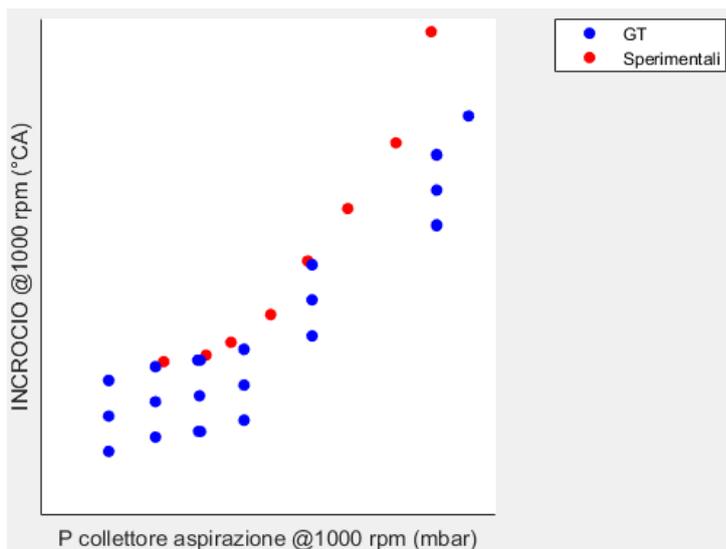


Figura 5.56: valori di incrocio valvole in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 1000 rpm

Per quanto riguarda i valori di IVO, EVC e di conseguente incrocio (figura 5.55), è possibile notare una “spazzolata” di valori eseguita in GT: questo è proprio ciò che il metodo di simulazione si propone di fare, ma è anche vero che i valori di IVO ed EVC non si discostano mai nettamente dai valori sperimentali. Questo ha come effetto quello di ottenere una spazzolata di VVT che ricalca i punti ottimi sperimentali e che lascia scoperte ampie zone nel

piano di funzionamento dei variatori. In particolare, in questo caso si nota una netta presenza di incroci inferiori al valore sperimentale (figura 5.56), anche di molto, e una quasi totale assenza di valori di incrocio superiori a quelli sperimentali, che invece sarebbero utili ai fini dell’attività svolta.

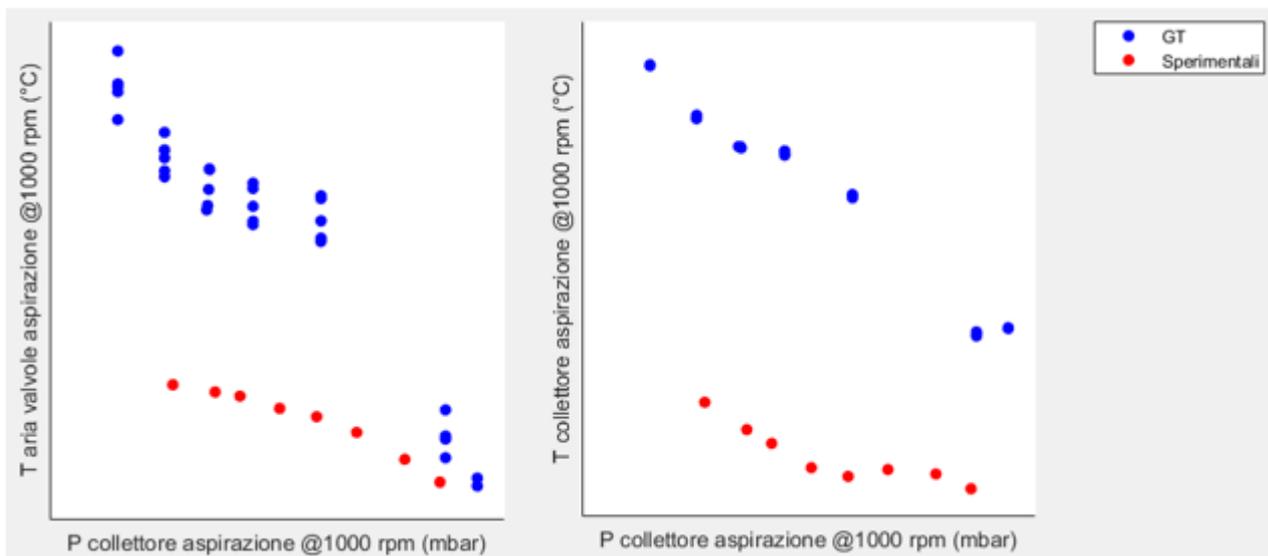


Figura 5.57: valori di T collettore aspirazione e T valvole aspirazione in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 1000 rpm

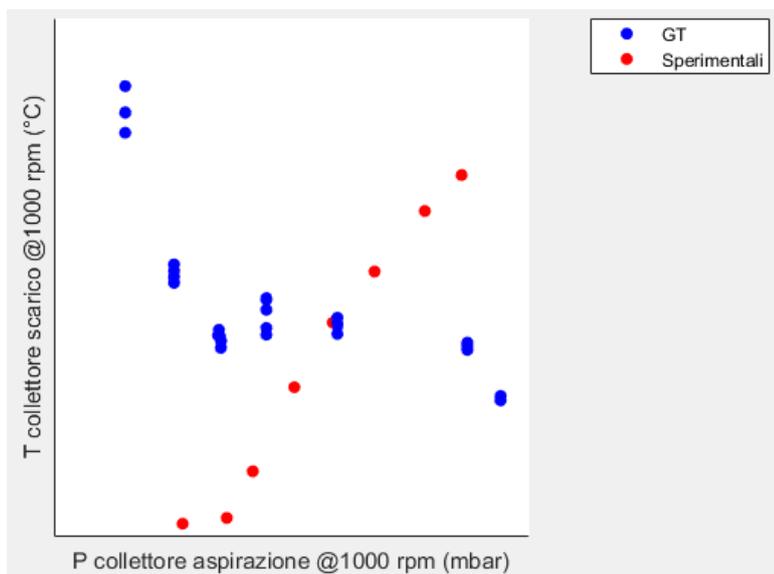


Figura 5.58: valori di T collettore scarico in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 1000 rpm

Per quanto riguarda le temperature, si nota chiaramente una sovrastima non trascurabile da parte della simulazione della temperatura dell'aria in ingresso al motore, prima nel collettore aspirazione e poi in corrispondenza delle valvole di aspirazione (figura 5.57). Questo comportamento può essere dovuto alla calibrazione non perfetta del modello con i dati sperimentali oppure a una sovrastima da parte del modello,

dell'effettiva quantità di EGR interno presente. In ogni caso, questo comportamento va corretto perché potrebbe portare ad una stima errata del riempimento del cilindro. Allo scarico invece (figura 5.58), si presenta un andamento insolito dei dati di temperatura in output da GT rispetto ai dati sperimentali: questi sembrano infatti formare curve con pendenze quasi opposte. Considerando che i dati in output da GT sono stati ottenuti con valori di pressione collettore aspirazione e VVT vicini ai dati sperimentali, il comportamento atteso differisce molto da quello mostrato e questo aspetto andrà ulteriormente indagato.

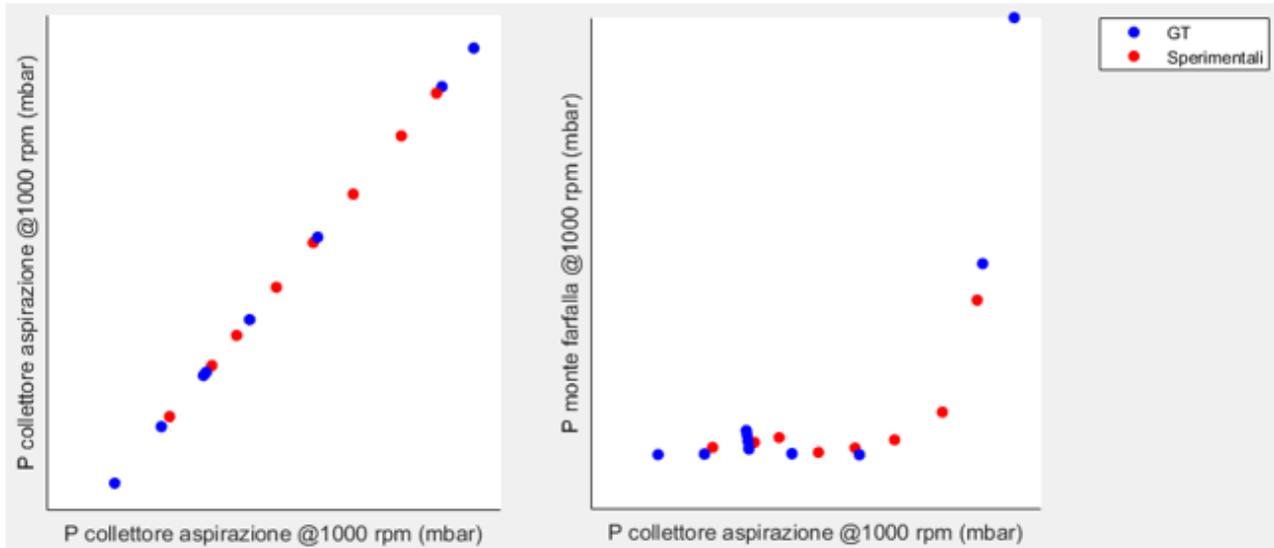


Figura 5.59: valori di P collettore aspirazione e P monte farfalla in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 1000 rpm

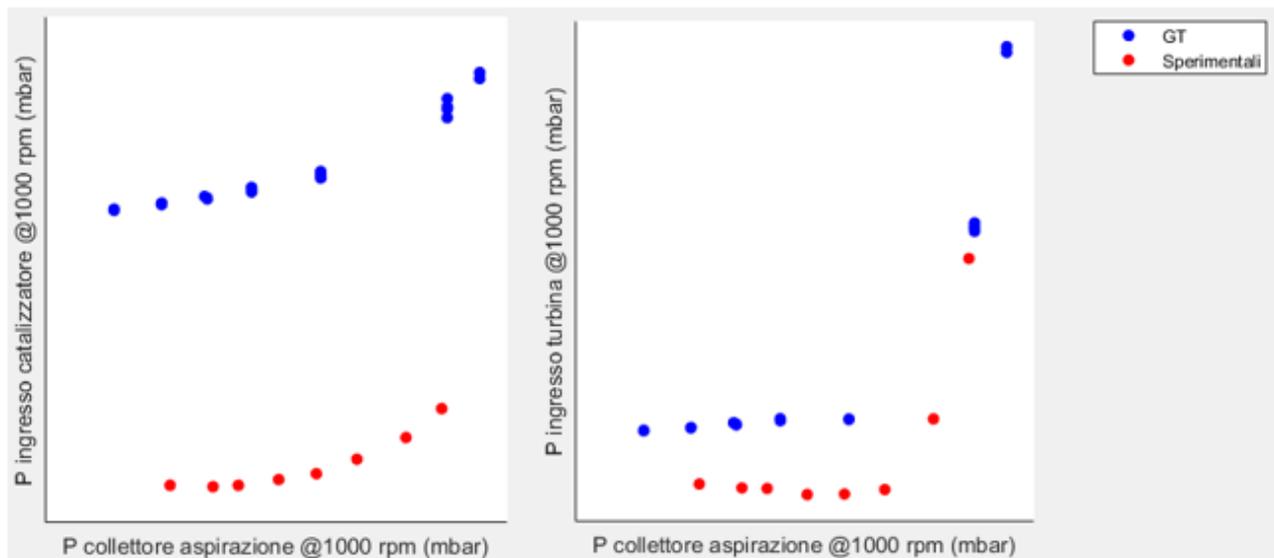


Figura 5.60: valori di P ingresso turbina e P ingresso catalizzatore in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 1000 rpm

Per quanto riguarda le pressioni, in figura 5.59 è possibile notare come i valori di pressione collettore aspirazione sperimentali siano stati ripresi nel metodo di simulazione utilizzato, ma ancora una volta questi non si discostano mai da quelli sperimentali. Inoltre, si nota la mancanza di valori di pressione collettore aspirazione simulati in un range medio-alto.

La pressione a monte della valvola a farfalla (figura 5.60) e quella in ingresso alla turbina sembrano riprendere sufficientemente l'andamento dei dati sperimentali, almeno fino a circa la prima metà dei valori considerati.

Il grafico a sinistra in figura 5.60 sembra mostrare una sovrastima generale della pressione ingresso catalizzatore simulata rispetto a quella sperimentale: anche questo sarà un comportamento da comprendere e correggere nel modello di simulazione.

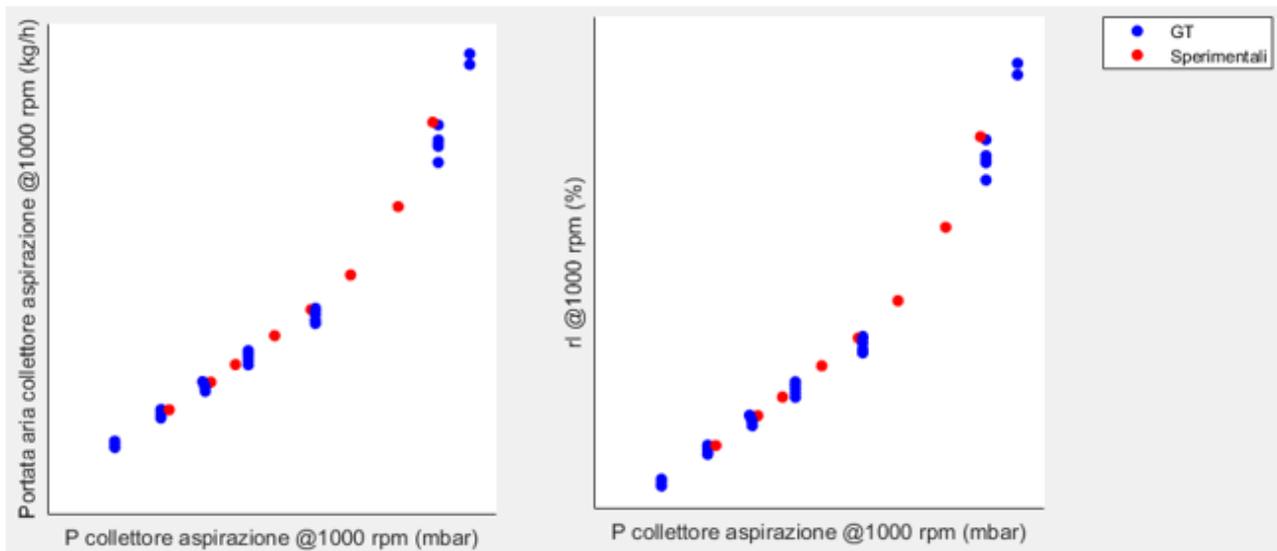


Figura 5.61: valori di portata aria nel collettore aspirazione ed r_i in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 1000 rpm

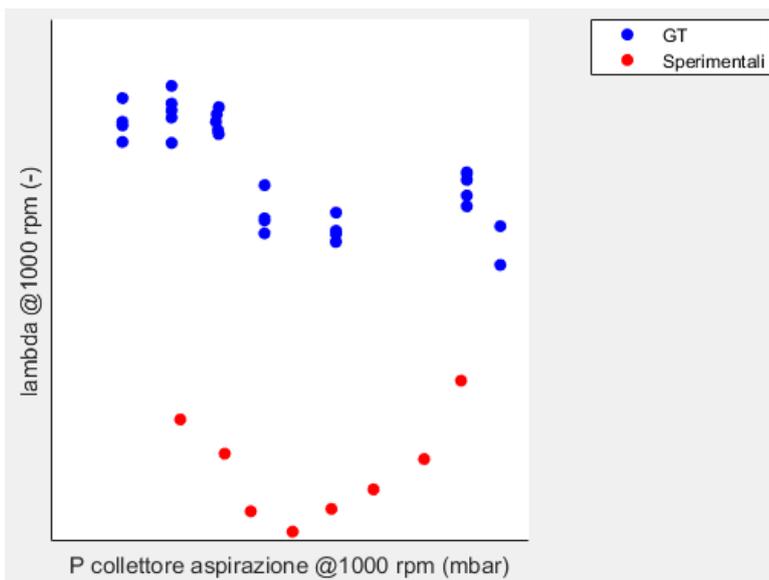


Figura 5.62: valori di lambda in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 1000 rpm

Infine è interessante osservare come la portata di aria nel collettore aspirazione abbia un andamento del tutto simile a quello del valore di r_i (figura 5.61): questo è dovuto alla formula utilizzata per calcolare l' r_i misurato sia sperimentale che simulato. Osservando la formula 5.4 è immediato vedere come, a pari numero di giri motore, l' r_i dipenda unicamente dalla portata di aria nel collettore aspirazione.

$$r_i \text{ misurato} = \frac{\text{portata aria collettore aspirazione}}{\text{giri motore} \cdot \text{COST}} \quad (5.4)$$

L'andamento, in ogni caso, riprende quasi totalmente quello sperimentale.

L'ultimo grafico (figura 5.62) mostra una sovrastima non indifferente del valore di lambda, che nelle simulazioni risulta maggiore rispetto allo stesso punto sperimentale. Anche questo non è un punto di secondaria importanza, poiché il lambda allo scarico

qui considerato è solitamente imposto in base alla temperatura accettabile per protezione della turbina; inoltre un lambda maggiore allo scarico sembra indicare la presenza di scavenging, che però in questi dati è stato precedentemente filtrato.

- Risultati a 3000 rpm

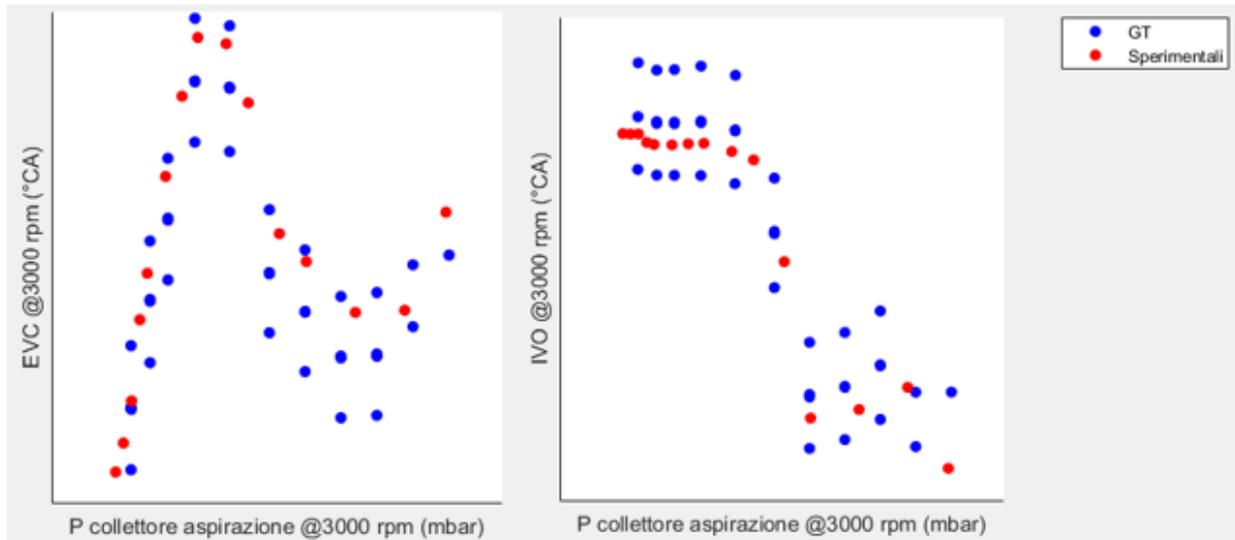


Figura 5.63: valori di IVO ed EVC in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 3000 rpm

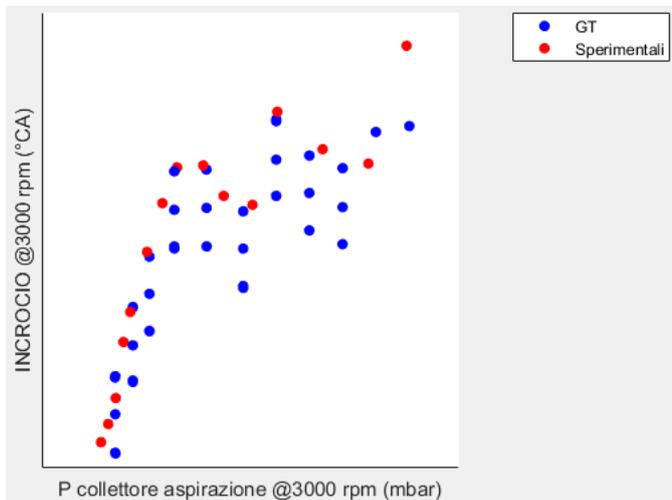


Figura 5.64: valori di incrocio in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 3000 rpm

Anche in questo caso si evince uno scarso scostamento dei dati simulati rispetto a quelli sperimentali, nonostante l'applicazione dello sweep di VVT (figura 5.63). Per quanto riguarda l'incrocio (figura 5.64), i valori sono sempre molto simili a quelli sperimentali e si nota ancora una volta come i valori di incrocio estremi non vengano toccati.

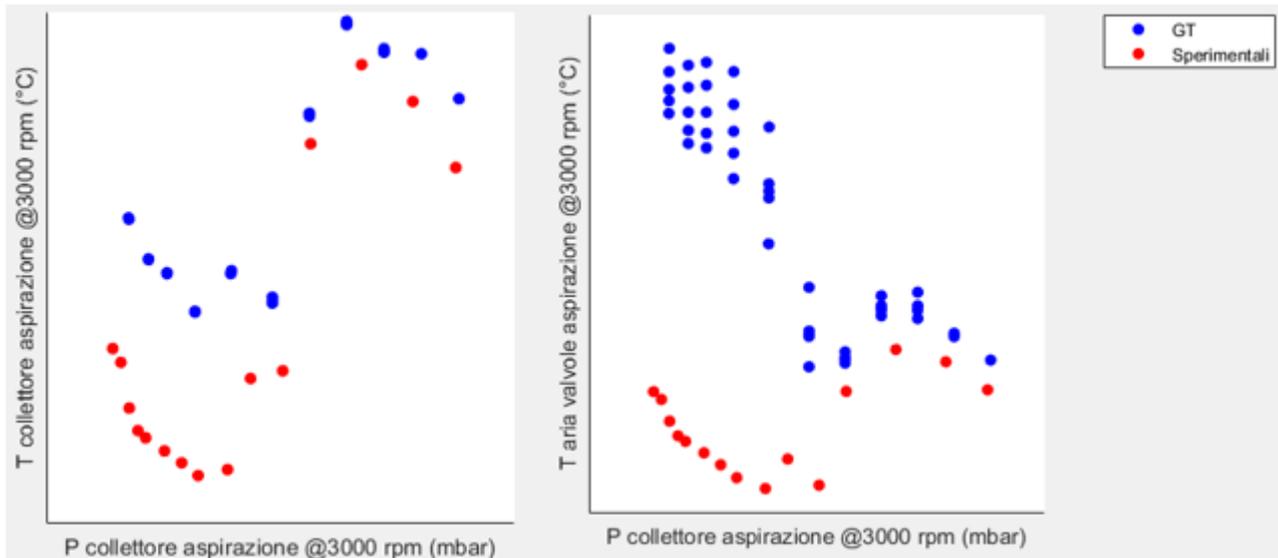


Figura 5.65: valori di T collettore aspirazione e T valvole aspirazione in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 3000 rpm

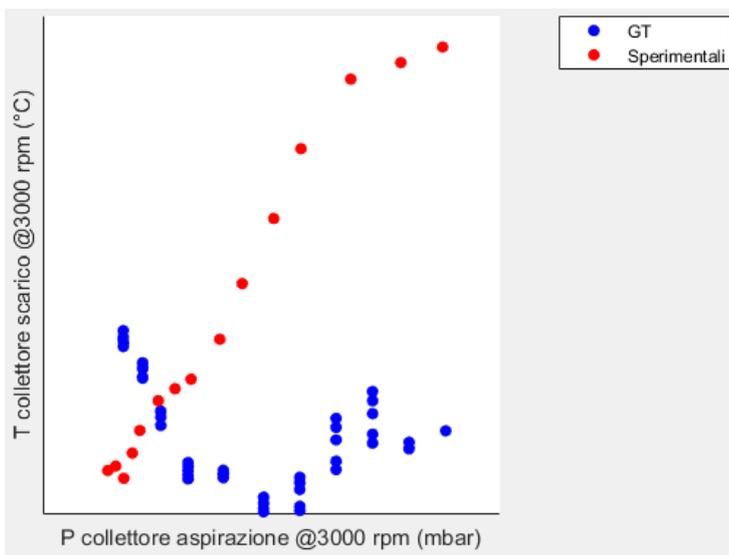


Figura 5.66: valori di T collettore scarico in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 3000 rpm

Anche gli andamenti delle temperature non sono molto diversi da quelli ottenuti per 1000 rpm di giri motore: la sovrastima di temperatura è presente prevalentemente alle valvole di aspirazione, per valori di pressione collettore aspirazione nella prima metà del grafico (figura 5.65). Rimane invariato l'andamento contrastante della temperatura nel collettore di scarico (figura 5.66), tra simulazione e sperimentazione.

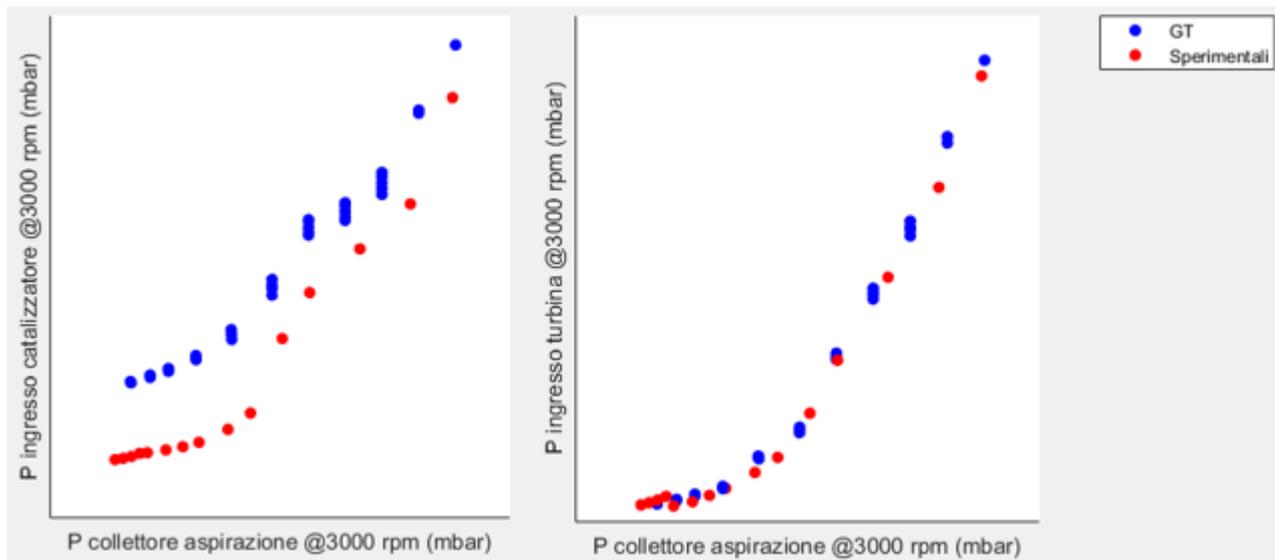


Figura 5.67: valori di P ingresso turbina e P ingresso catalizzatore in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 3000 rpm

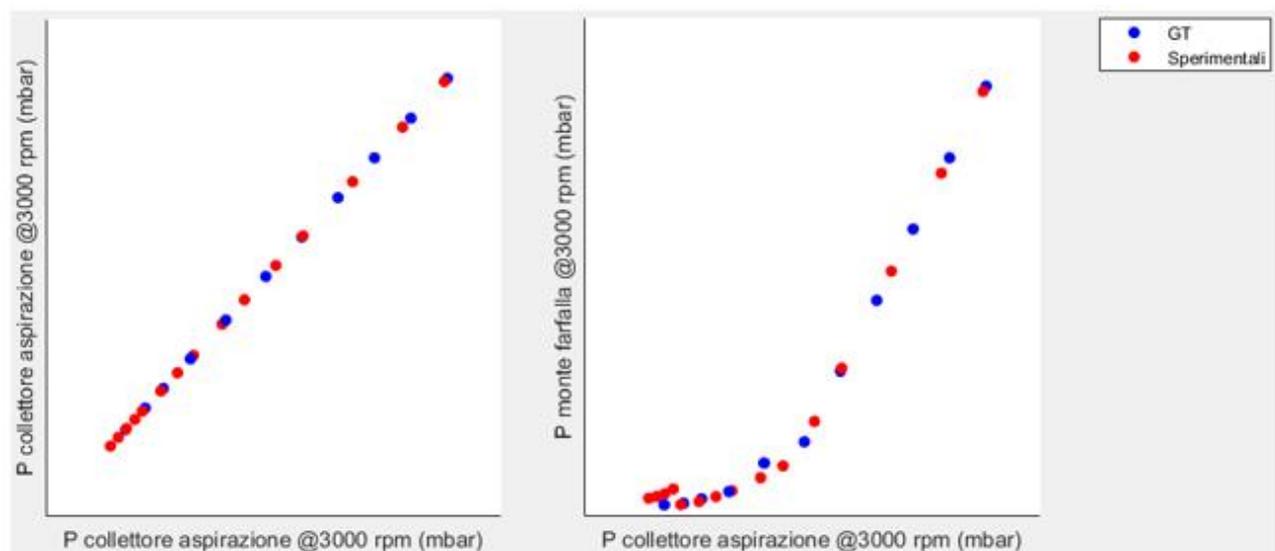


Figura 5.68: valori di P collettore aspirazione e P monte farfalla in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 3000 rpm

Le pressioni riprendono abbondantemente l'andamento sperimentale corrispondente, l'unica leggera sovrastima si nota nella pressione ingresso catalizzatore (figura 5.67). La pressione collettore aspirazione non presenta mancanze, ma ancora una volta non si discosta dai valori dei dati sperimentali (figura 5.68).

Infine, mentre la portata di aria nel collettore aspirazione ricalca esaustivamente l'andamento dei dati sperimentali (figura 5.69), pur non discostandosene, l'andamento dei valori di λ simulati è migliorato rispetto al caso a 1000 rpm. Si nota tuttavia ancora una leggera sovrastima della simulazione.

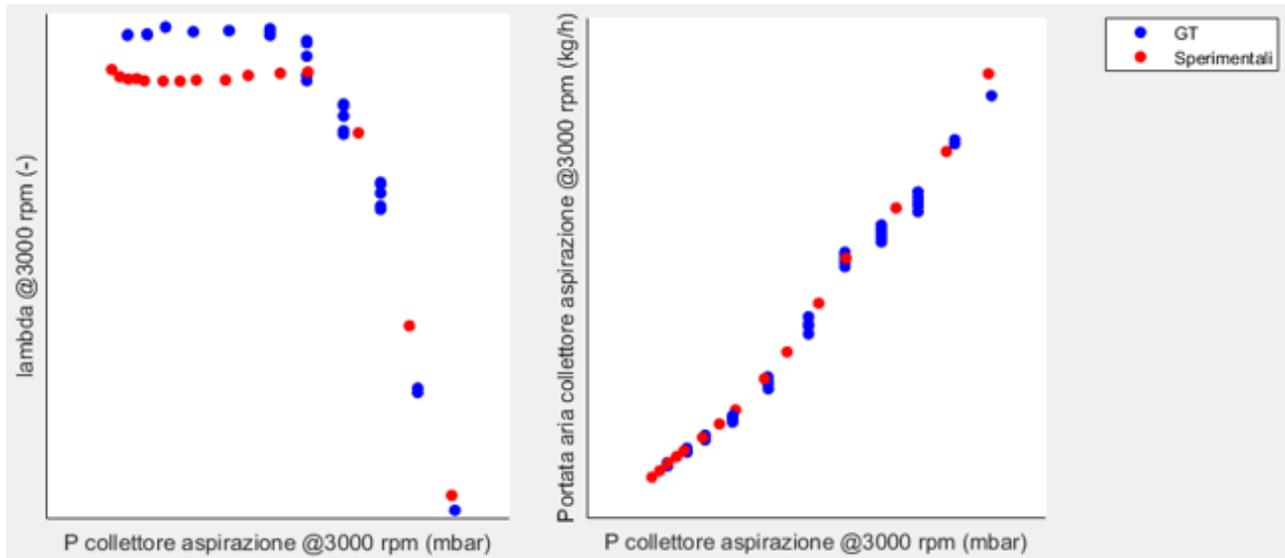


Figura 5.69: valori di λ e portata aria nel collettore aspirazione in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 3000 rpm

- Risultati a 6500 rpm

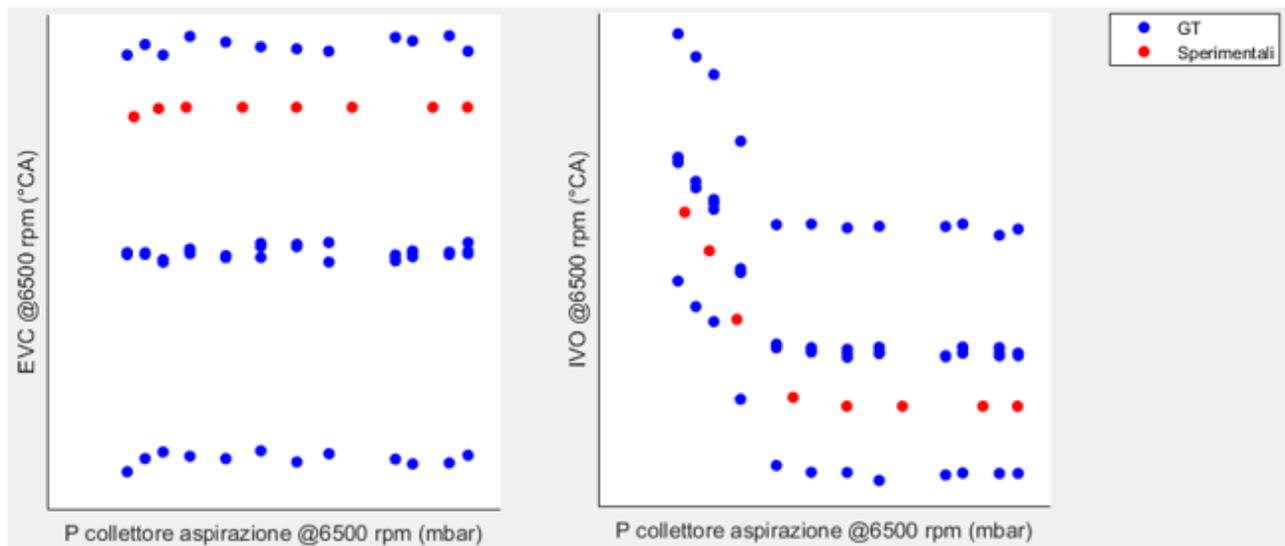


Figura 5.70: valori di IVO ed EVC in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 6500 rpm

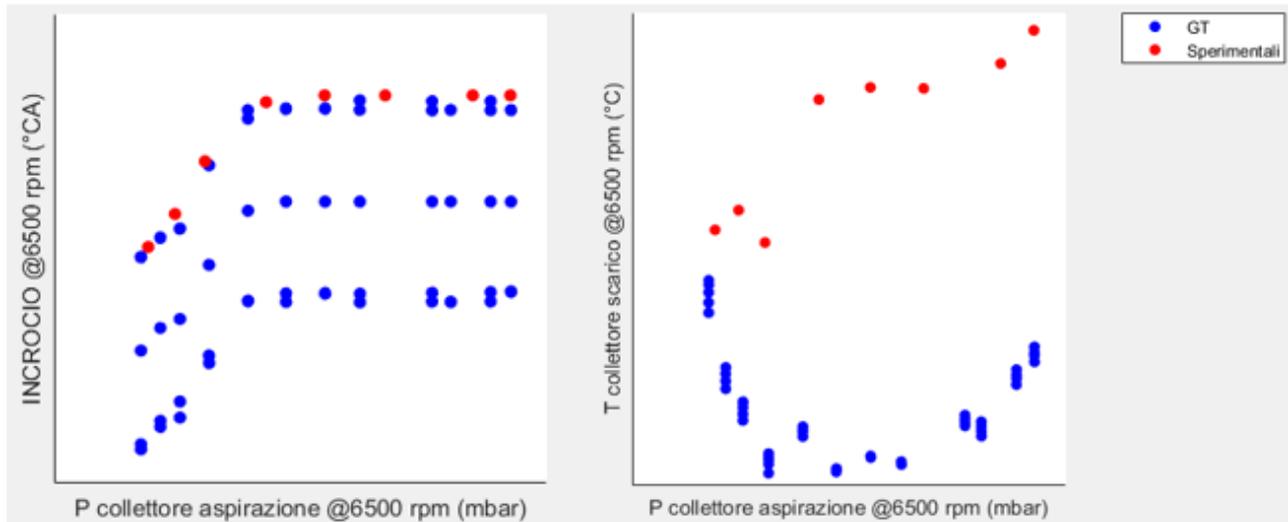


Figura 5.71: valori di incrocio e T collettore scarico in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 6500 rpm

Per quanto riguarda i valori di IVO, EVC ed incrocio sono attendibili le considerazioni fatte per i casi a 1000 e 3000 rpm (figura 5.70). L'andamento della temperatura allo scarico presenta ancora una sostanziale differenza rispetto a quello sperimentale, ma questa volta i valori sono sottostimati (figura 5.71).

Per quanto riguarda le temperature all'ingresso del motore, è possibile affermare che la sovrastima sia notevolmente diminuita, anche se ancora presente (figura 5.72).

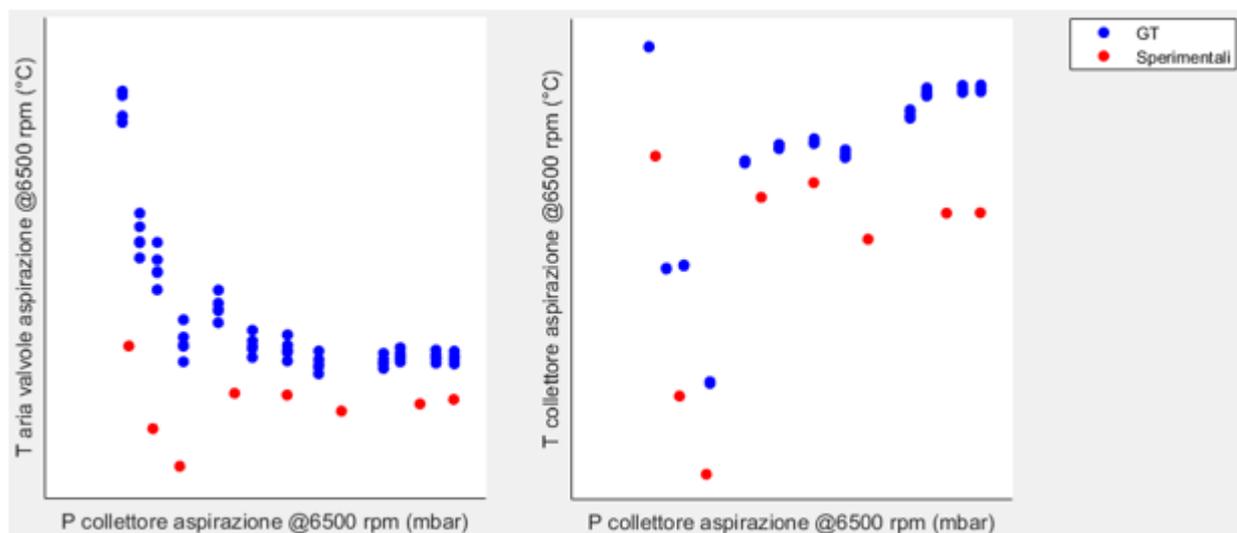


Figura 5.72: valori di T collettore aspirazione e T valvola aspirazione in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 6500 rpm

Le pressioni risultano ora perfettamente correlate con i dati sperimentali, la sovrastima è bassissima o nulla e non sono presenti “buchi” di pressione collettore aspirazione non riempiti con simulazioni (figure 5.73 e 5.74).

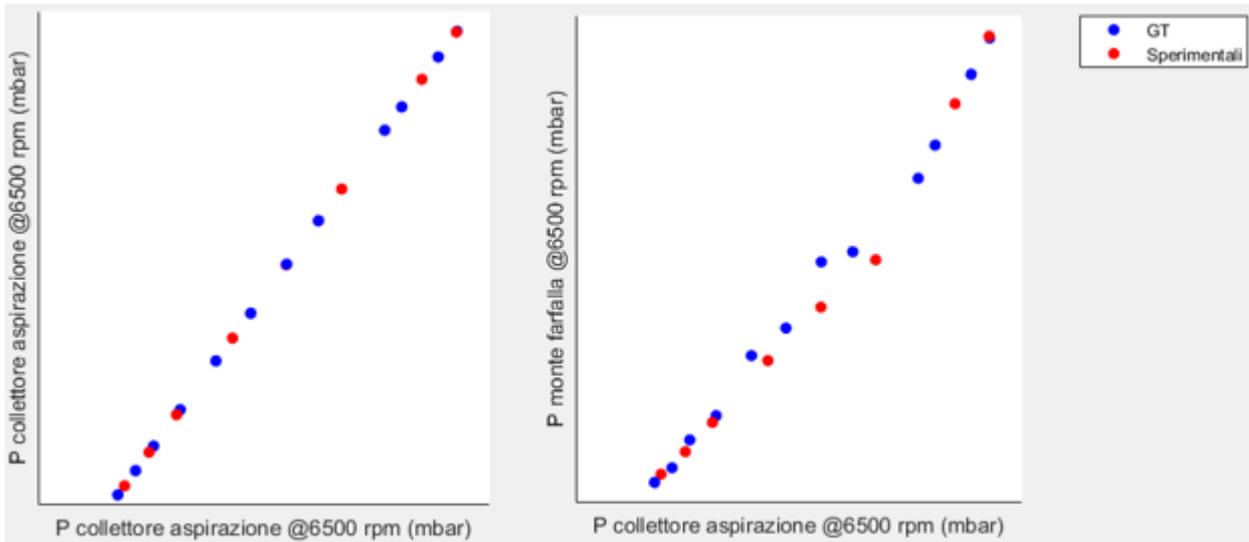


Figura 5.73: valori di P monte farfalla e P collettore aspirazione in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 6500 rpm

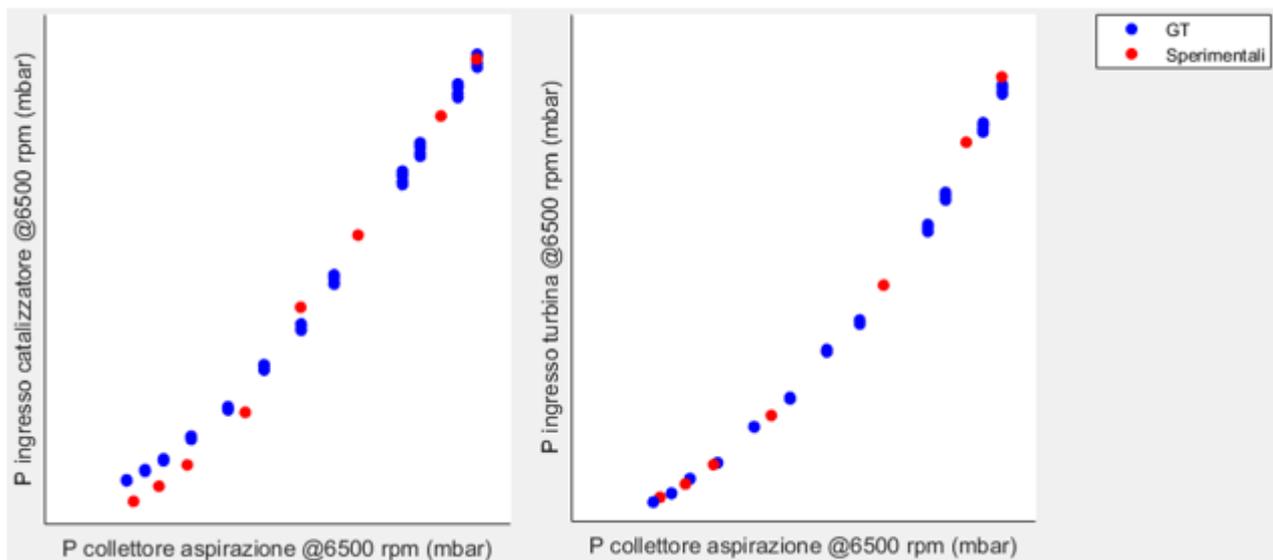


Figura 5.74: valori di P ingresso turbina e P ingresso catalizzatore in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 6500 rpm

La portata di aria nel collettore aspirazione ricalca abbondantemente i valori sperimentali, e sembra anche essere sparita la sovrastima del valore lambda (figura 5.75).

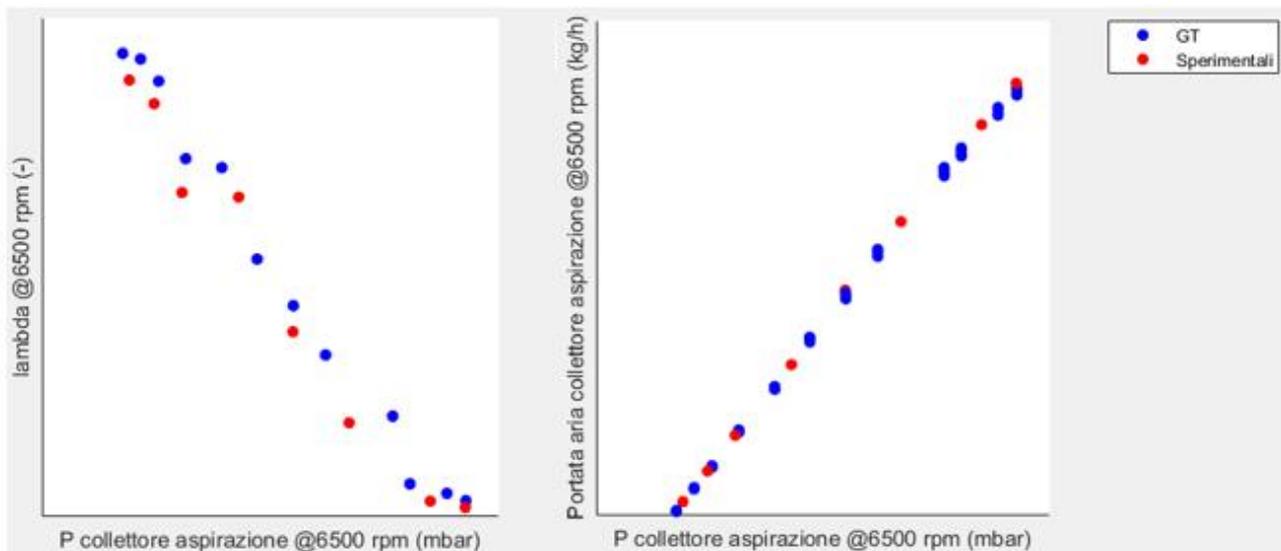


Figura 5.75: valori di lambda e portata aria collettore aspirazione in funzione della pressione nel collettore aspirazione a 6500 rpm

A valle di questa analisi è possibile tracciare una lista di punti critici dei dati in output dal modello utilizzato per la simulazione:

- 1) Sovrastima della temperatura dei gas in ingresso al motore a bassi e medi giri motore
- 2) Valori fortemente sovrastimati o sottostimati della temperatura dei gas allo scarico in funzione del valore di pressione collettore aspirazione
- 3) Scarsa spaziatura dei valori di VVT nel piano di funzionamento possibile
- 4) Sovrastima del valore di lambda a bassi e medi giri motore

Queste considerazioni sono state fatte presenti al gruppo di simulazione, che ha provveduto a trovarne la causa in una scarsa correlazione del sotto modello di temperatura con i dati sperimentali; mentre per quanto riguarda i VVT, vale ancora il discorso fatto alla sezione 5.2.4.

Per completezza è stata svolta un'ulteriore analisi dati di confronto tra valori simulati e sperimentali, considerando però l'intero range di giri motore e PME/pressione collettore aspirazione sondato. A questo scopo sono state graficate le grandezze riscontrate precedentemente come critiche nel modello, in funzione di giri motore, pressione collettore aspirazione e incrocio. Per coerenza con i grafici precedenti, si riportano solo le immagini funzione della pressione collettore aspirazione.

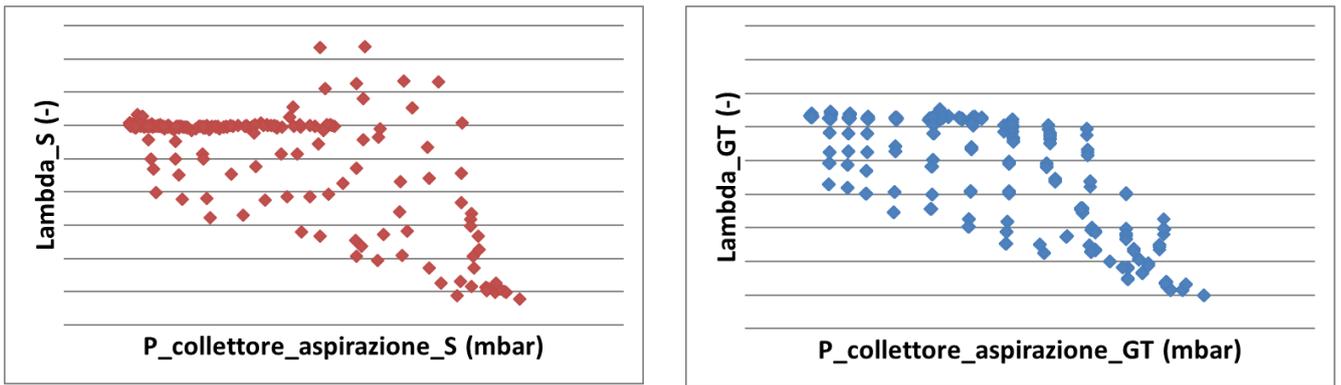


Figura 5.76: valori di lambda in funzione della pressione nel collettore aspirazione, sperimentali (S) e simulati (GT)

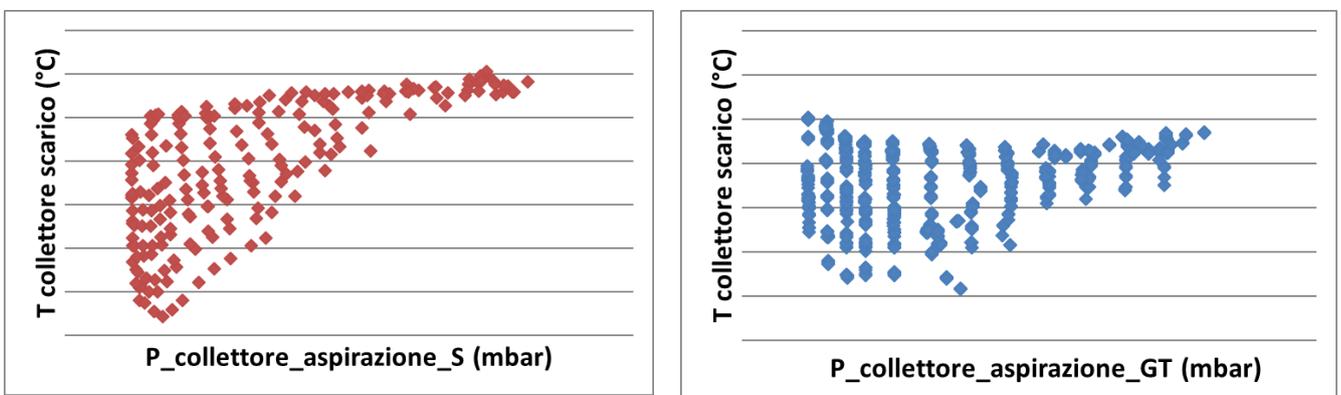


Figura 5.77: valori di T collettore scarico in funzione della pressione collettore aspirazione, sia sperimentali (S) che simulati (GT)

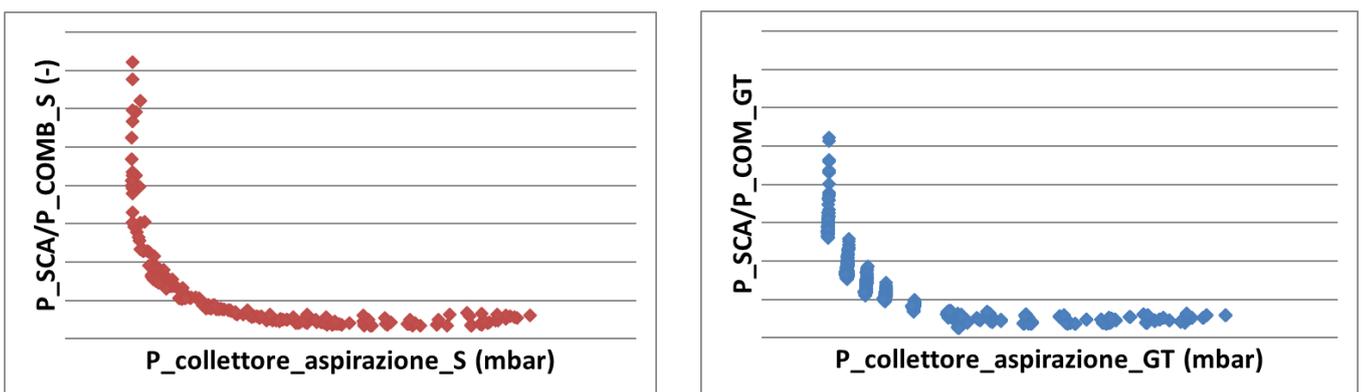


Figura 5.78: valori del rapporto P scarico/P camera di combustione, sia sperimentali (S) che simulati (GT)

È possibile vedere come in realtà i valori di lambda sembrano rispecchiare abbastanza l'andamento dei corrispondenti valori sperimentali (figura 5.76), mentre per la temperatura nel collettore di scarico rimane evidente l'andamento opposto tra dati sperimentali e simulati (figura 5.77). A seguito dei ripetuti dubbi sulla mappa di

correzione del rapporto tra pressione allo scarico e pressione in camera di combustione, è stato indagato anche l'andamento di questo rapporto di pressioni: come è possibile vedere dai grafici di figura 5.78, con la simulazione si raggiungono rapporti minori, a pari pressione nel collettore aspirazione. Resta da indagare se questo fatto sia dovuto a una sottostima della pressione allo scarico, o ad una sovrastima della pressione in camera di combustione da parte del modello.

5.3) Motore 3

L'ultimo motore su cui è stato svolto il loop di calibrazione virtuale è un motore che presenta un'iniezione sia GDI che PFI, e frazionabile tra queste due modalità in base alle richieste dello specifico punto operativo. Il motore è stato scelto perchè presentava un elevato interesse produttivo, e si prestava bene all'esecuzione del loop esecutivo, poiché era già presente sui banchi prova.

Il modello, riportato in APPENDICE G, è stato richiesto appositamente calibrato non su un intero piano quotato (come accade solitamente) ma solo su 10 punti scelti (GIRI (rpm) x PME (bar)):

- 1000 x 2
- 1500 x 4
- 1500 x 10
- 1500 x 14
- 2000 x 2
- 2000 x 4
- 2000 x 8
- 2000 x 14
- 2500 x 8
- 2500 x 14

Questa decisione è dovuta al fatto che lo scopo principale dell'attività di calibrazione virtuale è proprio quello di calibrare la portata di aria in ingresso al motore, tramite un software di simulazione, senza avere a disposizione molti dati sperimentali: in altre parole, il fine è quello di ottenere una stima dell'aria accettabile quando ancora il motore non è quasi mai stato al banco, oppure quando si lavora con un motore del tutto nuovo e non si hanno motori pregressi simili su cui basare le proprie assunzioni.

Inizialmente erano stati richiesti alla sezione simulazione due differenti modelli GT: uno calibrato solo su 10 punti sperimentali di cui sopra, e uno calibrato su tutto il piano

quotato del motore. Per quanto riguarda il secondo modello, gli ingegneri di simulazione non sono riusciti ad ottenere un'affidabilità accettabile dei risultati in tempi utili per lo svolgimento del lavoro di tesi: si è lavorato quindi solamente sul primo modello.

Ovviamente, sono state necessarie svariate modifiche (che i modelli precedentemente utilizzati non richiedevano), che hanno impiegato una notevole mole di prove e tempo, prima che il modello potesse dare risultati attendibili su tutto il piano di funzionamento del motore: tutti i valori di scambi termici, SOI, lambda ecc erano infatti imposti fissi per quei 10 punti specifici, mentre, per un buon funzionamento della simulazione, è necessario che questi valori siano mappati e interpolati in base a giri e carico (PME o, in questo caso, pressione nel collettore aspirazione).

5.3.1) Ascmo DOE

Per questo modello è stata ridefinita la strategia di scelta dei punti da simulare, alla luce delle considerazioni a valle del lavoro svolto sul motore 2.

Il metodo di simulazione è stato così definito:

1. Range di giri motore e pressione collettore aspirazione scelti da storico di dati sperimentali (valori minimo e massimo), sweep di giri motore con passo di 500 rpm
2. Sweep di pressione collettore aspirazione dal valore minimo a quello massimo con passo di 100 mbar fino a pressione collettore aspirazione = 1 bar e poi passo di 200 mbar
3. Sweep di VVT eseguito con ASCMO: inseriti valori minimo e massimo delle corse dei due variatori (aspirazione e scarico) e valori in output filtrati in base al massimo incrocio di banco +20 °CA di tolleranza
4. Convergenza in GT: pressione collettore aspirazione a target imposto, azionando THR e/o WG in base al punto operativo considerato.

Siccome lo scopo è spaziare tutto il campo di azionamento dei VVT di scarico e aspirazione, nella maniera più casuale possibile, è stato scelto di utilizzare un software apposito per la creazione di DOE: ETAS Ascmo. Il software prende in input:

- i range di variazione dei VVT (rispettivamente [-25 °CA; 25 °CA] per l'aspirazione e [-35 °CA; 25 °CA] per lo scarico) e,
- per ogni step di giri motore, step di pressione collettore aspirazione scelti arbitrariamente.

L'output consiste in un numero definito (è possibile scegliere la quantità di punti che si vogliono in output) di coppie di valori (VVT aspirazione, VVT scarico) spaziate per ogni valore di giri motore, su tutti gli step di pressione collettore aspirazione inseriti in input.

È possibile inoltre scegliere il passo con cui dovranno essere dati in output le varie coppie di valori di variatori, e renderlo così fisso a un valore a scelta tra 2.5 °CA, 5 °CA o 7.5 °CA in questo caso.

Ottenuti così 1398 punti, spaziate nel range [950 ; 7000] rpm con passo di 500 rpm, questi sono stati ulteriormente selezionati considerando il valore massimo di incrocio sperimentato dallo storico dei dati sperimentali, in funzione di giri e carico: non ha infatti senso simulare punti che non vengono mai provati al banco o su cui il motore non funzionerà mai durante tutta la sua vita utile.

Per mantenere una certa generalità e un'ampia spaziatura di tutto il piano di funzionamento dei variatori, è stato deciso di considerare come limite superiore per filtrare i punti, il valore dell'incrocio massimo ottenuto al banco + 20°CA di tolleranza. Sono stati ottenuti così 1007 punti da simulare.

5.3.2) Modello calibrato su 10 punti operativi

Il metodo e le modifiche che saranno spiegati e illustrati a seguire sono quanto di più simile al metodo "obiettivo" è stato raggiunto in questo primo approccio alla calibrazione virtuale: essendo infatti questa una prima esplorazione del progetto, uno dei propositi a cui si vuole giungere è proprio quello di stabilire una metodologia di esecuzione il più possibile definita e comprovata. In particolare, risulta fondamentale il fatto che la metodologia si basi su pochissimi dati sperimentali e che questa possa essere applicata anche partendo da un motore del tutto diverso da quello che si vuole calibrare con questo metodo. Al modello, richiesto appositamente non calibrato per lo scopo di cui sopra, sono state apportate svariate modifiche: dalle usuali modifiche già implementate nei precedenti casi di studio, fino a nuovi e specifici cambiamenti interni al modello stesso.

Generalmente il modello motore è "comandato" tramite l'imposizione di una PME target e una pressione di sovralimentazione target, che impostano rispettivamente un angolo di apertura della farfalla e un angolo di chiusura della WG, e tramite l'imposizione del numero di giri motore.

Come già avvenuto per i motori precedenti, il controllo dei giri motore rimane tale e quale, mentre il comando di THR e WG è stato leggermente modificato. Innanzitutto la posizione di THR non è più dipendente dalla PME target, ma dalla pressione collettore aspirazione target: questo cambiamento non apporta nessuna modifica nella

strategia di controllo della simulazione, purché la pressione collettore aspirazione sia espressa in bar come lo era la PME (altrimenti i valori delle costanti dei PID che portano a convergenza la posizione THR target devono essere scalate di un fattore 10^3).

Una seconda modifica è stata quella di utilizzare un unico controllore PID che agisca su entrambe le valvole a farfalla (THR) del motore (una per bancata): la pressione collettore aspirazione imposta come target sarà un unico valore per entrambe le bancate.

La modifica più importante però è stata unificare il controllo di THR e WG e demandarlo ad un'unica pressione che è quella target del collettore aspirazione, in maniera da allineare il modello a quelli già utilizzati per i motori 1 e 2. Lo scopo era quindi utilizzare un unico valore target per entrambi i PID che agiscono sui due attuatori, rendendo necessario inserire solamente il valore target della pressione collettore aspirazione e non anche quello della pressione di sovralimentazione target, in quanto quest'ultimo valore è ignoto, se il motore non è quasi mai stato al banco (il valore di pressione collettore aspirazione è scelto arbitrariamente, ma non è possibile associare a ciascuno di questi valori un ulteriore valore arbitrario di pressione di sovralimentazione: l'errore di stima si moltiplicherebbe!).

Per ottenere ciò, è stata inserita una mappa in funzione di giri e pressione collettore aspirazione che determina come ottenere la pressione collettore aspirazione target tramite l'azionamento di THR e WG, contemporaneo o meno in base al punto operativo considerato:

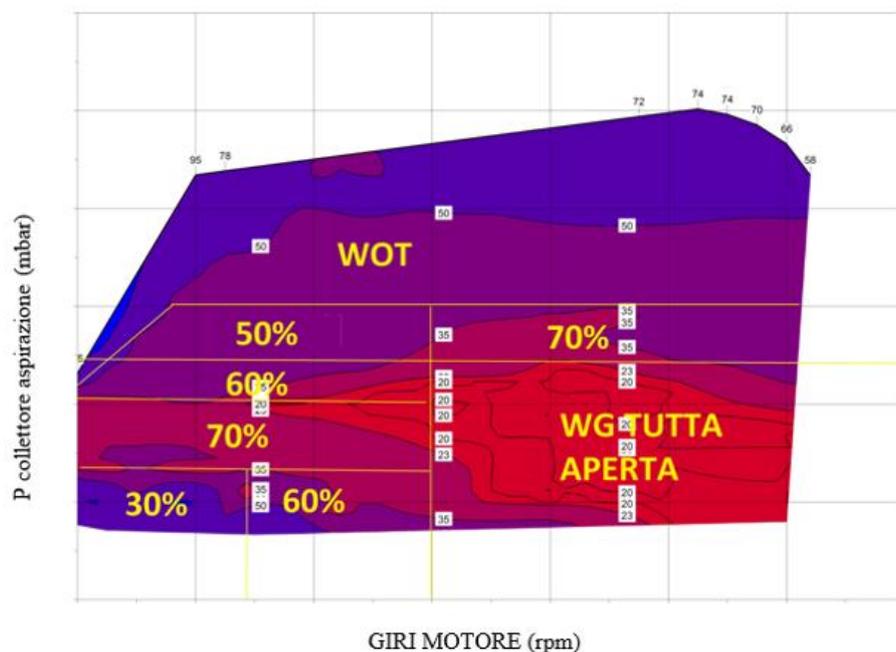


Figura 5.79: mappa funzione di pressione nel collettore aspirazione e di giri motore, per attuare la gestione dell'aria in ingresso al motore tramite farfalla, WG o entrambe in base al punto operativo simulato

Questo grafico (figura 5.79) è stato ottenuto da dati sperimentali ed è quindi una doppia approssimazione: da una parte è preso da dati che teoricamente non si dovrebbero avere e dall'altra semplifica abbondantemente il controllo reale di WG e THR per ottenere il carico target.

Si è deciso di utilizzare questa mappa all'unanimità tra i gruppi di sperimentazione e simulazione, pur rimanendo pienamente consapevoli delle approssimazioni e dell'eventuale errore che una mappa di questo tipo può portare sui risultati della simulazione.

Il modello, come precedentemente affermato, è stato fornito calibrato su 10 punti sperimentali scelti, per cui i valori di tutte le variabili motoristiche (es. lambda, SOI ecc.) sono calibrati solo sui punti scelti e non sull'intero range di funzionamento del motore. Per renderle valide su tutto il campo di funzionamento del motore, è necessario inserire alcune mappe nell'ambiente di simulazione GT power.

In generale, una mappa funzione di giri e carico (o pressione collettore aspirazione, in questo lavoro) è ottenuta considerando tre colonne di dati sperimentali: giri, pressione collettore aspirazione e la variabile z che cambia in base allo scopo della mappa. Successivamente, giri e pressione collettore aspirazione sono considerate come le variabili x e y della mappa, e in particolare, come i breakpoints della mappa che sarà creata interpolando i valori della variabile z, lungo le variabili x e y.

Le primissime modifiche apportate al modello sono state:

- Inserimento delle mappe necessarie per modellare la combustione secondo Wiebe (figura 5.80): mappa di MFB50, MFB10-90 ed esponente di Wiebe in base a giri e pressione collettore aspirazione, come carry over dal motore pregresso (motore 2) da cui è stato sviluppato questo motore (motore 3), in quanto il motore 2 è anche il motore più simile possibile a quello su cui si sta lavorando.

**IL MODELLO DI COMBUSTIONE IN GT-POWER È
BASATO SULLA LEGGE DI RILASCIO CALORE DI WIEBE:**

$$x_b = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right]$$

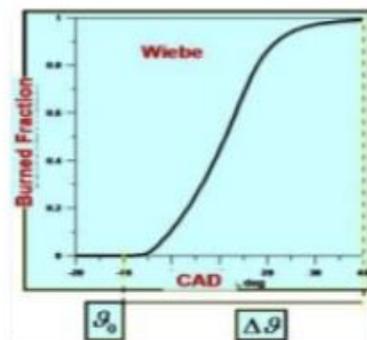


Figura 5.80: modello della combustione secondo Wiebe [14]

- Inserimento del modello di attriti ChennFlynn [9], già utilizzato nel motore 2 e da cui sono stati presi i valori dei coefficienti del modello (parte costante di FMEP, fattore pressione di picco del cilindro, fattore velocità del pistone media ecc.) come carry over per il motore in questione
- Inserimento della mappa di lambda in funzione di giri e carico come carry over dal motore 2
- Inserimento delle mappe di PFI ratio e GDI ratio, necessariamente prese dai dati sperimentali del motore 3 (che non si dovrebbero avere, ma nel motore 2 queste variabili non esistono). Il PFI ratio è un valore assoluto che varia tra 0 e 1 ed indica la frazione dell'iniettata richiesta che sarà demandata agli iniettori PFI. Ovviamente è $GDI\ ratio = 1 - PFI\ ratio$.
- La temperatura e la pressione ambiente sono state imposte fisse in condizioni standard (20°C e 1 bar, rispettivamente), così come temperatura acqua motore e olio sono rimaste ai valori imposti dal gruppo simulazione.
- Inserimento delle mappe di SOI GDI e SOI PFI, in base a giri motore e pressione collettore aspirazione, prese anche queste necessariamente dai dati del motore 3.

Un primo problema si è verificato con l'inserimento della mappa SOI PFI: questo è calcolato nella centralina, come

$$SOI\ PFI = 720 - FI - AIVC - TI \quad (5.5)$$

Dove

- 720 = durata di un ciclo motore [°CA]
- FI = angolo di fine iniezione [°CA]
- AIVC = angolo chiusura valvola di aspirazione, riferito a PMS [°CA]
- TI = tempo effettivo di iniezione [ms], convertito ovviamente in [°CA]

Il problema consiste nel fatto che in alcuni punti motore il valore di SOI PFI è negativo: questo non significa che l'iniezione duri più di un ciclo motore, ma semplicemente che il suo inizio è stato traslato indietro fino ad arrivare a un punto appartenente al ciclo precedente, al fine di ridurre consumi ed emissioni inquinanti.

Il software GT Power aggiorna i dati alla fine di ogni ciclo motore, per cui non accetta un valore negativo di SOI PFI: come primo approccio si è pensato di porre a 0 i valori di SOI PFI negativi, poiché per il calcolo della portata di aria in ingresso al motore, il risultato non sarebbe cambiato in maniera inaccettabile. Questo però comportava un errore numerico di interpolazione del software, per cui anche con valori di SOI PFI tutti non negativi, GT Power, interpolando tra i dati sperimentali in input, trovava numeri negativi (es. -0.012e-12). Successivamente si è pensato di dividere la sola

iniezione PFI in due sotto iniezioni: una che parte da 0°CA del ciclo corrente e l'altra che consiste nella parte rimanente di iniezione presente nel ciclo precedente a quello considerato. Questo lavoro è stato svolto dal gruppo di ingegneri responsabile della simulazione.

A questo punto, gli unici motivi per cui le simulazioni possono non andare a convergenza sono:

- i valori dei VVT per quel punto specifico sono talmente sfavorevoli al riempimento del cilindro, che il motore non riesce a raggiungere la pressione collettore aspirazione target
- le costanti dei PID (imposte a valori fissati per qualsiasi punto motore simulato) sono errate: troppo grandi o troppo piccole, ma comunque vanno variate mantenendo costante il rapporto tra proporzionale e integrale

Ovviamente per ogni modifica eseguita si simulavano alcuni punti prova, generalmente un punto a bassa e uno ad alta pressione collettore aspirazione, per i valori di giri motore più frequenti e spazati su tutto il piano quotato.

Dopo le modifiche di cui sopra però, già dal primo punto prova simulato, si otteneva lo stop della simulazione “perché è stato raggiunto il SOI, ma la precedente iniezione è terminata meno di x °CA prima”: questo errore, abbastanza fuorviante, indicava in realtà che la massa di combustibile iniettata era eccessiva. Questo perché GT Power calcola la massa di combustibile da iniettare in base alla portata in massa di aria vista in un certo componente (ad es. il collettore aspirazione o un pipe adiacente) e all'AFR imposto (generalmente stechiometrico):

$$\dot{m}_{combustibile} = \frac{\dot{m}_{aria}}{AFR} \left(\frac{g}{s}\right) \quad (5.6)$$

Il vero problema si presenta sotto forma di oscillazioni di pressione nel collettore aspirazione, che comportano un'oscillazione della massa di aria presente nel collettore aspirazione, da cui l'errore di stima della massa di combustibile da iniettare. Questo problema è stato sottoposto al gruppo simulazione ed è stato così risolto:

- limite minimo sulla portata di combustibile iniettata a 0 mg/s: necessario a causa di un errore numerico del software, per cui durante l'interpolazione dei dati in input, per valori vicini a 0 mg/s, si poteva arrivare ad avere un valore negativo di portata in massa iniettata

- limite massimo sulla portata di combustibile iniettata visto come $portata \left(\frac{g}{s}\right) \cdot \frac{120}{giri\ motore} \cdot 1000\ mg/s$ per risolvere il problema delle oscillazioni di pressione: in questo modo, anche se il software GT Power dovesse sovrastimare la portata di aria nel collettore aspirazione a causa delle oscillazioni presenti, e quindi, di conseguenza sovrastimare la portata di combustibile da iniettare, questa sarà comunque limitata al massimo valore fisicamente iniettabile in un ciclo motore.

A questo punto sono stati risolti tutti i bug del software che non permettevano di portare a conclusione la simulazione e, dopo aver simulato i soliti punti prova ed aver trovato valori delle costanti di PID affidabili, sono stati lanciati tutti i punti selezionati tramite DOE ed è iniziata la vera e propria calibrazione delle costanti proporzionale e integrale del controllore PID.

I due principali svantaggi di questo tipo di simulazione sono:

- Necessità di calibrare le costanti dei PID punto per punto: questa operazione può essere bypassata inserendo una mappa di costanti PID in base a giri e pressione collettore aspirazione nel modello, ma non è facile ottenerla, specie se si simulano punti casuali e mai provati prima. Di conseguenza è necessario aggiustare i valori delle due costanti P ed I di volta in volta, rilanciando un unico punto di funzionamento anche più volte, se costretti.
- In questo tipo di attività viene simulata una quantità enorme di punti di funzionamento (questo fatto rimane una costante per tutti i modelli motore studiati), motivo per cui, il tempo computazionale è molto elevato.

Per risolvere il secondo punto si può ridurre il numero di cicli a disposizione del modello per andare a convergenza (attualmente sono 200 cicli), ma questo comporterebbe una maggiore inesattezza del modello e di conseguenza, un maggior numero di simulazioni.

Una seconda azione che si può intraprendere è lanciare più simulazioni in contemporanea, ed eventualmente dividere le simulazioni su più computer per aumentare la CPU a disposizione dei calcoli: lanciando le simulazioni divise tra il pc portatile a mia disposizione (processore i5, quadcore @ 2.7 GHz) e un pc fisso del gruppo di simulazione, il tempo computazionale è dimezzato. In questo caso non è stato possibile lanciare le simulazioni suddividendole in diversi processori poichè non si avevano le autorizzazioni necessarie all'interno del software GT Power: questo rimane comunque uno spunto da tenere in considerazione per eventuali miglioramenti futuri del metodo di lavoro.

Infine un'ultima leva su cui si può agire per diminuire il tempo computazionale, è modificare il criterio di convergenza: in prima battuta si è imposto un criterio di convergenza “target”, che impone la fine della simulazione solo quando un certo numero di cicli consecutivi ha un valore di pressione collettore aspirazione all'interno del range valore target \pm una certa tolleranza imposta dall'utente.

Un'alternativa, che riduce abbondantemente il tempo computazionale, è inserire un criterio di convergenza di tipo “cycle to cycle”, ovvero la simulazione termina quando per un certo numero di cicli consecutivi, il valore della pressione collettore aspirazione non cambia con una pendenza maggiore di quella imposta tramite tolleranza dall'utente.

Questo criterio, apporta sicuramente un vantaggio in termini di tempo, ma presenta lo svantaggio di fornire un risultato molto meno preciso se la tolleranza e il numero di cicli non sono imposti adeguatamente: è necessaria quindi la presenza di un utente esperto per poter impostare questo criterio correttamente. Per questo motivo, e perché si sta parlando di un lavoro di tesi con nessuna pressione produttiva, si è deciso di rimanere sul criterio di convergenza “target”.

Sono state quindi rilanciate tutte le simulazioni descritte dal DOE, trovando un ulteriore bug nei punti a 7000 rpm, dove per motivi numerici la simulazione si bloccava inaspettatamente: dopo vari e vani tentativi di risoluzione del problema, si è deciso di escludere quel numero di giri motore dal piano DOE. Ottenuti così i risultati delle simulazioni di tutti i punti di funzionamento decisi dal DOE (meno quelli a 7000 rpm), da una prima analisi dei dati in output, si sono notati valori non plausibili di lambda (fino a 100!) e il fatto ricorrente che, nonostante il target fosse diverso e anche molto maggiore, la pressione collettore aspirazione in molti casi non superasse il valore della pressione atmosferica (1 bar assoluto).

In questo caso il colpevole è stato l'errore umano: nella mappa di SOI GDI, il valore di SOI era stato semplicemente copiato dai dati sperimentali, senza ricordarsi di calcolarlo come:

$$SOI\ GDI = 720 - SOI\ GDI\ sperimentale \quad (5.7)$$

Corretto quest'ultimo errore di convenzione, le simulazioni hanno richiesto 6 giorni di tempo per terminare e finalmente si sono ottenuti i dati di input per MapFit.

5.3.3) MapFit

In totale sono stati ottenuti 896 punti, che sono stati poi filtrati al fine di assicurarsi che avessero valori plausibili: sono stati eliminati i dati con surge margin < 0 e quelli con trapping ratio < 0.97 , come illustrato in precedenza.

Gli altri due “filtri” applicati in precedenza su PME massima e giri turbo massimi, in base ai valori sperimentali, in questa fase non sono stati applicati poiché non erano presenti valori maggiori del massimo sperimentale.

Inseriti questi dati in MapFit, l’ottimizzatore calcolerà poi altri fattori in base ai dati in input, che serviranno ai calcoli interni del modello di centralina implementato nel tool. Infine è necessario selezionare la mappe di centralina che si vogliono ottimizzare e quelle che invece si vogliono solo simulare: dopo una prima prova con le solite 6 mappe utilizzate, si è pensato di considerare ulteriori mappe per l’ottimizzazione, in modo da mettere a disposizione del tool un numero maggiore di leve su cui agire per eseguire l’ottimizzazione. In particolare si è deciso di ottimizzare tutte le mappe disponibili tranne quelle che riguardavano i flaps (non attivi) e lo scavenging.

Le mappe ora ottimizzate sono:

- *Correzione per fattore di conversione da pressione a carico, $f(\text{giri motore, IVC})$*
- *Correzione per offset di correzione pulsazione da p_s a p_{cc} , $f(\text{giri motore, incrocio valvole})$*
- *Correzione per fattore di conversione da pressione a carico in WOT, $f(\text{giri motore, IVC})$*
- *Correzione per offset di correzione pulsazione da p_s a p_{cc} in WOT, $f(\text{giri motore, incrocio valvole})$*
- *Fattore di interpolazione per il calcolo dell’effettiva contro pressione allo scarico per il modello di EGR interno, $f(\text{giri motore, incrocio valvole})$*
- *Correzione del rapporto contro pressione allo scarico/pressione in camera di combustione durante l’incrocio a causa dei gas inerti riaspirati, $f(\text{giri motore, baricentro incrocio valvole})$*
- *Curva della portata in massa normalizzata dovuta ai gas inerti riaspirati, $f(\text{incrocio valvole})$*
- *Fattore di interpolazione per la correzione della pulsazione basato sul rapporto di pressioni alla valvola a farfalla, $f(P \text{ collettore aspirazione}/P \text{ monte farfalla})$*
- *Fattore di interpolazione per la correzione della pulsazione a WOT, $f(\text{apertura farfalla})$*

- *Parte di gas inerti interni che non sono stati lavati, $f(\text{massa scavenging}/(\text{massa scavenging} + \text{massa gas inerti interni}))$*

L'ottimizzazione parte dai dati esportati da GT e dalla calibrazione della funzione di portata d'aria in ingresso del motore, dalla quale anche sperimentalmente si è partiti per sviluppare il motore 3.

MapFit è un software iterativo, e si potrebbe ripetere l'ottimizzazione più volte per migliorare il risultato ottenuto, anche se il margine di miglioramento diventa di volta in volta più piccolo. In questo lavoro si è sempre eseguita un'ottimizzazione mono-iterativa per scelta. Il risultato dell'unica iterazione di ottimizzazione ha portato a 28 punti su 729 (3.84 %) fuori dalla tolleranza imposta sull'rl ($\pm 5\%$).

L'errore, visto come rapporto_rl, è stato graficato in base alle principali grandezze che sono state mosse per eseguire le simulazioni: giri motore, rl simulato da GT, incrocio valvole. Inoltre l'rl calcolato da MapFit (rl stimato) è stato graficato in base all'rl calcolato dai dati di GT (rl simulato) per visualizzare la correlazione tra i due, che è da considerarsi ottima, se si pensa che per ottenerla si è utilizzato un modello non calibrato sui dati sperimentali con in input punti anche off nominal e facendo partire l'ottimizzazione da una calibrazione molto diversa da quella ottimale.

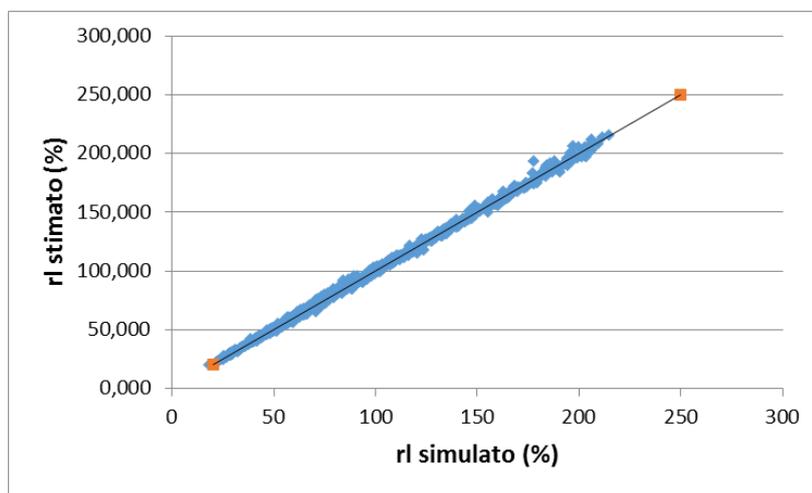


Figura 5.81: valori di rl stimato da MapFit in funzione dell'rl simulato da GT

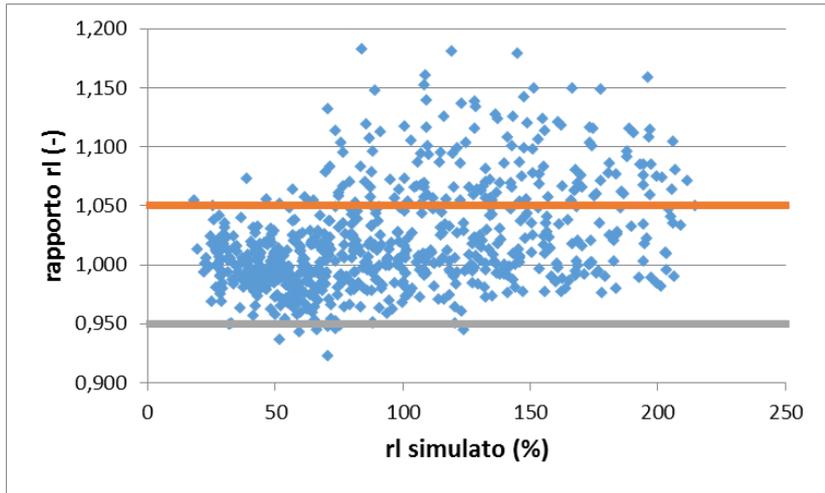


Figura 5.82: errore sull'rl in funzione dell'rl simulato da GT

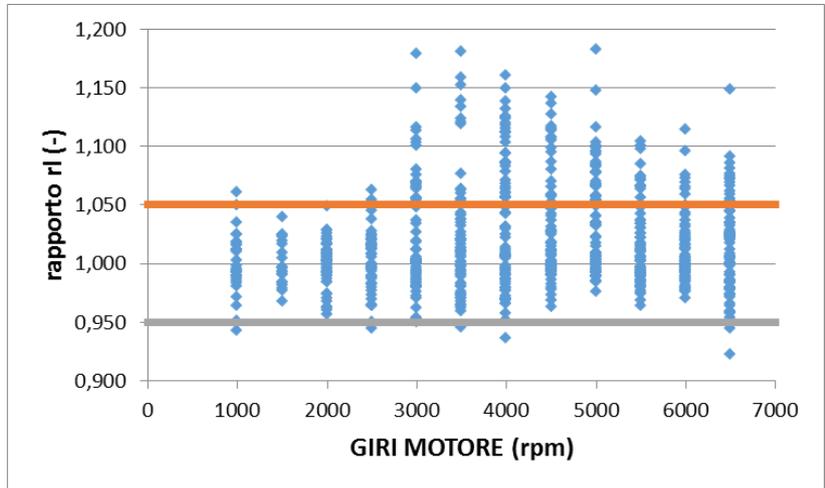


Figura 5.83: errore sull'rl in funzione del numero di giri motore

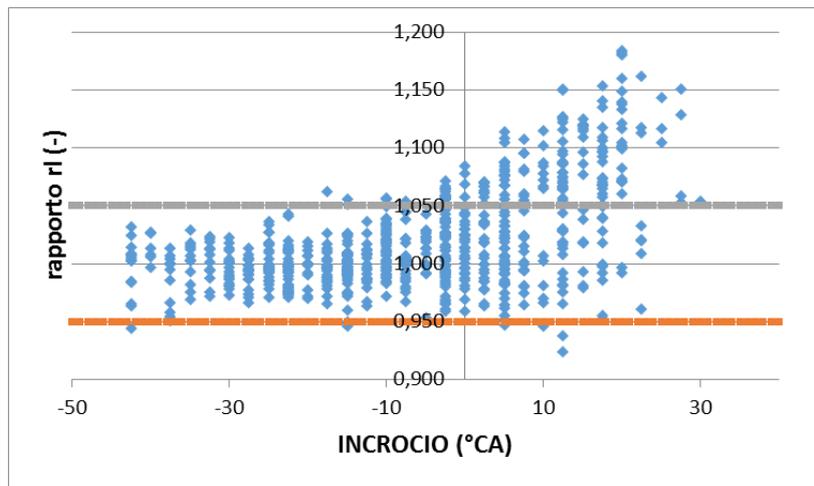


Figura 5.84: errore sull'rl in funzione del valore di incrocio valvole

Mentre non esiste un andamento definito dell'errore in base all' r_l simulato di GT (figura 5.82), in figura 5.83 si può chiaramente vedere un errore praticamente nullo a bassi giri motore (da 1000 a 2500 rpm) e un errore abbastanza accentuato a giri motore medio-alti. Infine è possibile notare un andamento crescente dell'errore al crescere dell'incrocio valvole (figura 5.84).

Successivamente è stato eseguito un confronto visivo tra le mappe calibrate della funzione portata di aria in ingresso al motore e quelle ottenute dopo l'ottimizzazione, rispettivamente:

- *Correzione per fattore di conversione da pressione a carico, $f(\text{giri motore}, \text{IVC})$*

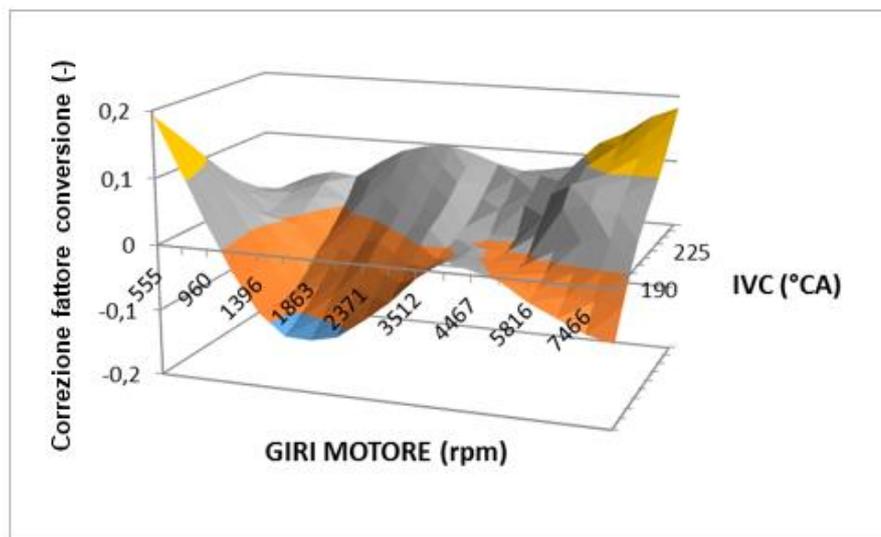


Figura 5.85: mappa di riferimento per il fattore di conversione pressione in carica, motore 3

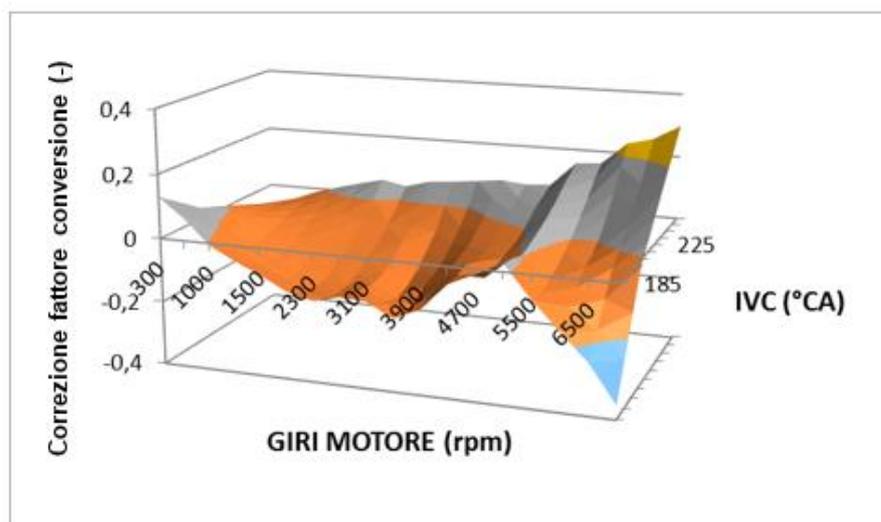


Figura 5.86: mappa in output dall'ottimizzazione per il fattore di conversione pressione in carica, motore 3

Questa mappa risulta essere abbastanza simile a quella di partenza, ma è possibile notare un forte appiattimento a bassi giri motore.

- *Correzione per offset di correzione pulsazione da p_s a p_{cc} , $f(\text{giri motore, incrocio valvole})$*

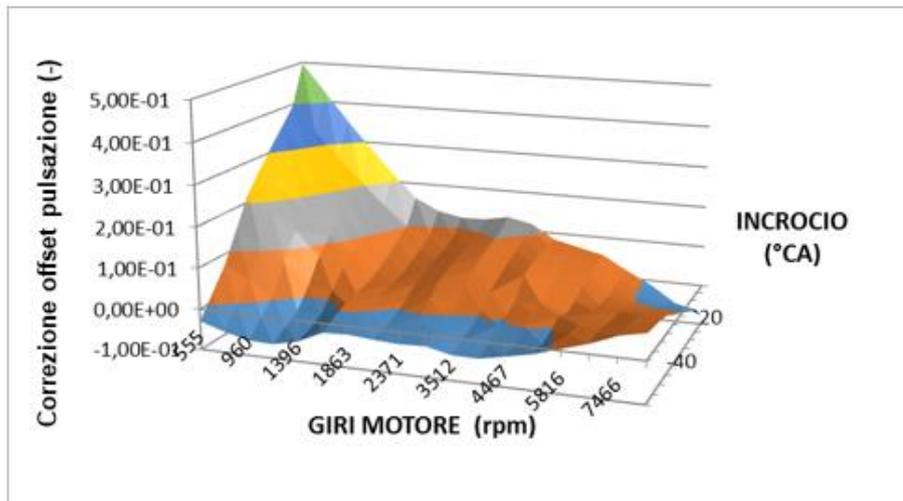


Figura 5.87: mappa di riferimento per l'offset da P collettore a P camera, motore 3

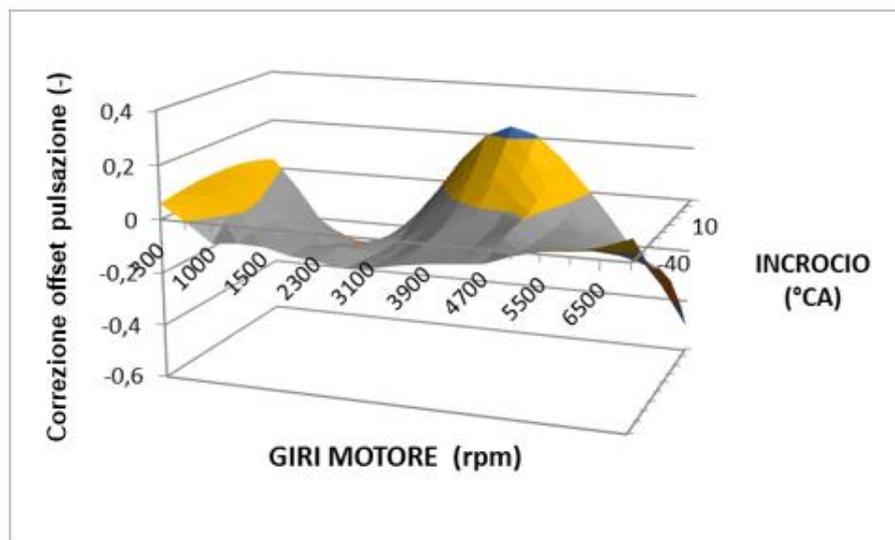


Figura 5.88: mappa in output dall'ottimizzazione per l'offset da P collettore a P camera, motore 3

Questa mappa è invece molto diversa dalla mappa di riferimento: sarà necessario, in futuro, comprendere se questa nuova forma sia un miglioramento o un peggioramento.

- *Correzione per fattore di conversione da pressione a carico in WOT, $f(\text{giri motore, IVC})$*

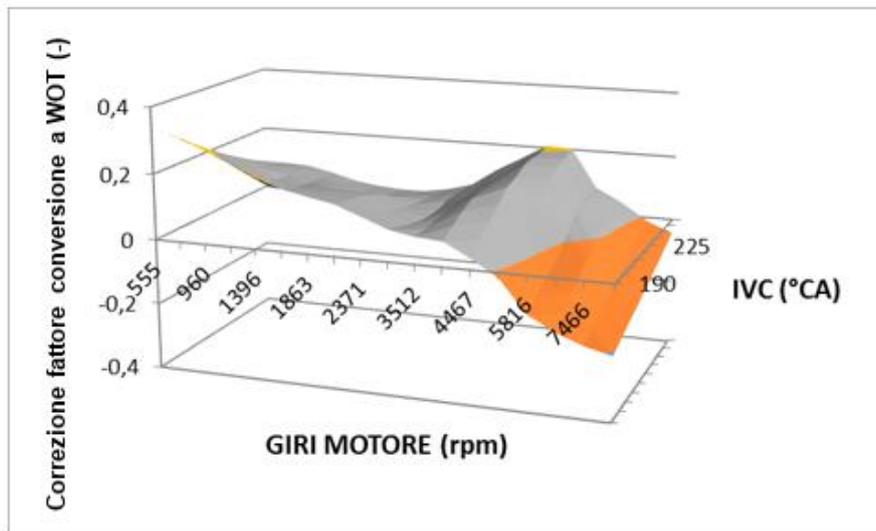


Figura 5.89: mappa di riferimento correzione fattore di conversione pressione in carico a WOT, motore 3

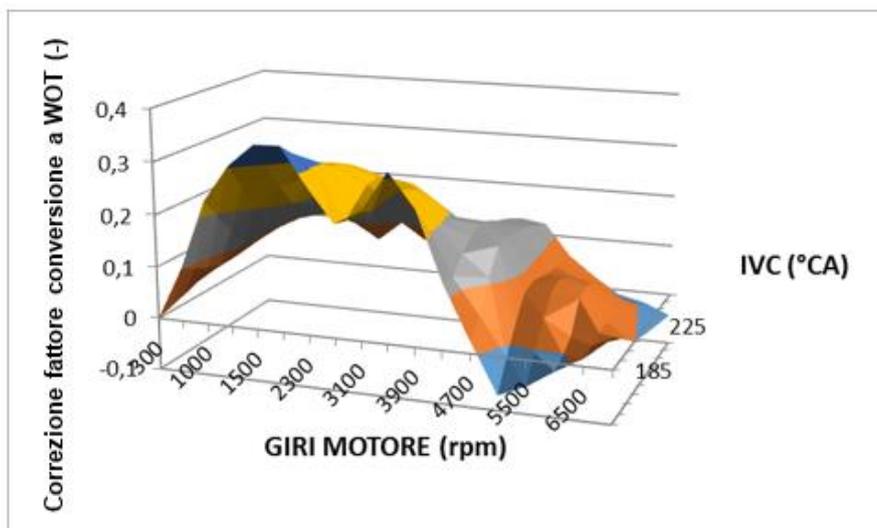


Figura 5.90: mappa in output dall'ottimizzazione per correzione fattore di conversione da pressione a carico a WOT, motore 3

La stessa cosa può essere affermata per questa mappa, che rappresenta lo stesso valore presente nell'asse z della prima mappa mostrata (figure 5.85 e 5.86), ma per punti di funzionamento in cui la farfalla è completamente aperta.

- *Correzione per offset di correzione pulsazione da p_s a p_{cc} in WOT, $f(\text{giri motore, incrocio valvole})$*

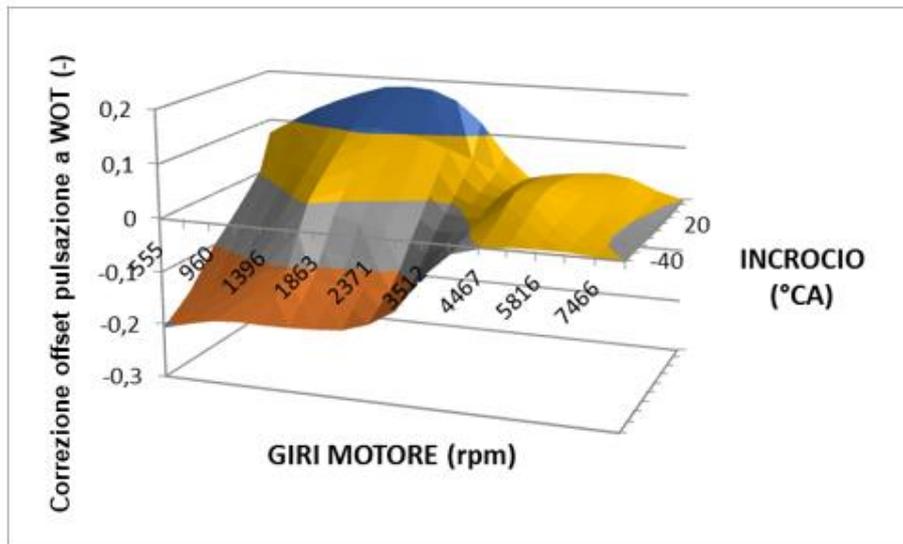


Figura 5.91: mappa di riferimento correzione dell'offset da P collettore a P camera a WOT, motore 3

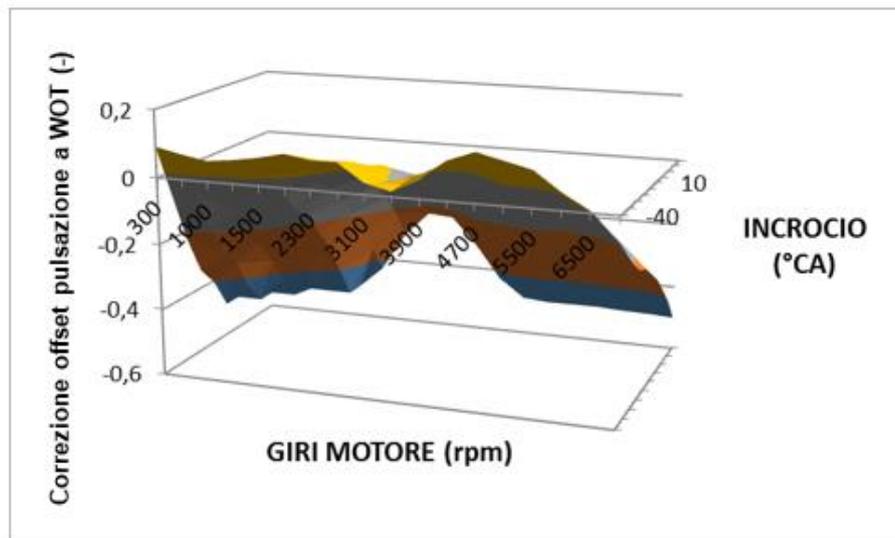


Figura 5.92: mappa in output dall'ottimizzazione per correzione dell'offset da P collettore a P camera a WOT, motore 3

Questa è invece la prima mappa che comincia a destare qualche sospetto sull'effettiva affidabilità della calibrazione virtuale: come è possibile vedere dai grafici, seppur la forma della mappa potrebbe dirsi simile, la pendenza tra le due mappe è esattamente opposta.

- *Fattore di interpolazione per il calcolo dell'effettiva contro pressione allo scarico per il modello di EGR interno*

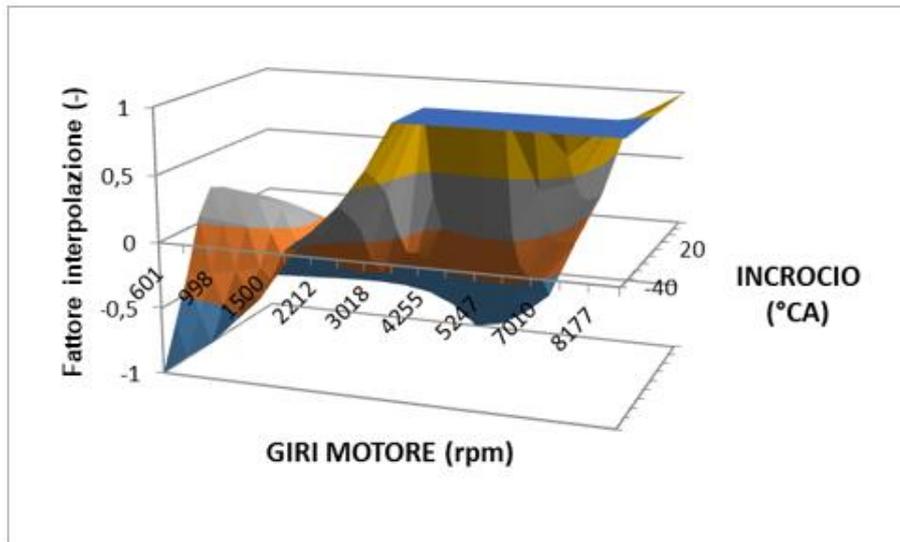


Figura 5.93: mappa di riferimento per fattore di interpolazione per EGR, motore 3

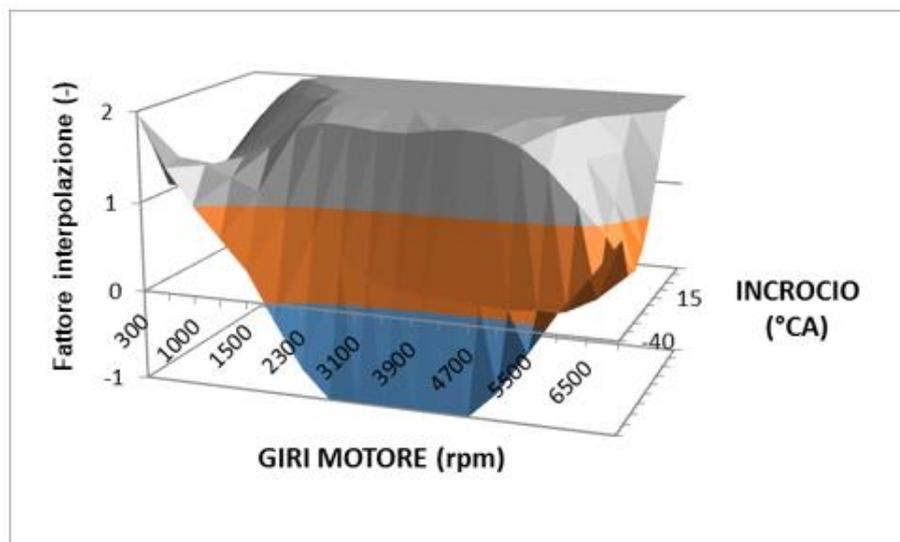


Figura 5.94: mappa in output dall'ottimizzazione per il fattore di interpolazione per EGR, motore 3

Anche questa mappa presenta una parte (alti giri) in cui la pendenza è l'esatto opposto della pendenza della mappa di riferimento; è possibile notare inoltre, che a bassi giri motore l'andamento è completamente opposto (mentre la prima tende a valori negativi, la seconda tende a valori positivi). Questa mappa desta non pochi dubbi sul risultato della calibrazione virtuale, ed è uno dei principali fattori che portano a mettere in discussione la modellazione dell'EGR interno.

- *Correzione del rapporto contro pressione allo scarico/pressione in camera di combustione durante l'incrocio a causa dei gas inerti riaspirati*

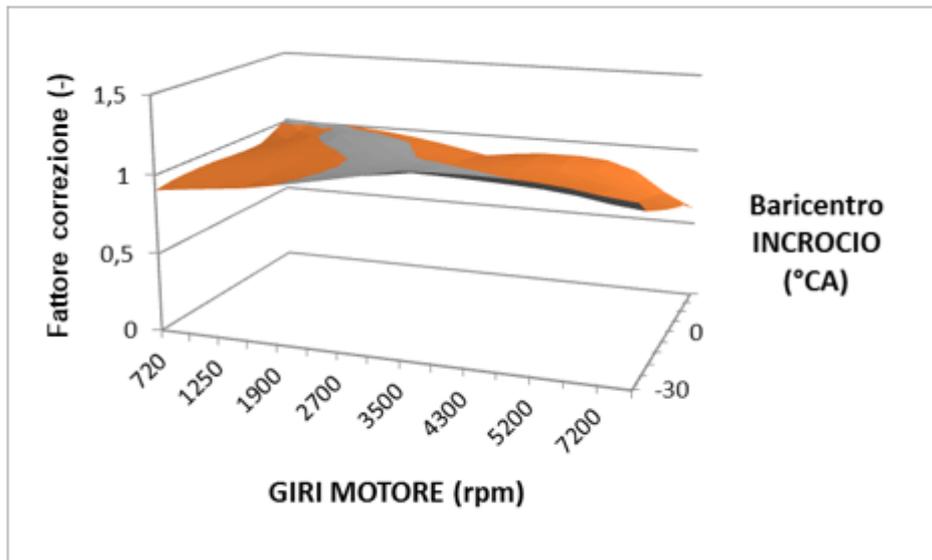


Figura 5.95: mappa di riferimento per fattore di correzione rapporto P scarico/ P camera, motore 3

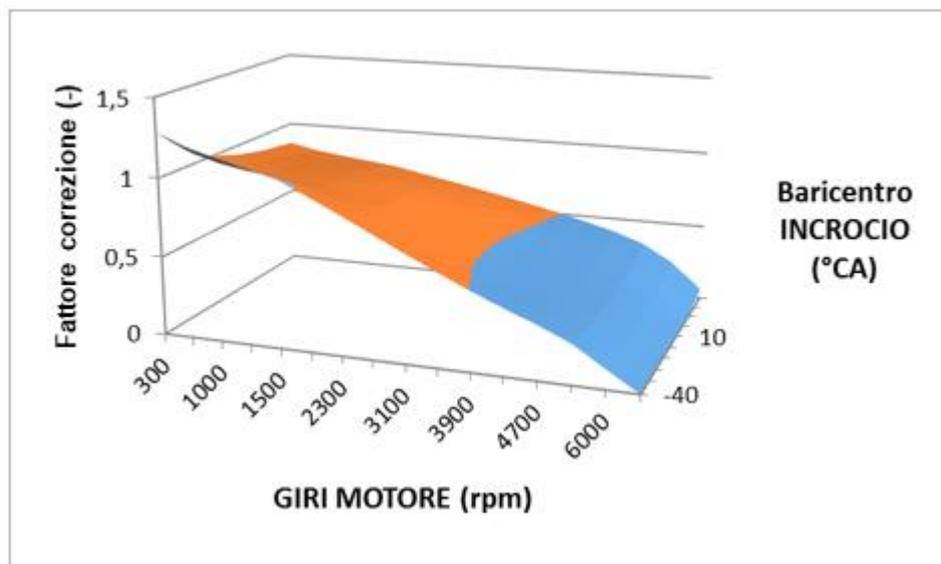


Figura 5.96: mappa in output dall'ottimizzazione per fattore di correzione rapporto P scarico/ P camera, motore 3

Anche questa mappa si presenta con una pendenza opposta rispetto alla mappa di riferimento: questo fatto, per questa mappa in particolare, è una costante per tutti i motori studiati, ed è quindi un punto cruciale dell'esito della calibrazione virtuale. Come è possibile ricordarsi dal capitolo 3.2, anche questa mappa agisce sulla contro pressione allo scarico dovuta alla presenza di EGR interno.

- *Curva della portata in massa normalizzata dovuta ai gas inerti riaspirati*

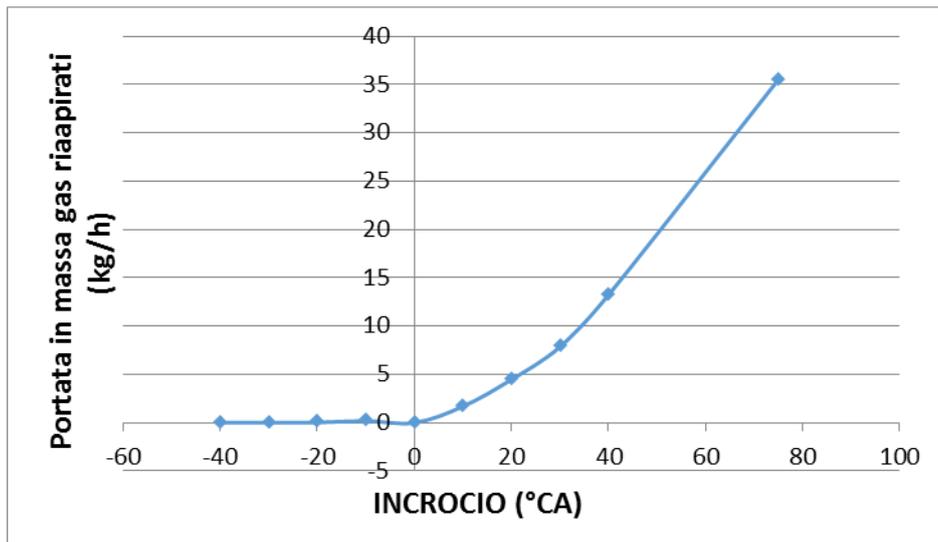


Figura 5.97: mappa di riferimento della massa normalizzata di gas inerti riaspirati, motore 3

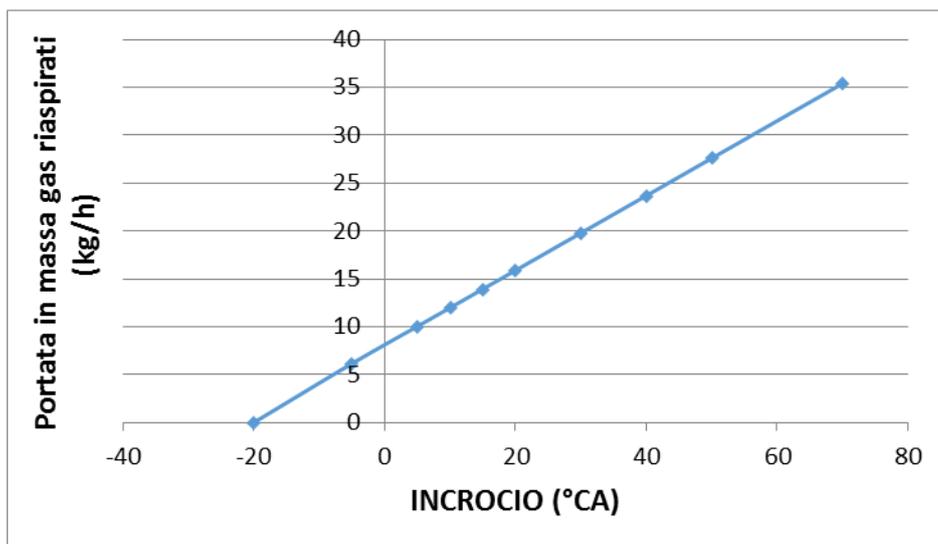


Figura 5.98: mappa in output dall'ottimizzazione della massa normalizzata di gas inerti riaspirati, motore 3

Questa curva, che rappresenta la portata in massa di gas riaspirati durante l'incrocio, ha destato inizialmente qualche dubbio perché nella curva esito della calibrazione virtuale, è presente una portata di gas riaspirati non nulla anche ad incrocio negativo. Questo fatto non è però del tutto assurdo, poiché i valori di IVO ed EVC considerati nella funzione di stima della portata di aria in ingresso al motore, sono presi a 0.5 mm di alzata, per cui anche ad incrocio leggermente negativo, è possibile che le valvole siano in realtà ancora aperte. Un altro fattore dubbio, è la forma della curva esito della calibrazione virtuale: è infatti insolito trovare un andamento lineare di questa curva,

piuttosto che un andamento esponenziale come nella curva di riferimento, in quanto i gas riaspirati aumentano in genere più che linearmente all'aumentare dell'incrocio.

- *Fattore di interpolazione per la correzione della pulsazione basato sul rapporto di pressioni alla valvola a farfalla*

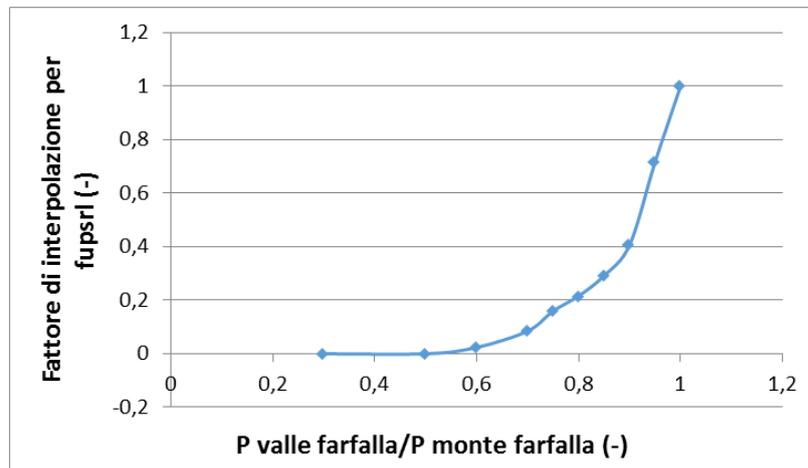


Figura 5.99: mappa di riferimento fattore di interpolazione per la correzione di pulsazione, motore 3

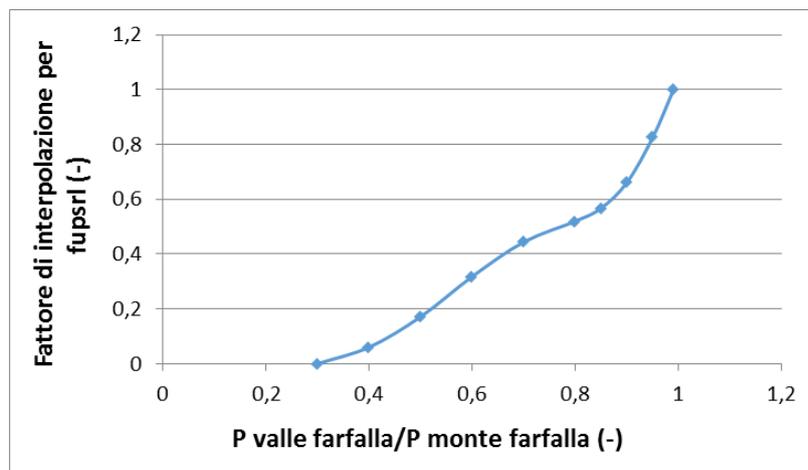


Figura 5.100: mappa in output dall'ottimizzazione fattore di interpolazione per la correzione di pulsazione, motore 3

Questa curva sembra essersi “offsettata” rispetto a quella di riferimento: essa fornisce il fattore di interpolazione che sarà necessario per calcolare il valore del coefficiente fupsrl, all'interno dei valori minimo e massimo dati dal modello. Sarà necessario indagare ulteriormente sul rapporto tra pressione a valle e pressione a monte della valvola a farfalla.

- *Fattore di interpolazione per la correzione della pulsazione a WOT*

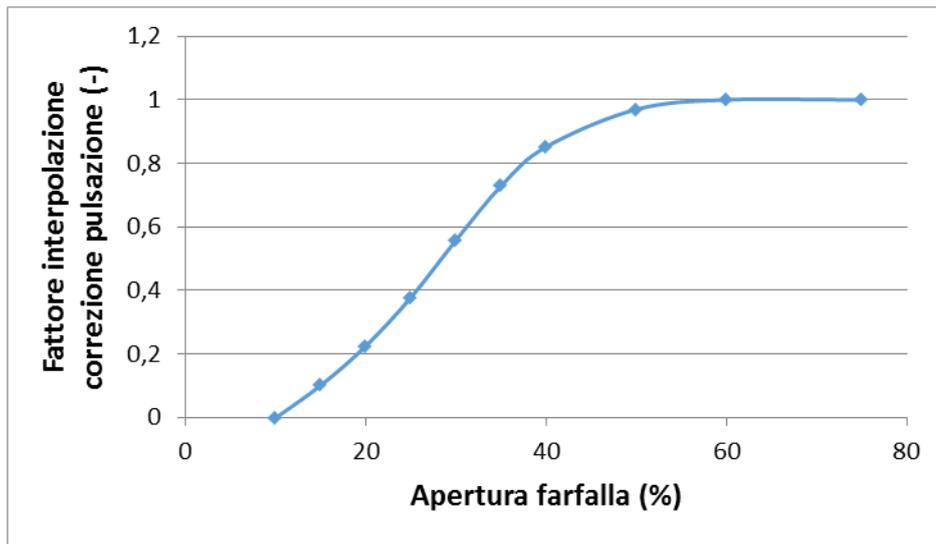


Figura 5.101: mappa di riferimento fattore di interpolazione per correzione di pulsazione, motore 3

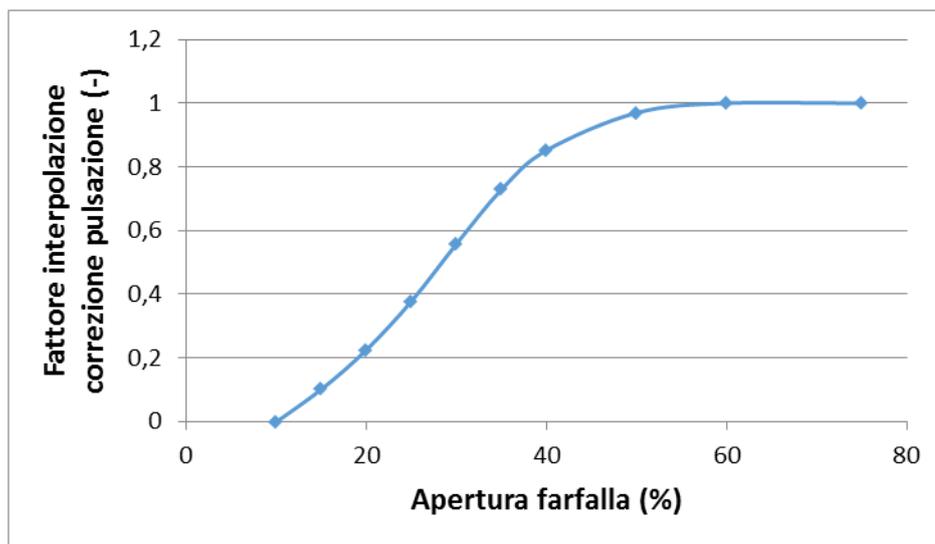


Figura 5.102: mappa in output dall'ottimizzazione fattore di interpolazione per correzione pulsazione, motore 3

Seppur questa curva è stata impostata per essere ottimizzata e non solo simulata, essa è rimasta invariata in quanto nell'ottimizzatore è stato scelto di utilizzare come input solo il rapporto tra pressione a valle e pressione a monte della farfalla, e non anche il valore di apertura della valvola a farfalla, come spiegato alla sezione 5.1.3.

- *Parte di gas inerti interni che non sono stati lavati*

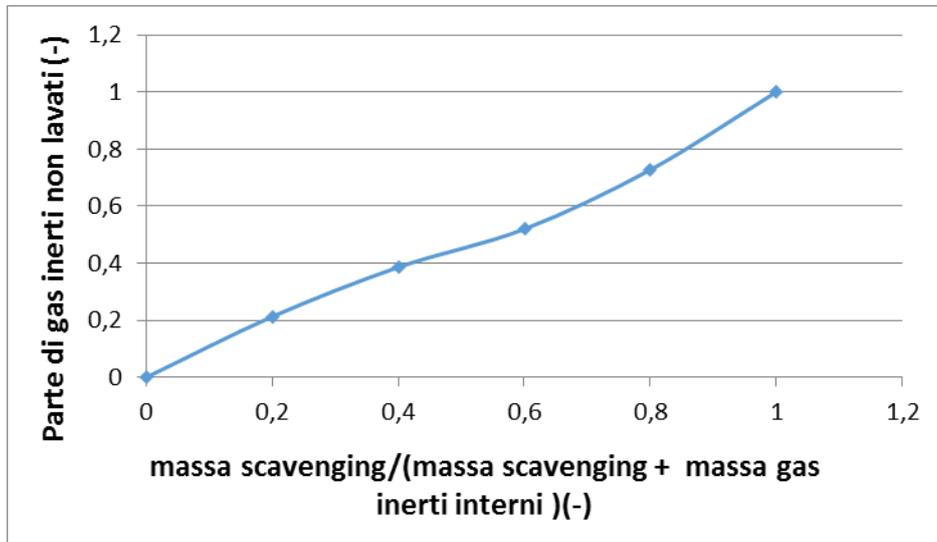


Figura 5.103: mappa di riferimento della parte di gas inerti non lavati, motore 3

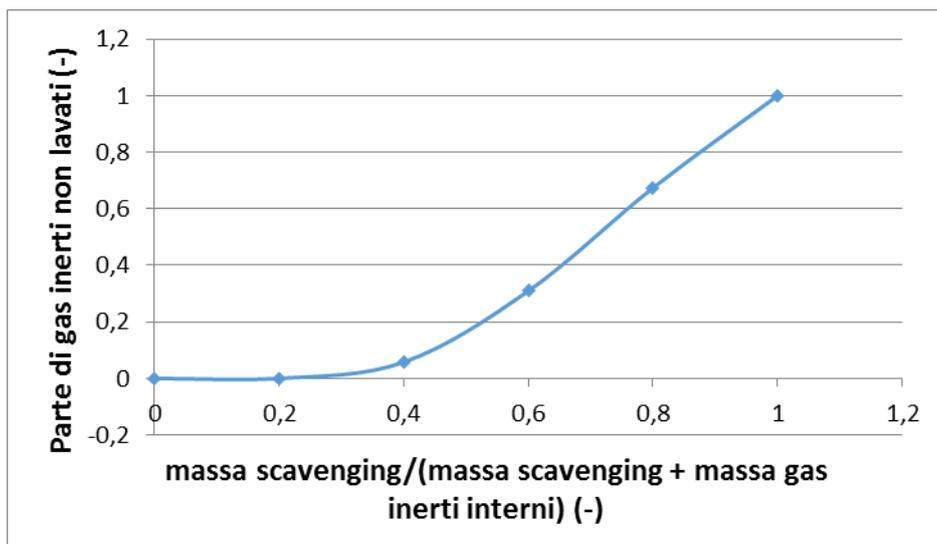


Figura 5.104: mappa in output dall'ottimizzazione della parte di gas inerti non lavati, motore 3

Questa curva infine, mostra la parte di gas inerti che non sono stati “lavati” dal cilindro, in base alla parte di gas che è stata lavata (massa scavenging) via rispetto alla massa di gas totali presenti in camera oltre all’aria fresca intrappolata (massa scavenging + massa gas inerti interni). La curva risultante sembra sottostimare la quantità di gas inerti non lavati, per basse frazioni di massa di scavenging.

5.3.4) Errore sulla calibrazione virtuale

Ottenuta una “calibrazione virtuale”, ovvero mappe ottimizzate in base a dati tratti da simulazione, si è voluto verificare effettivamente che errore questa calibrazione darebbe sulla portata di aria del motore e se e quanto la sua stima sia sbagliata. Per eseguire questa verifica, data l’indisponibilità del motore al banco prova per motivi di produzione, si è deciso di utilizzare MapFit non più come ottimizzatore, ma come simulatore della funzione di centralina che stima la portata di aria in ingresso al motore. L’idea è di inserire le mappe ottenute dai dati in output da GT, in MapFit e, senza ottimizzarle (cioè simulandone solamente l’utilizzo), dare in input a MapFit i dati sperimentali precedentemente ottenuti al banco. In questo modo sarà possibile considerare l’errore tra l’ rl così calcolato da MapFit e quello sperimentale. Si è deciso di utilizzare due set di dati diversi: il primo con valori di VVT a battuta meccanica e il secondo con i valori di VVT presenti nelle mappe base. Sono stati inseriti, uno alla volta, i due set di dati ed è stata solamente simulata la calibrazione ottenuta con i dati in output da GT Power in entrambi i casi.

- ⇒ Per il set di dati con VVT a battuta meccanica, è stato ottenuto il 61% dei punti operativi in input fuori dalla tolleranza sull’errore sull’ rl ($\pm 5\%$). Questo numero non stupisce, poiché i dati in input comprendono solo punti operativi off nominal, cioè punti con i quali non è stata ottimizzata la calibrazione: il numero è certamente elevato, ma è già un buon punto di partenza se si considera inoltre, che per i punti off nominal generalmente si tiene una tolleranza di $\pm 10\%$. Successivamente è stata eseguita un’analisi dati per cercare di capire le cause scatenanti dell’errore sull’ rl : questo, visto come rapporto tra l’ rl calcolato da MapFit e quello sperimentale inserito in input (rapporto_ rl), è stato graficato in base a quelle che si sono ritenute essere le grandezze più significative, come è possibile vedere nelle seguenti immagini.

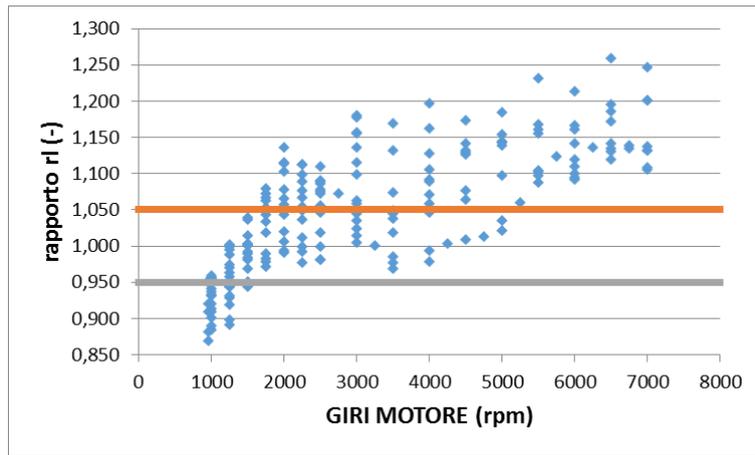


Figura 5.105: errore sull'rl in funzione del valore di giri motore, per dati in input con VVT a battuta meccanica

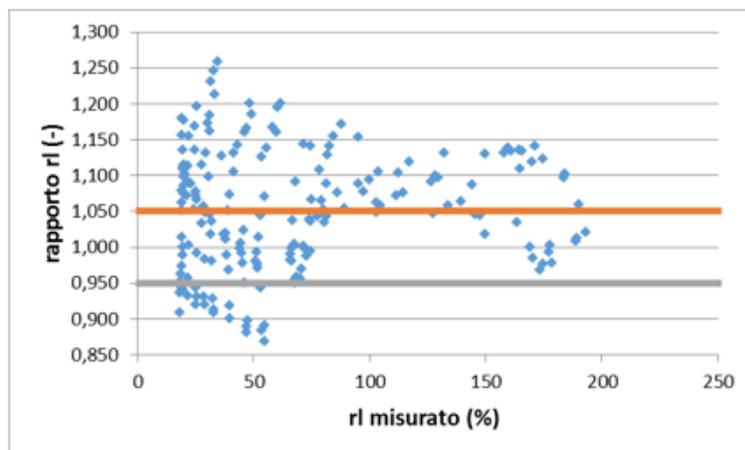


Figura 5.106: errore sull'rl in funzione del valore di rl misurato dei dati sperimentali, per dati in input con VVT a battuta meccanica

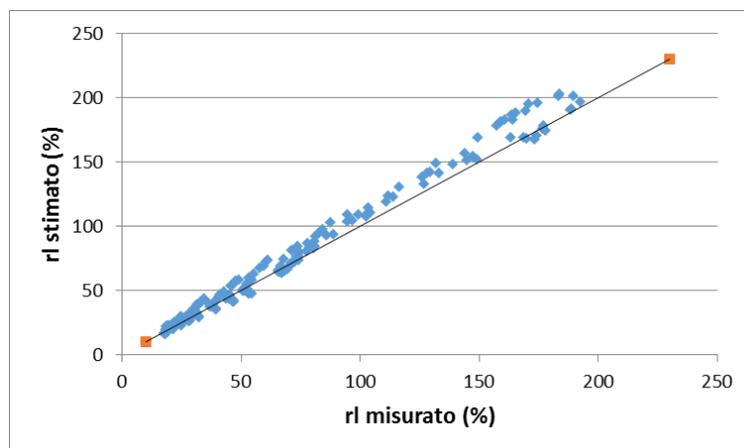


Figura 5.107: rl stimato da MapFit vs rl misurato dai dati sperimentali, per VVT a battuta meccanica

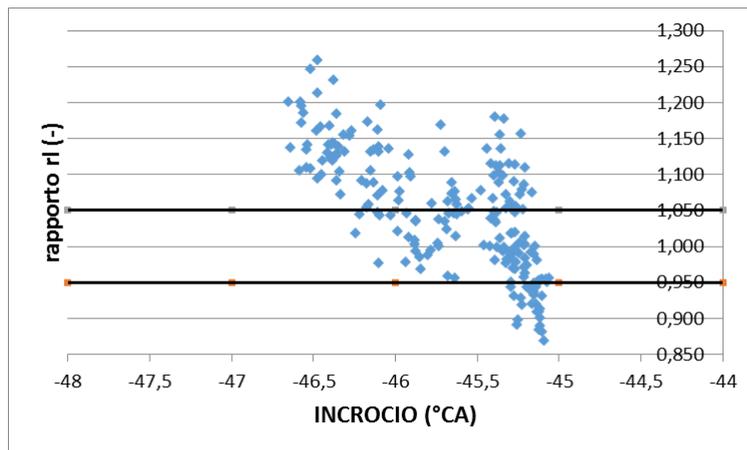


Figura 5.108: errore sull' r_I in funzione del valore di incrocio valvole, per VVT a battuta meccanica

I grafici mostrano apertamente come sembri essere presente un “gain” che aumenta il valore del rapporto tra r_I calcolato da MapFit e quello misurato sperimentalmente, all’aumentare del numero di giri (figura 5.105): viste le mappe, ci si sarebbe aspettati piuttosto un errore a bassi giri, dove la percentuale di EGR interno è maggiore e ha un peso più elevato sul riempimento del cilindro. Si evidenzia chiaramente anche come l’errore sia presente, soprattutto e in valori più elevati, a bassi carichi (figura 5.106): questo risultato era invece atteso, sia per la presenza di errore per quanto riguarda la modellazione dell’EGR interno, sia per il fatto che a bassi carichi la calibrazione della portata di aria in ingresso al motore è meno robusta in genere, rispetto ad altri punti operativi.

Inoltre, in figura 5.107 è possibile notare come l’andamento dei valori graficati metta in luce la presenza di un gain applicato all’ r_I stimato da MapFit, rispetto a quello misurato sperimentalmente.

Infine, sembra evidenziarsi un andamento crescente del rapporto tra i due r_I , all’aumentare del disincrocio (figura 5.108): in questo caso, evidenziare l’errore in funzione dell’incrocio valvole non è particolarmente significativo poiché tutti i punti sono agli stessi valori circa di IVO ed EVC. Infatti, come è possibile notare dalla scala del grafico, il disincrocio varia da -45 °CA a -46.5 °CA circa.

⇒ Per il set di dati con valori di VVT delle mappe base, è stato ottenuto il 55% di punti operativi fuori tolleranza sull’errore di r_I ($\pm 5\%$), risultato in percentuale simile a quello ottenuto con il set di dati precedente.

L’analisi dati eseguita successivamente è stata la stessa del set di dati con valori di VVT a battuta e i risultati sono i seguenti:

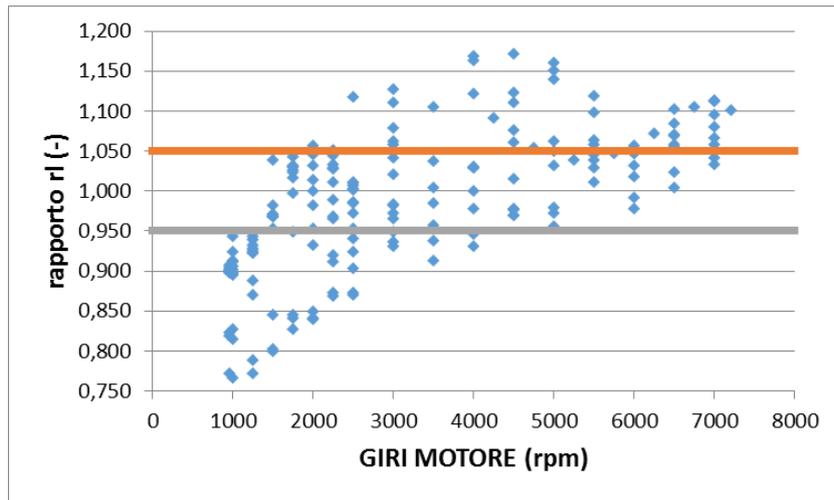


Figura 5.109: errore sull'rl in funzione del valore di giri motore, per VVT di mappa base

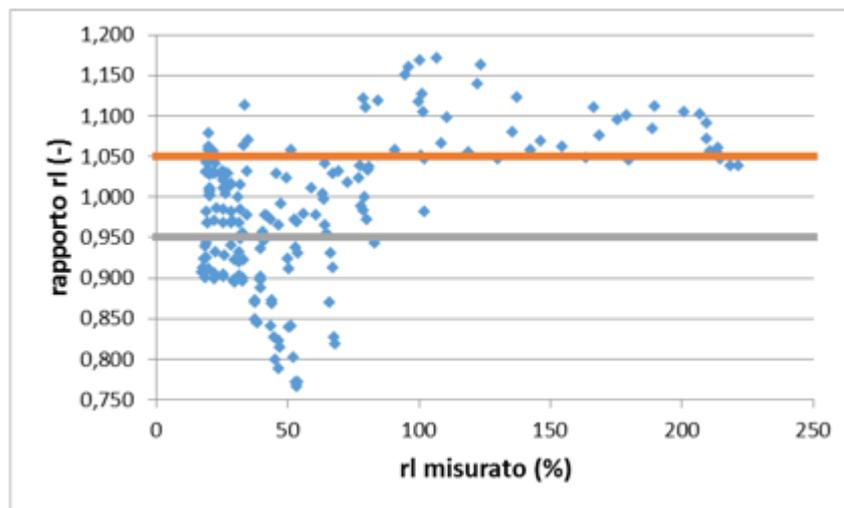


Figura 5.110: errore sull'rl in funzione dell'rl misurato dei dati sperimentali, per VVT di mappa base

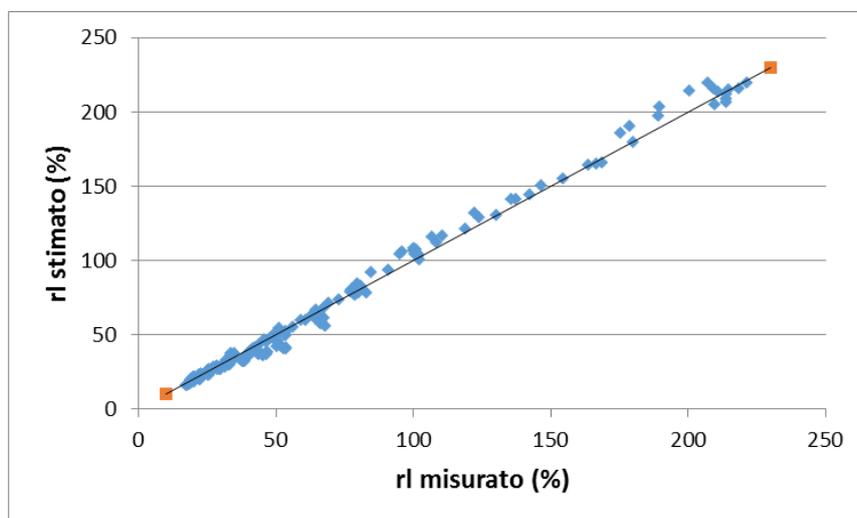


Figura 5.111: rl stimato da MapFit vs rl misurato dai dati sperimentali, per VVT di mappa base

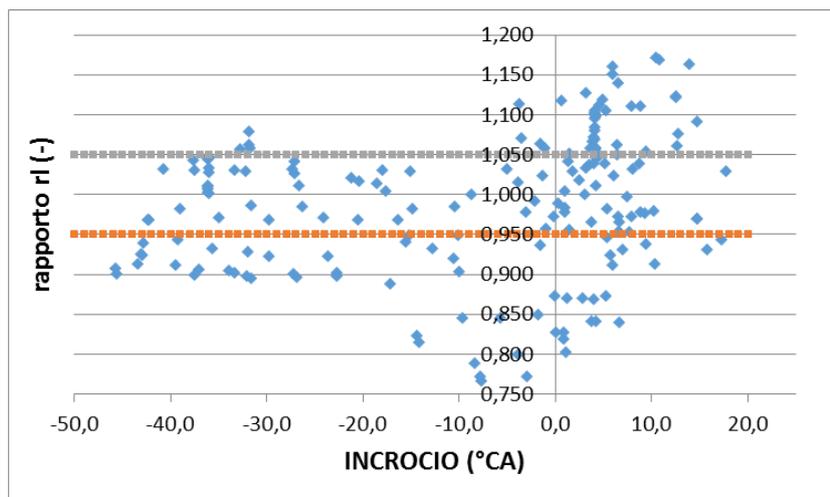


Figura 5.112: errore sull'rl in funzione del valore di incrocio valvole, per VVT di mappa base

Come è possibile notare dai grafici, rimane presente un “gain” che aumenta il valore del rapporto_rl all’aumentare del numero di giri motore (figura 5.109), ma questa volta i punti “fuori banda” sono in numero decisamente inferiore.

Rimane invariato il fatto che il numero maggiore di punti in errore si trovi a basso carico (figura 5.110), mentre è possibile notare come l’errore sia maggiore nel range di valore di incrocio $[-15; 20]$ °CA e si attenui vistosamente a disincroci maggiori (figura 5.112). Questo risultato è figlio in parte, del fatto che la calibrazione ottenuta con i dati di simulazione conteneva già un aumento dell’errore sull’rl all’aumentare dell’incrocio valvole, come è possibile notare in figura 5.84.

CAPITOLO 6

Verifiche

Il processo esecutivo che sta alla base della metodologie, vede la sua chiusura e completa realizzazione nell'inserimento delle mappe formulate tramite i dati in output da GT, nel modello di stima della portata di aria in ingresso al motore della centralina, e nell'effettuare così al banco gli stessi punti simulati in GT precedentemente, al fine di confrontare i dati ottenuti dal software e dal banco e capire così cosa "è sbagliato" in GT: quali sono le parti da modellare con più attenzione (utilizzando più dati o dati più accurati) e in quali punti del piano quotato GT è meno affidabile.

Per mancanza di disponibilità del banco prova, si è deciso di sfruttare la capacità di MapFit di simulare l'ECU motore, eseguendo le prove a seguire.

Una prima verifica, finalizzata a comprendere i punti deboli della metodologia e dell'utilizzo di GT, è quella di simulare in GT esattamente gli stessi punti sperimentali che si hanno a disposizione per il confronto: questi dati, insieme all'errore tra r_l GT ed r_l sperimentale visto come rapporto r_l , saranno inseriti nel tool ETAS Ascmo. Il software, questa volta, verrà usato per comprendere quali tra i dati che si danno in input a MapFit, sono le leve che maggiormente impattano sull'errore tra r_l output di GT e il valore di r_l sperimentale. Di conseguenza si capirà a cosa fare più attenzione nella preparazione del modello GT per questa attività.

La seconda parte di questo capitolo si occuperà invece di mostrare l'effettivo valore aggiunto del lavoro di tesi svolto, e quindi il valore aggiunto che il loop esecutivo darebbe, se implementato nella calibrazione oggi stesso.

Queste verifiche sono state eseguite con il modello del motore 3, perché questo era quello di maggiore interesse produttivo per l'azienda e quello su cui è stato testato il loop esecutivo tramite la sua metodologia più evoluta.

6.1) Validazione del modello GT Power

Ultimo step del loop iterativo è la validazione del modello di simulazione utilizzato: lo scopo di questa attività è rendere il modello GT Power affidabile e coerente con i dati sperimentali. In questo momento è possibile avere i dati sperimentali dal motore al banco per confrontarli con quelli in output dal modello, ma in un futuro in cui questo loop sarà utilizzato come tool di pre – calibrazione del modello di stima della portata di aria in ingresso al motore, quando ancora il motore stesso non è stato montato al banco né in vettura, è necessario potersi "fidare" dei risultati della simulazione.

Per effettuare questa verifica sono stati simulati in GT appositamente gli stessi punti sperimentali che si avevano a disposizione dal banco, con particolare attenzione ai punti eseguiti tramite movimentazione dei VVT. Sono stati così simulati:

- 2095 punti operativi effettuati al banco tramite sweep di VVT per ogni step di giri e carico (metodo simile a quello utilizzato per le simulazioni dei tre motori studiati)
- 217 punti operativi effettuati al banco con i valori di VVT di mappa base
- 193 punti operativi effettuati al banco con i valori di VVT a battuta meccanica

Purtroppo, a causa del bug del modello GT Power (descritto al paragrafo 5.3.2), non è stato possibile simulare i punti sperimentali effettuati a 7000 rpm; inoltre, sono stati considerati solo i dati della bancata destra (coerentemente a tutto il lavoro di tesi) e sono stati imposti valori costanti per la temperatura dell'acqua e dell'olio. Per questa verifica sono stati inizialmente considerati anche i punti operativi con scavenging e non sono stati applicati i classici "filtri" di surge margin, PME e giri turbo, poichè si suppone che i punti provati al banco, siano necessariamente punti fisicamente fattibili. Il software ETAS Ascmo aiuta l'utente nel compiere due azioni: la creazione di un DOE (funzionalità già utilizzata nella sezione 5.3.1) e la creazione di un modello più o meno complesso, che ricerca il valore ottimo di tutte le variabili inserite in input per ridurre al minimo la variabile inserita come output. La seconda funzione prevede l'inserimento di tutte le variabili che si vogliono in input (in questo caso corrispondono a tutte le variabili che entrano in input a MapFit, ottenute in output dal modello GT) e di uno o più output da ottimizzare (in questo caso, il solo output sarà l'errore sull'rl visto come rapporto tra rl GT/rl sperimentale). La funzione di creazione di un modello, permette inoltre l'analisi statistica del modello stesso (curva di probabilità, stima dell'errore del modello, calcolo della varianza e del coefficiente di correlazione ecc..). Per lo svolgimento di questa prima verifica non è stato necessario creare un modello sui dati in input, il quale avrebbe comportato un ulteriore errore da sommare a quello già presente in GT Power e che si voleva stimare. Ci si è limitati invece, a graficare interattivamente l'errore sull'rl in base alle variabili in input e alcune variabili in input in base ad altre: Ascmo permette di evidenziare una particolare zona di interesse su questi grafici (qui sarà la zona in cui l'errore è maggiore) e i punti di quella zona saranno automaticamente evidenziati anche in tutti gli altri grafici, agevolando l'analisi dati.

Prima di procedere, sono stati eliminati i punti motore ottenuti dalla simulazione che sono stati considerati outliers rispetto all'andamento generale dell'errore sull'rl: questo per agevolare la visualizzazione grafica e per concentrarsi sul vero andamento

dell'errore. Erano presenti infatti punti operativi in cui il rapporto tra rl GT ed rl sperimentale arrivava anche ad essere pari a 6: ricordando la formula con cui viene calcolato sia l' rl sperimentale che quello in output da GT Power (formula 1.1), è facile comprendere come la differenza tra i due rl sia in realtà una differenza di portata di aria in massa nel collettore. Dopo un primo controllo con i dati sperimentali affini ai punti operativi simulati che presentavano questa anomalia, è emerso che il dato sperimentale presentava una portata in massa di aria nel collettore aspirazione molto inferiore a quella attesa: la causa potrebbe essere un errore di misura o un sensore mal funzionante. Questi punti non possono essere quindi ritenuti validi per la verifica che si vuole eseguire.

Assieme al gruppo di simulazione, è stato poi possibile individuare quale fosse la zona in cui l'errore sull' rl era maggiormente presente, quali erano le caratteristiche di questa zona e soprattutto da quali fattori di modellazione dipendessero queste caratteristiche. Come è possibile vedere dai grafici nelle figure 6.1, 6.2, 6.3 e 6.4, l'errore maggiore sull' rl si trova a:

- Variatori in posizione late-late (cioè, ad entrambi i variatori viene applicato un ritardo)
- Elevata presenza di EGR interno
- Bassi carichi e quindi: basso rl , bassa $P_{INGRESSO_TURBINA}$, bassa pressione nel collettore aspirazione, bassa portata in massa di aria nel collettore e bassa pressione monte farfalla
- Lambda stechiometrico

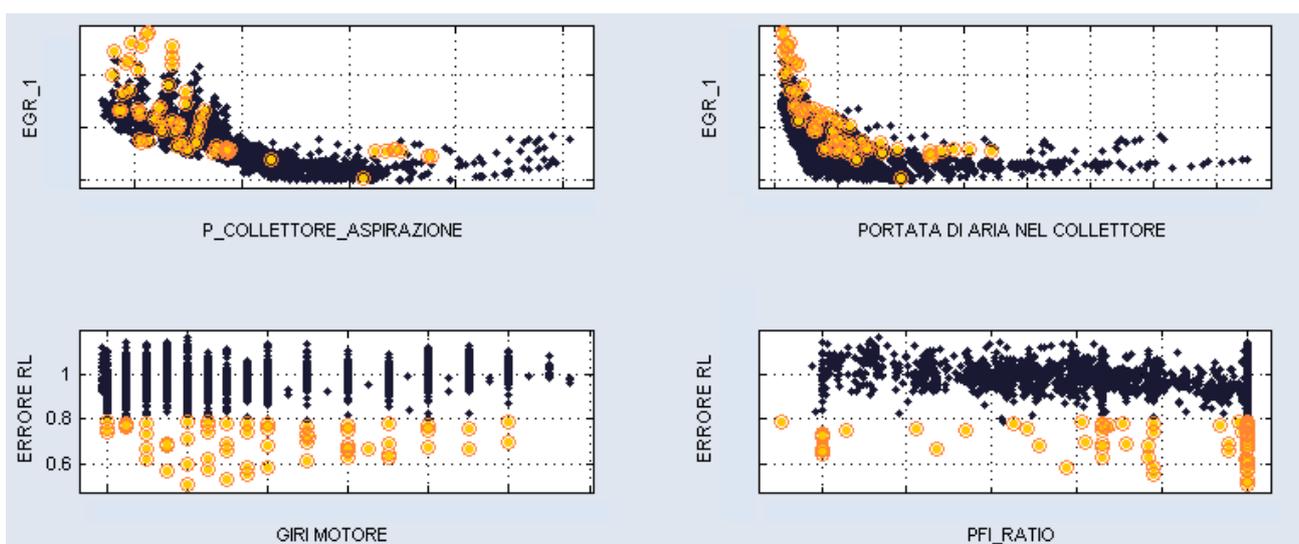


Figura 6.1: grafici in output alla visualizzazione con ASCMO, parte 1

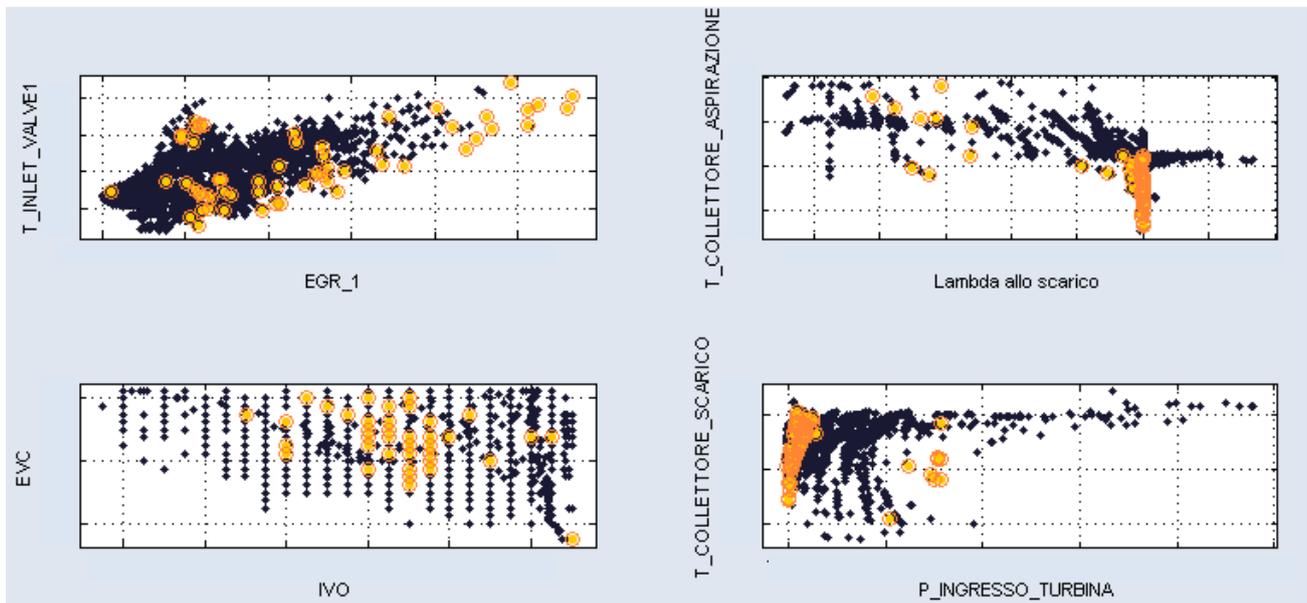


Figura 6.2: grafici in output alla visualizzazione con ASCMO, parte 2

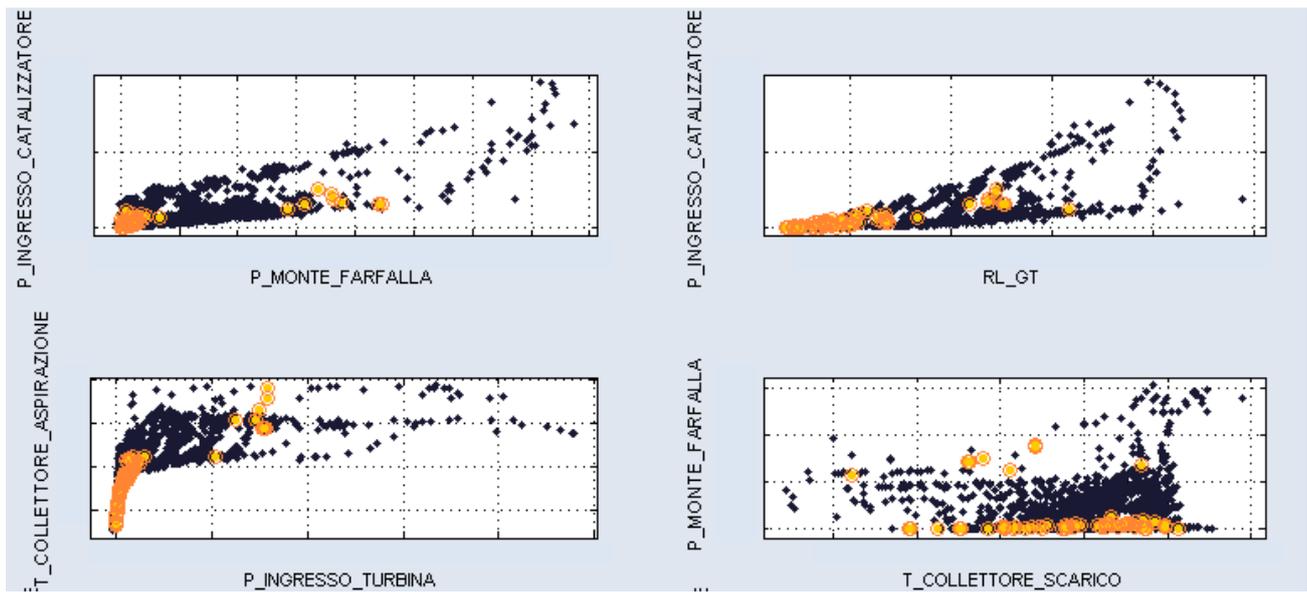


Figura 6.3: grafici in output alla visualizzazione con ASCMO, parte 3

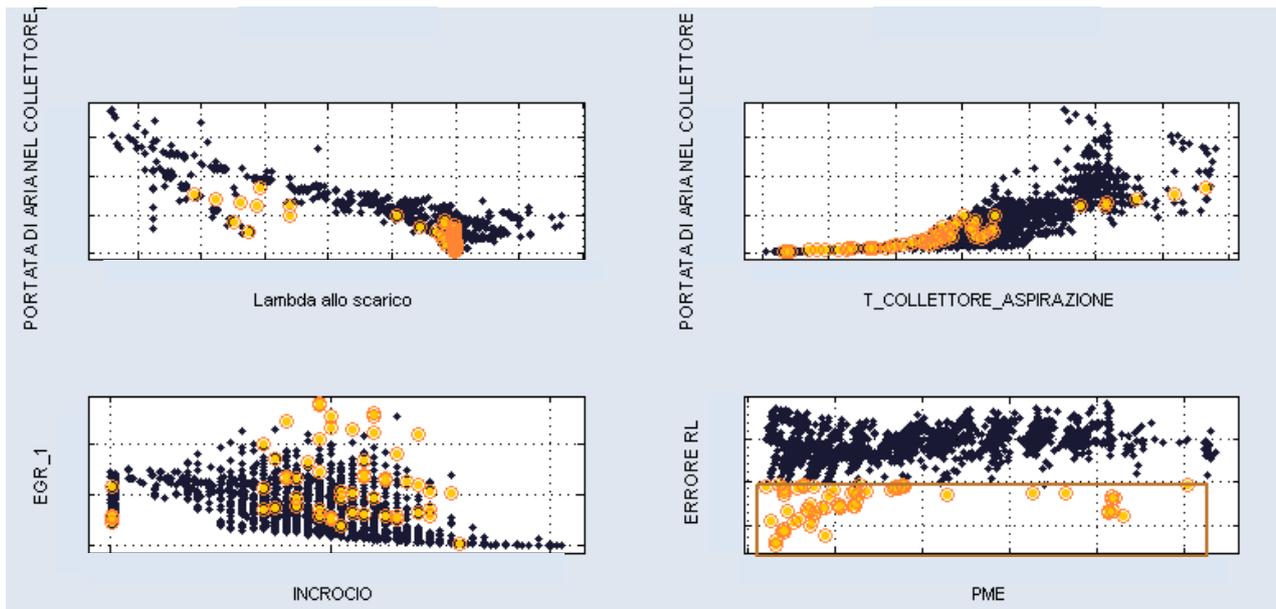


Figura 6.4: grafici in output alla visualizzazione con ASCMO, parte 4

Risultano invece poco condizionanti, il numero di giri motore e il valore del PFI ratio. La temperatura dell'aria alle valvole di aspirazione (T_{INLET_VALVE1}) e nel collettore aspirazione risultano essere piuttosto elevate e se ne è individuata la ragione nella forte presenza di EGR: eseguendo un confronto di queste due temperature con i rispettivi dati sperimentali, è emerso che in genere la temperatura dell'aria in ingresso al motore è sovrastimata nella simulazione. Questo aspetto sarà uno dei primi da modificare nella modellazione: se la temperatura dell'aria in ingresso al motore è sovrastimata, a pari pressione nel collettore aspirazione (che è il target per cui ogni simulazione possa essere considerata a convergenza), la densità dell'aria sarà minore e quindi lo sarà il riempimento del cilindro.

Inoltre, sono stati trovati come significativi al miglioramento dell'errore i seguenti punti da migliorare nella modellazione:

- Gioco valvole
- Modello di scavenging
- Incrocio valvole
- Sensibilità alla geometria nel passaggio da modellazione 3D a 1D
- Sensibilità allo scambio termico
- Sensibilità all'evaporazione dell'iniezione PFI
- Flussaggio delle valvole diretto e inverso per valori anche minori di 0.5 mm
- Oscillazioni di pressione nella massa di aria in ingresso, non verificate con dati sperimentali in quanto non disponibili.

Ulteriori difficoltà riscontrate durante l'intero lavoro di tesi e che possono essere migliorate lato modellazione, sono:

- Risoluzione del bug per cui il modello del motore 3 a 7000 rpm (o valori simili) non riesce a simulare
- Modellazione della contro pressione allo scarico: sono infatti sempre le mappe riguardanti questa grandezza, quelle ad essere maggiormente differenti rispetto alla mappe di riferimento. Inoltre anche l'analisi dati in MatLab ha riscontrato una certa differenza tra i dati sperimentali e quelli in output da GT per quanto riguarda contro pressione e temperatura allo scarico
- Nel modello del motore 3 sono state applicate numerose approssimazioni elencate nella sezione 5.3.2 che possono essere migliorate/eliminate tramite l'esperienza dell'utente
- Un altro bug riscontrato in tutti i modelli studiati è la presenza di oscillazioni della pressione nel collettore aspirazione, che portano alla sovrastima della portata di aria in ingresso al motore

In questa analisi, come precedentemente affermato, non sono stati eliminati i punti con scavenging, né quelli in cui il surge margin era minore di 0. Per completezza e per fattibilità fisica, sono stati testati in Ascmo nuovamente gli stessi dati, ma questa volta prima escludendo i punti che presentavano surge margin negativo e poi escludendo anche i punti che presentavano scavenging. I risultati sono presentati nelle APPENDICI H ed I rispettivamente, insieme al grafico di correlazione tra lambda sperimentale e lambda in output da GT (APPENDICE J): quest'ultimo necessario per un controllo del buon risultato delle simulazioni, imposte a lambda di mappa.

6.2) Valore aggiunto della metodologia

Un altro importante risultato del lavoro di tesi e, soprattutto, un importante feedback per lo sviluppo della metodologia appena nata è la quantificazione del valore aggiunto dato dal passaggio in GT Power: rispetto al metodo tradizionale di partenza al banco dalla calibrazione del motore precedente e scrematura successiva dei punti non idonei al funzionamento del motore, che valore aggiunto fornisce interporre il passaggio in GT Power prima di andare al banco?

Per rispondere a questa domanda, sono stati messi a confronto i risultati delle tre calibrazioni di partenza, ottimizzata con GT Power e quella ottimizzata nel tempo al banco, riguardo ai due set di dati già utilizzati di VVT a battuta e VVT di mappa base. Anche questa volta, è stata sfruttata la funzione di MapFit di operare come simulatore

di centralina: le mappe di tutte le calibrazioni sono state di volta in volta simulate e, con in input i dati sperimentali di cui sopra, è stata calcolata la percentuale di punti operativi tra quelli inseriti che hanno portato a un errore sull'rl maggiore del $\pm 5\%$ prima e del $\pm 10\%$ poi. I risultati possono essere visti nelle seguenti tabelle:

- Errore sull'rl superiore al $\pm 5\%$

	Calibrazione motore di partenza	Calibrazione ottenuta con i dati di GT	Calibrazione ottimizzata al banco
VVT a battuta	59.6 %	61.57 %	30.05 %
VVT mappa base	74.3 %	55.08 %	3.74 %

Tabella 6.1: confronto errore sull'rl entro il 5% tra calibrazione di partenza, virtuale ed ottimizzata al banco; sia per dati con VVT a battuta che per dati con VVT di mappa base

- Errore sull'rl superiore al $\pm 10\%$

	Calibrazione motore di partenza	Calibrazione ottenuta con i dati di GT	Calibrazione ottimizzata al banco
VVT a battuta	20.19 %	33.49 %	9.85 %
VVT mappa base	45.98 %	25.13 %	0 %

Tabella 6.2: confronto errore sull'rl entro il 10% tra calibrazione di partenza, virtuale ed ottimizzata al banco; sia per dati con VVT a battuta che per dati con VVT di mappa base

Per quanto riguarda il set di dati con VVT a battuta, l'effetto della calibrazione virtuale sull'errore può dirsi nullo se non nocivo: questo aspetto è imputabile al fatto che il DOE utilizzato per le simulazioni comprendeva pochi punti con valori di VVT a battuta e inoltre, questi erano scarsamente sparsi nei vari step di pressione collettore aspirazione. Di conseguenza, MapFit ha modificato le mappe di centralina senza tenere conto di quei punti motore, comportando un errore elevato. Da notare inoltre, che l'errore presente sulla mappa ottimizzata al banco risulta comunque elevato, perché solitamente per i punti off nominal come sono i VVT a battuta, si considera una tolleranza del $\pm 10\%$.

Per quanto riguarda il set di dati con VVT di mappa base invece, è presente un miglioramento del 20 % tra calibrazione di partenza e calibrazione ottenuta con i dati in output da GT Power: questo può dirsi essere il vero valore aggiunto del lavoro di tesi e dello step in GT Power. Inoltre, è sicuramente presente un margine di miglioramento sulla riduzione della percentuale di punti con errore fuori tolleranza:

sarebbe interessante confrontare il miglioramento tra calibrazione di partenza e calibrazione virtuale, utilizzando anche solo il modello migliorato secondo quanto detto alla sezione precedente.

Un altro aspetto da considerare, per il set di dati con VVT di mappa base, è la riduzione della percentuale di punti con errore fuori tolleranza nel caso in cui la tolleranza sia $\pm 5\%$ e nel caso in cui sia $\pm 10\%$. Se si confronta il miglioramento tra le due tolleranze della calibrazione di partenza e di quella virtuale, come rapporto tra le rispettive percentuali di punti con errore fuori tolleranza, si ottiene:

$$\frac{74.3}{45.98} = 1.62 \quad (\text{calibrazione di partenza}) \quad \frac{55.08}{25.13} = 2.19 \quad (\text{calibrazione virtuale})$$

È quindi possibile affermare che non solo la calibrazione apporta una riduzione nel numero di punti operativi con errore fuori dalla tolleranza considerata, ma anche che all'aumentare della tolleranza considerata, il miglioramento tra calibrazioni virtuali è maggiore di quello tra calibrazioni di partenza.

CAPITOLO 7

Risultati e conclusioni

Il risultato fondamentale per lo sviluppo prossimo del loop di calibrazione virtuale è la validazione di una metodologia operativa: questa può essere sicuramente modificata e migliorata, ma è importante aver stabilito, seppur a grandi linee, un percorso da seguire durante l'esecuzione del loop. Attualmente il metodo di lavoro consiste in:

- Eseguire uno sweep di giri motore dal valore minimo a quello massimo desiderato (i limiti sono dati anche dall'esperienza sperimentale)
- Per ogni step di giri motore, eseguire uno sweep di pressione collettore aspirazione, anch'esso in base all'esperienza sperimentale
- Per ogni step di pressione collettore aspirazione così trovato, eseguire uno sweep di VVT in aspirazione e scarico tramite DOE
- Scegliere nell'ottimizzatore più leve possibili, in base al set di dati a disposizione
- Analizzare i dati, concentrandosi sulle zone in cui l'errore è maggiormente presente.

Questa metodologia sarà il punto di partenza per ulteriori sviluppi del metodo di calibrazione virtuale.

I risultati ottenuti sui 3 motori analizzati sono confrontabili solo parzialmente: il metodo utilizzato rimane costante a meno di migliorie, ma il modello è di volta in volta più o meno correlato con i dati sperimentali. Il terzo modello è l'unico attendibile ai fini della validazione della metodologia: l'approccio a questo modello è stato infatti raffinato nel corso del lavoro in modo da avvicinarsi sempre più al metodo "obiettivo".

Una nota dolente che rimane in tutti i modelli studiati, sono le mappe ottenute a seguito dell'ottimizzazione: esse infatti non sono quasi mai simili a quelle della calibrazione ottimizzata al banco e presa come riferimento per il risultato di questa attività.

In particolare, rimangono estremamente differenti le mappe che riguardano la modellazione di EGR interno e la correzione della contro pressione allo scarico: come si evince dalla letteratura [11] [12] [13], lo scarico è la parte più delicata da simulare, in quanto le temperature sono elevate e quindi la potenza termica scambiata $\dot{Q} = c m \Delta T$ (con c = calore specifico, m = portata in massa, ΔT = differenza di temperatura) è maggiore. D'altro canto è anche vero che non necessariamente le mappe ottenute devono rispecchiare perfettamente quelle della calibrazione presa come riferimento:

sarebbe molto interessante provare le mappe ottenute con calibrazione virtuale al banco e verificare quali mappe danno un risultato migliore.

Testando le mappe ottenute con calibrazione virtuale in MapFit e confrontandone l'errore sulla portata dell'aria in ingresso al motore, è già possibile affermare che il loop virtuale porta a un vantaggio in termini di “punto di partenza” per la calibrazione, come mostrato nel paragrafo 6.2. Questo vantaggio però è presente, ed anche piuttosto consistente, solo se ci si limita a punti interni al set di punti con cui sono state calibrate le mappe al banco. Per punti off nominal, l'errore non viene ridotto e il vantaggio è praticamente nullo: questo però potrebbe essere dovuto al fatto che le mappe ottenute virtualmente, non sono state allenate con punti off nominal e questo aspetto sarà sicuramente un punto da sviluppare in futuro, assieme alla metodologia di lavoro.

Essendo stato possibile applicare il metodo operativo su tre diversi motori, è possibile affermare che i risultati ottenuti incoraggiano lo sviluppo della metodologia: il coefficiente di correlazione tra r_l simulato ed r_l stimato è sempre $R > 0.99$, un risultato più che buono. Inoltre, la percentuale di punti operativi con errore sull' r_l fuori tolleranza non supera mai il valore di 10% per quanto riguarda la calibrazione virtuale: considerando questa come una prima applicazione del metodo ottimale che si vuole definire, anche questo risultato stimola una nuova applicazione al fine di diminuire ulteriormente la percentuale di punti fuori tolleranza, sebbene anche una tolleranza di $\pm 10\%$ sia ampiamente accettata per questo primo lavoro.

La causa dell'errore sulla stima della portata aria può essere imputato o al modello utilizzato per la simulazione o all'ottimizzatore matematico:

- *Modello di simulazione*: ha il compito di sostituire il motore reale, per cui deve essere il più possibile simile a questo, ma al contempo essere disponibile prima di avere messo il motore reale al banco. Partendo dal presupposto di non utilizzare sotto modelli predittivi, la sfida che si presenta non è semplice. L'attività risulta essere nuova per entrambi i gruppi di simulazione e sperimentazione: la mancanza di know how pregresso e l'impossibilità di affidarsi a dati sperimentali, comportano la necessità di trovare una nuova strada con cui comporre il modello e renderlo affidabile. Certo è che la mancanza di esperienza dell'utente, aggiunge un ulteriore percentuale di errore.
- *Ottimizzatore utilizzato*: l'ottimizzatore utilizzato non è tra i più complessi disponibili sul mercato, si basa essenzialmente sull'interpolazione lineare e sull'estrapolazione. È necessario comprendere quali siano le mappe da ottimizzare e quali invece lasciare invariate, poiché il software non ha sensibilità del fenomeno fisico che sta dietro ogni singola mappa.

Dall'analisi dati effettuata di volta in volta al termine del lavoro su ogni motore e come accennato precedentemente, è possibile affermare che il margine di miglioramento è elevato: i risultati ottenuti incoraggiano a trovare nuovi spunti di modellazione, per ottenere infine un modello predittivo del comportamento della portata di aria in ingresso al motore, anche in assenza quasi totale di dati sperimentali e partendo da un motore non assimilabile a quello da simulare.

Notevole parte dell'attività svolta è stata spesa per "calibrare" il modello GT Power fornito, specialmente per quanto riguarda la convergenza dei controllori PID presenti. Non essendo riusciti a trovare una legge di variazione delle costanti P ed I in funzione di giri o carico, è stato necessario, di volta in volta, trovare dapprima valori di base accomodanti per più punti operativi, e successivamente aggiustare questi valori nei punti operativi che lo richiedevano.

Sono stati provati diversi metodi di simulazione, al fine di comprendere quale sia quello ottimale, che unisce la metodologia sperimentale di prova di punti operativi e la necessità di dare la massima importanza alla stima di portata aria in ingresso al motore. Un peso non indifferente ha infine anche il tempo di simulazione speso: questo può essere ridotto sia utilizzando un computer con processore più performante, sia utilizzando una metodologia di simulazione differente.

Numerose sono le difficoltà riscontrate durante questo lavoro di tesi: comprendere il funzionamento e le leve a disposizione della simulazione monodimensionale in un software completamente nuovo, comprendere il funzionamento di una piccola parte del software di centralina e di un ottimizzatore che ne riproduce le mappe principali, unire il lavoro di due gruppi completamente distinti come sono quello di sperimentazione e quello di simulazione, ma che allo stesso tempo hanno più cose in comune di quanto ci si aspetterebbe.

Nonostante ciò, e con l'aiuto di persone che hanno seguito passo passo il mio lavoro per darmi sensibilità sui dati laddove le mie lacune erano crateri aperti (adesso sono solo crateri più piccoli), è possibile affermare che il lavoro svolto ha portato ad un risultato tangibile nella riduzione del numero di punti con errore sulla stima dell'aria non accettabile e ha posto le basi per futuri miglioramenti.

CAPITOLO 8

Sviluppi futuri

Essendo il progetto agli albori, molteplici e variegati possono essere gli sviluppi del metodo e del loop presentati. Di seguito verranno analizzati i principali:

1. *Processore PC*: anche se a primo impatto si può pensare che il computer utilizzato non è di certo la cosa più importante da sottolineare, avere a disposizione un processore adatto ai programmi di simulazione da utilizzare è fondamentale per evitare inutili tempi morti e permettere maggiori verifiche ed analisi dati, a fronte dello stesso tempo disponibile. Facendo un confronto tra il pc da me utilizzato e uno dei pc normalmente utilizzato dal gruppo di simulazione, si è evidenziato che il tempo delle simulazioni si sarebbe dimezzato utilizzando un pc del gruppo di simulazione.
2. *Modifiche modello*: il primo step da esplorare è sicuramente la simulazione degli stessi punti operativi utilizzati per la validazione del modello GT Power, utilizzando il modello modificato in base a quanto emerso dal confronto dati GT – sperimentali con il tool ASCMO. Questo confronto, oltre a mettere in luce se e quale sia il miglioramento raggiunto con le modifiche discusse, confermerebbe anche se le modifiche eseguite siano nella direzione giusta, non apportino un reale miglioramento o siano nella direzione opposta del peggioramento.
3. *Prova al banco*: è una parte del loop esecutivo qui presentato che, purtroppo, per mancanza di disponibilità dei motori al banco non è stato possibile eseguire. Avendo inoltre a disposizione l'ottimizzatore MapFit che, oltre ad ottimizzare le mappe per diminuire l'errore sulla portata di aria in ingresso, può anche simulare il comportamento della centralina al banco per quanto riguarda la funzione che stima la portata di aria in ingresso, si è preferito effettuare le dovute verifiche tramite questo software.
4. *Modello*: ulteriori modifiche al modello e alla parte di simulazione in genere possono essere ad esempio l'utilizzo di modelli predittivi. Su questo punto la simulazione monodimensionale stessa è ancora acerba, nonostante i cospicui tentativi di implementazione. Rimane comunque interessante testare questa strada, che risolverebbe il problema della disponibilità e della correlazione con dati sperimentali. Rimanendo invece su modelli non predittivi, un primo piccolo cambiamento è quello di calibrare il modello per questo genere di attività, sempre su pochi punti operativi (10 circa), ma questi vanno scelti in modo da

coprire tutto il piano di funzionamento del motore, a differenza di come è stato fatto per il terzo motore analizzato. Un ultimo punto a cui fare attenzione è la modellazione dei valori di IVO ed EVC: questi vanno presi ad un'alzata valvola di 0.5 mm come richiesto dalla funzione della portata di aria, e non a 0.6 mm come è consuetudine per il resto delle funzioni di centralina. È importante inoltre sottolineare che le variabili di centralina con cui eseguire il confronto per IVO ed EVC a 0.5 e a 0.6 mm, sono differenti e non vanno confuse.

5. *Punti e mappe*: per quanto riguarda la scelta dei punti da simulare, sicuramente è necessario inserire un numero maggiore di punti off nominal (es. valori di VVT a battuta meccanica) sparsi su più valori di pressione collettore aspirazione e giri motore, mentre potrebbe essere più agevole ottimizzare in MapFit solo una parte del set di dati alla volta. Ad esempio si potrebbero ottimizzare prima i bassi giri motore, e poi i medi e gli alti, agevolando così l'analisi dati a valle del processo di ottimizzazione.

Inoltre, potrebbe essere interessante selezionare in maniera diversa le mappe da ottimizzare e quelle che invece vanno solo simulate: in questo lavoro è stato deciso di ottimizzare tutte le mappe disponibili tranne quelle che riguardavano lo scavenging, ma in futuro si potrebbe eseguire una diversa selezione. Innanzitutto si potrebbe svolgere l'ottimizzazione anche per i punti che presentano scavenging (insieme alle altre mappe o separatamente, a scelta). Un'altra modalità di ottimizzazione potrebbe essere quella di dividere i dati in input a MapFit per zona di azionamento: possono essere ottimizzate in successione prima le mappe riguardanti solo i coefficienti f_{upsr} e p_{irg} , poi quelle di EGR interno e contropressione allo scarico, e infine quelle riguardanti lo scarico. Di volta in volta si "bloccheranno" le parti di mappa già ottimizzate, in modo da simularle solamente.

6. *Iterazioni MapFit*: un altro punto inesplorato durante il lavoro di tesi è l'iteratività di MapFit. Il software permette di eseguire la stessa ottimizzazione più volte, applicando di volta in volta un affinamento dell'ottimizzazione e dell'errore sulla portata di aria in ingresso al motore. Varrebbe la pena capire fino a che numero di iterazioni è utile ripetere l'ottimizzazione delle mappe e quando invece un'ulteriore iterazione non comporta più un vantaggio significativo.
7. *Bancata sinistra*: dato che il software MapFit riesce ad elaborare una sola bancata per volta, il lavoro si è sempre concentrato sulla bancata destra del motore. Un'applicazione, forse più idonea quando lo stato del loop sarà maturo, è quella di ripetere la stessa ottimizzazione per la bancata sinistra ed eseguire un confronto tra i risultati ottenuti tra le due bancate: quali sono le differenze di

modellazione (λ diverso, diversa portata aria ecc..) e quali le differenze di risultato nel processo di ottimizzazione delle mappe di centralina e di riduzione dell'errore sulla stima della portata di aria.

APPENDICI

APPENDICE A – Modello GT Power del motore 1

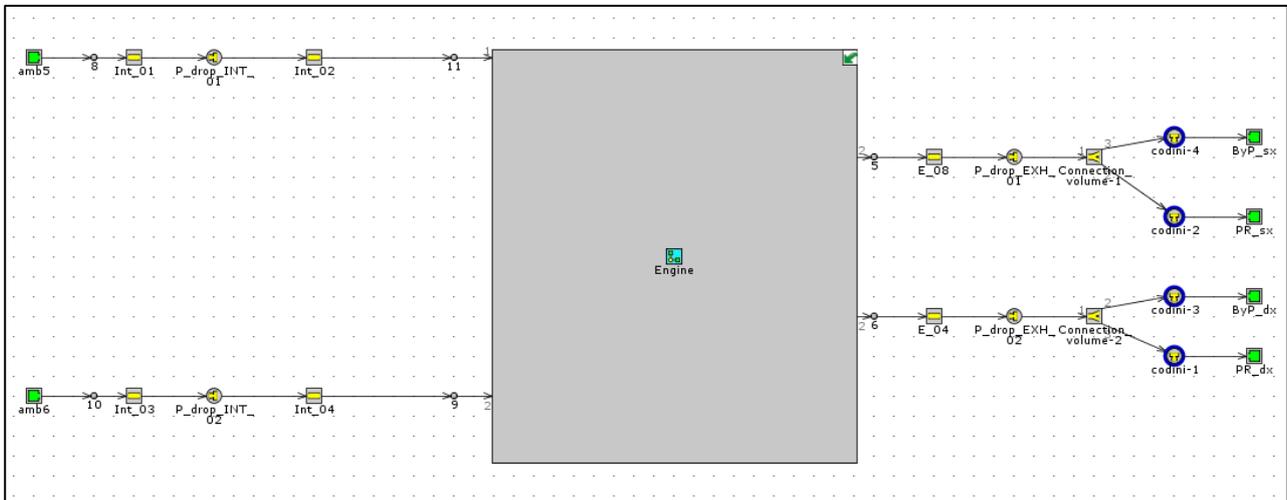


Figura A.1: layer "main" del modello motore 1

Layer “Main” del modello motore 1: il modello è stato suddiviso in due layer per una maggiore pulizia ed ordine della schermata di lavoro. Un primo layer (quello mostrato in figura A.1) rappresenta il motore vero e proprio come una black box e mette in evidenza la modellazione delle perdite di carico in aspirazione e scarico da ingresso compressore/uscita turbina fino all’ambiente esterno di aspirazione e scarico rispettivamente. Aprendo il layer “Engine”, la black box mostra il suo contenuto, di cui vengono riportate alcune parti principali nelle prossime figure.

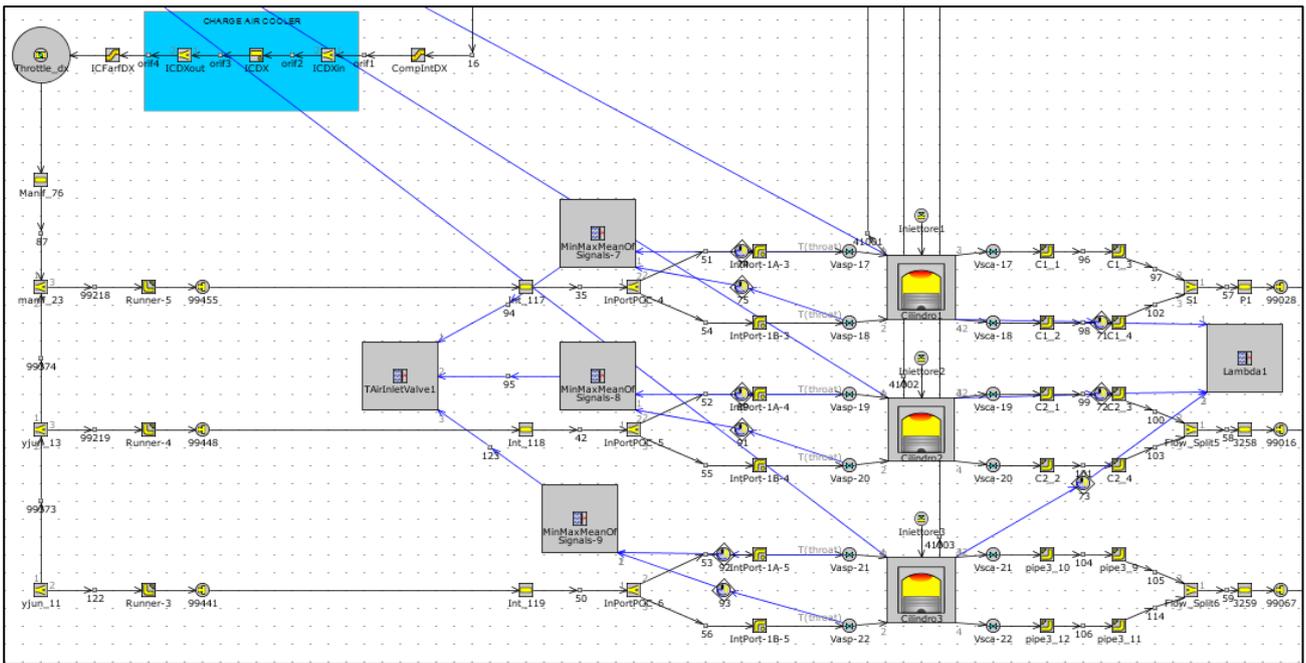
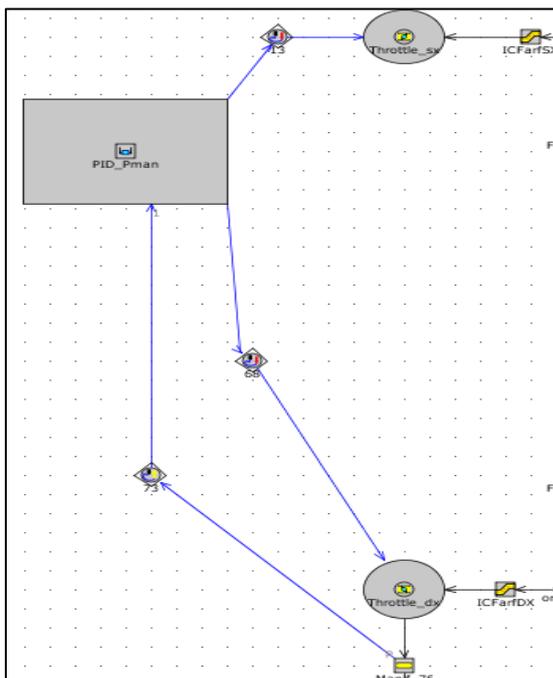


Figura A.2: dettaglio bancata 1 del modello motore 1

Dettaglio della bancata 1 (destra) del motore 1: si possono evidenziare i tre cilindri che compongono la bancata in basso a destra, e i rispettivi collegamenti in ingresso e in uscita dal motore (runner valvole e collettori di scarico e aspirazione). A sinistra è modellato l'intero collettore aspirazione come composto da più componenti pipe, collegato in alto con la valvola a farfalla della bancata 1. All'altra estremità della farfalla è possibile notare la modellazione delle perdite di carico e degli scambi termici appartenenti all'intercooler.



Controllo della pressione collettore aspirazione tramite l'uso di un regolatore PID: il componente PID (in alto a sinistra) prende in input la pressione collettore aspirazione imposta (dal componente Manif_76) e modifica l'apertura delle due valvole a farfalla presenti (Throttle_dx e Throttle_sx, una per bancata) in modo da raggiungere la pressione target richiesta.

Figura A.3: controllo della pressione nel collettore aspirazione per il modello motore 1, agendo sulla farfalla

Nelle immagini sottostanti (figure A.4 e A.5) viene mostrato l'altro controllore PID presente nel modello: come il regolatore PID precedentemente presentato, questo controllore prende in input la pressione nel collettore aspirazione (Manif_76) e, in base al valore target richiesto, modifica la chiusura della WG (parametro insito nel componente Turbina_sx) in modo tale da raggiungere la pressione collettore aspirazione richiesta.

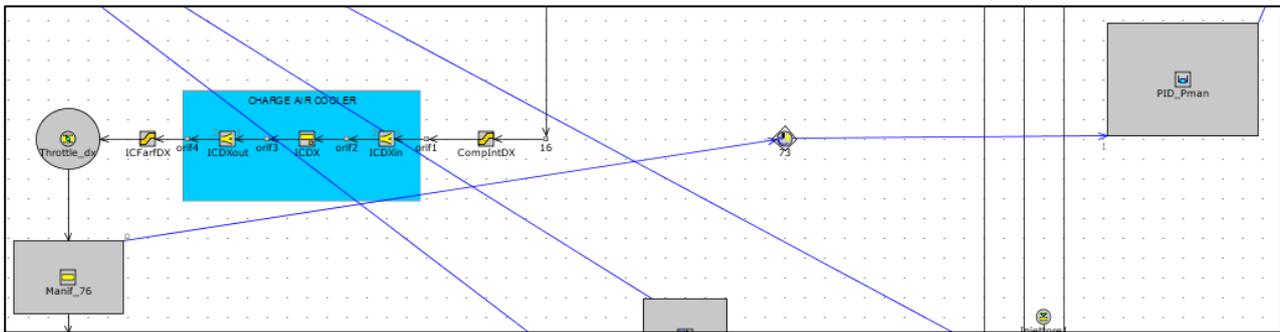


Figura A.4: dettaglio del controllo pressione collettore aspirazione per il modello motore 1, agendo sulla WG (parte 1)

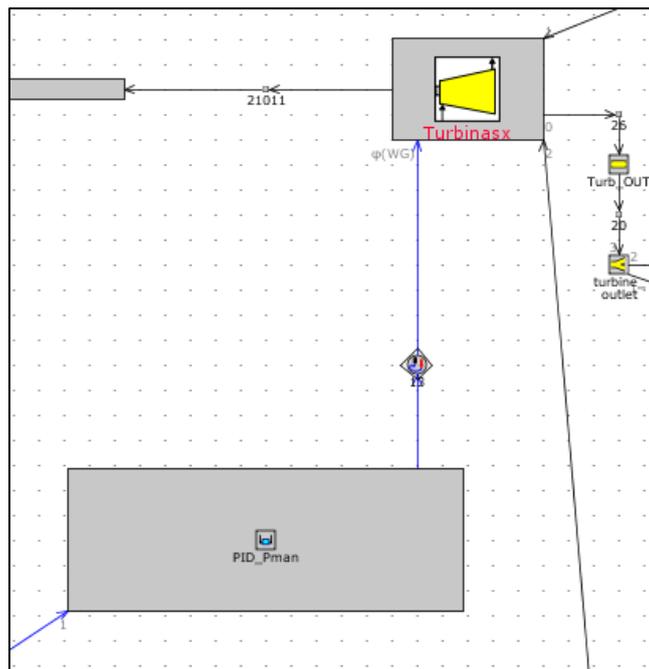


Figura A.5: dettaglio del controllo pressione collettore aspirazione per il modello motore 1, agendo sulla WG (parte 2)

APPENDICE B – Grafici delle mappe del motore 1, terzo metodo e relativo script

- Mappe ottenute con il terzo metodo di simulazione del motore 1 e script utilizzato

```
close all

figure
surf(x_mappa1,y_mappa1,mappa1_Rif)
hold on
mesh(x_mappa1,y_mappa1,mappa1_3metodo)
zlabel('Correzione fattore conversione a WOT (-)')
xlabel('IVC (°CA)');
ylabel('GIRI MOTORE (rpm)');
figure
surf(x_mappa2,y_mappa2,mappa2_Rif)
hold on
mesh(x_mappa2,y_mappa2,mappa2_3metodo)
zlabel('Correzione offset pulsazione a WOT (-)')
xlabel('INCROCIO (°CA)');
ylabel('GIRI MOTORE (rpm)');

figure
surf(x_mappa3,y_mappa3,mappa3_Rif)
hold on
mesh(x_mappa3,y_mappa3,mappa3_3metodo)
zlabel('Correzione fattore conversione (-)')
xlabel('IVC (°CA)');
ylabel('GIRI MOTORE (rpm)');
figure
surf(x_mappa4,y_mappa4,mappa4_Rif)
hold on
mesh(x_mappa4,y_mappa4,mappa4_3metodo)
zlabel('Correzione offset pulsazione (-)')
xlabel('INCROCIO (°CA)');
ylabel('GIRI MOTORE (rpm)');

figure
surf(x_mappa5,y_mappa5,mappa5_Rif)
hold on
mesh(x_mappa5,y_mappa5,mappa5_3metodo)
zlabel('Fattore interpolazione (-)')
xlabel('INCROCIO (°CA)');
ylabel('GIRI MOTORE (rpm)');
figure
surf(x_mappa6,y_mappa6,mappa6_Rif)
hold on
mesh(x_mappa6,y_mappa6,mappa6_3metodo)
zlabel('Fattore correzione (-)')
xlabel('Baricentro INCROCIO (°CA)');
ylabel('GIRI MOTORE (rpm)');
```

Mappa bianca = mappa in output dall'ottimizzazione

Mappa colorate = mappa di riferimento

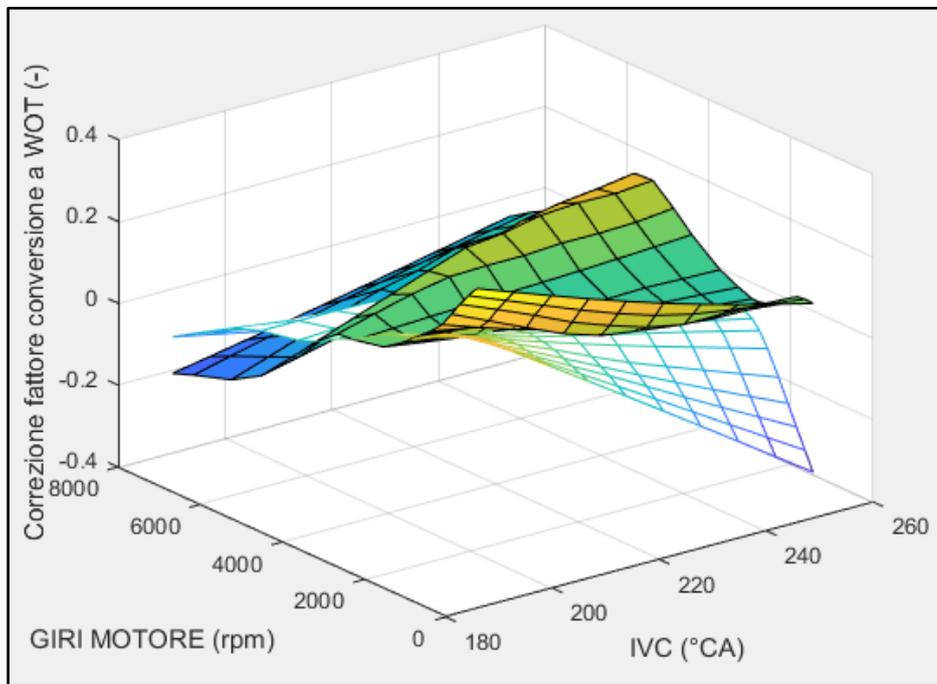


Figura B.1: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per la correzione del fattore di conversione a WOT, motore 1

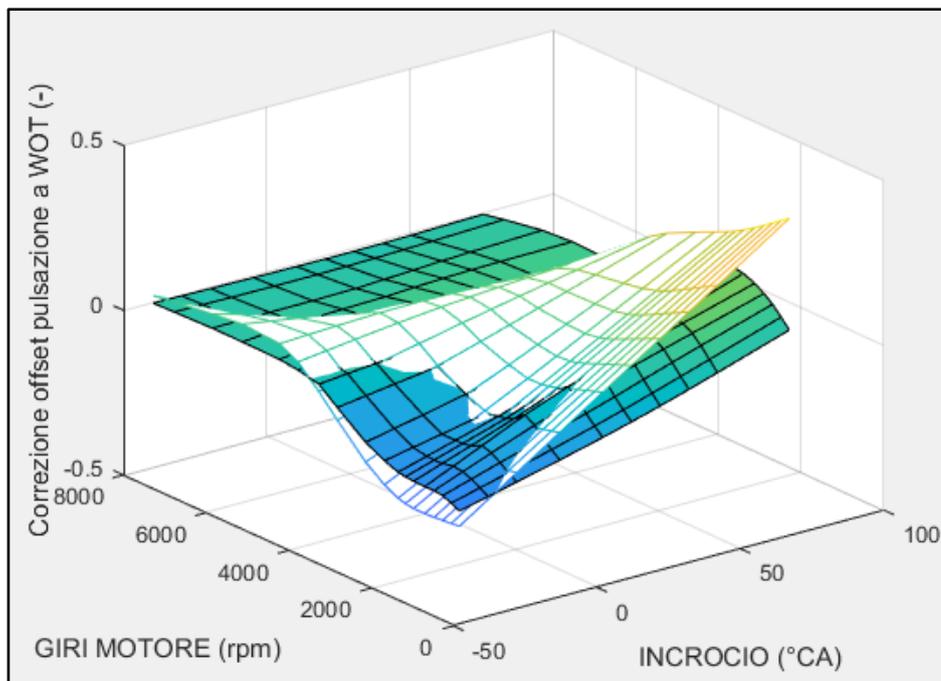


Figura B.2: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per la correzione dell'offset per pulsazione a WOT, motore 1

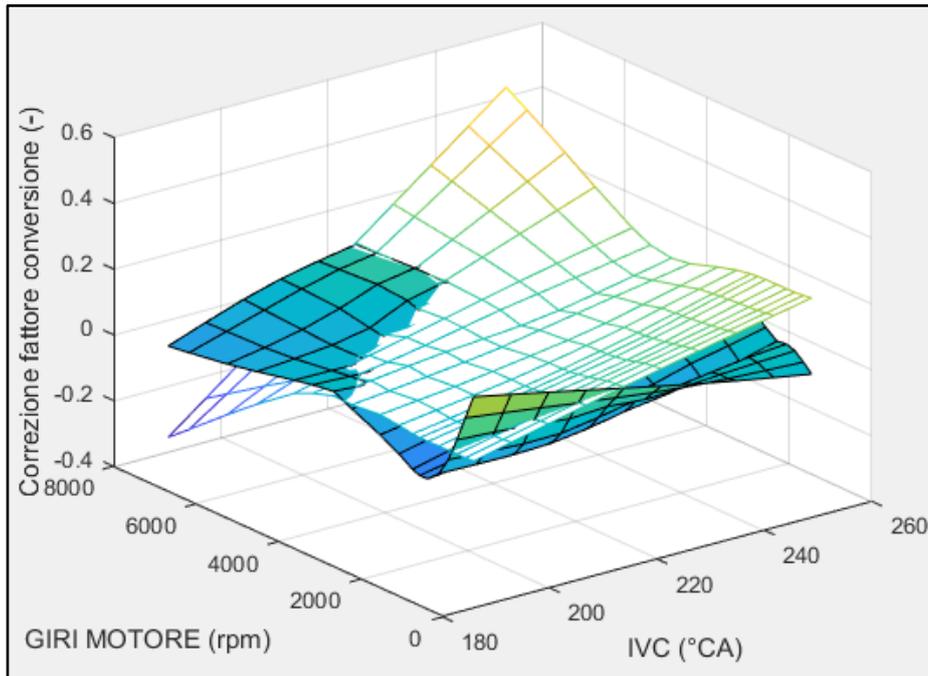


Figura B.3: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per la correzione del fattore di conversione, motore 1

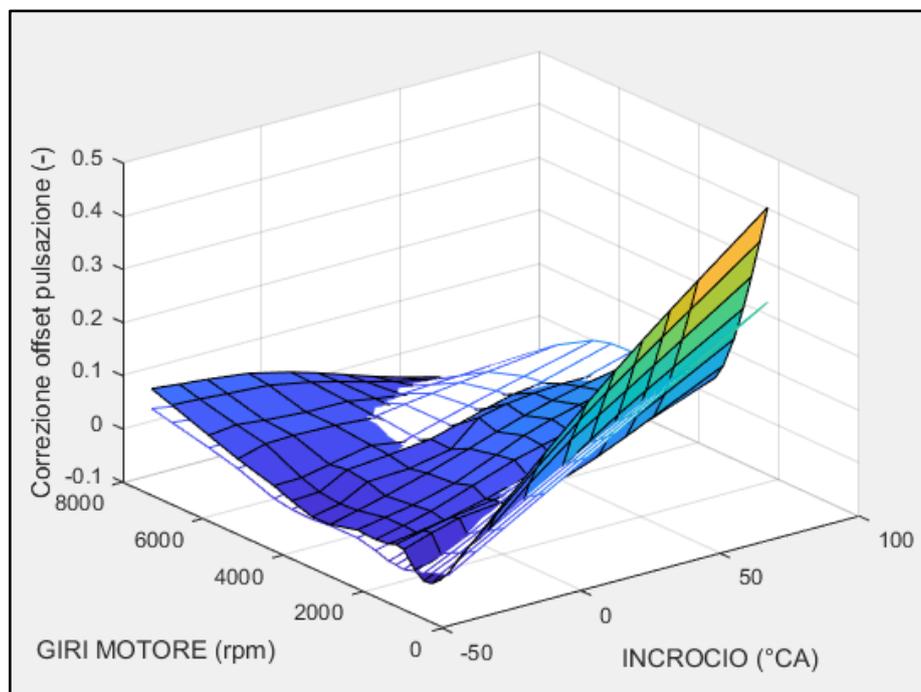


Figura B.4: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per la correzione dell'offset di pulsazione, motore 1

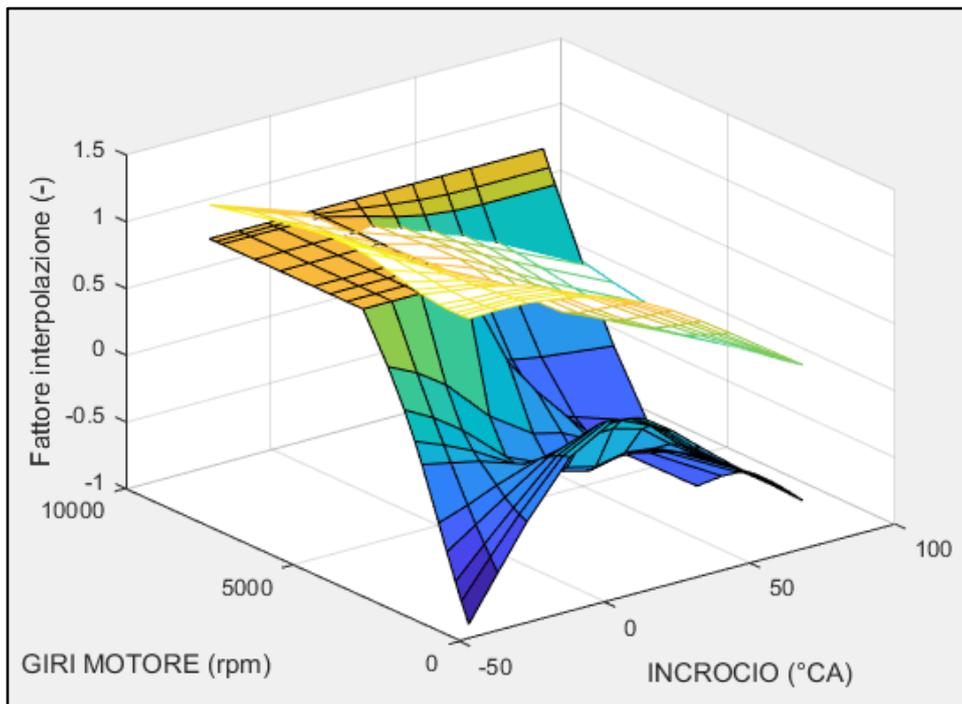


Figura B.5: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per il fattore di interpolazione per EGR, motore 1

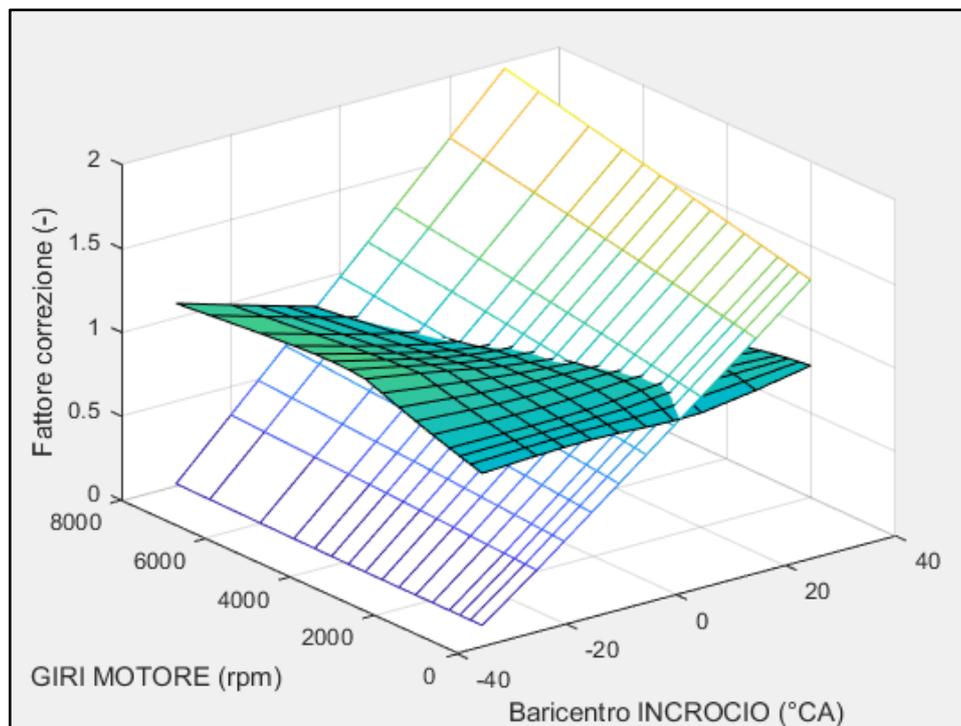


Figura B.6: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione per il fattore di correzione del rapporto di pressioni, motore 1

- Mappe terzo metodo di simulazione del motore 1 con coefficiente di smoothness = 0.2. Lo script utilizzato è lo stesso delle mappe sopra, modificando unicamente i valori sull'asse z.

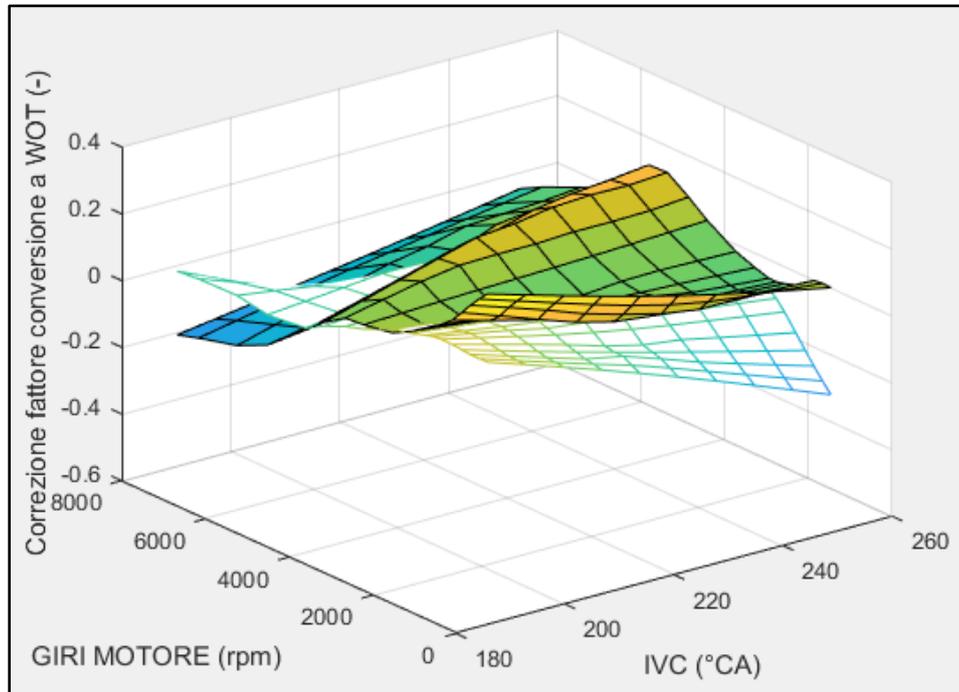


Figura B.7: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione con smoothness 0.2 per la correzione del fattore di conversione a WOT, motore 1

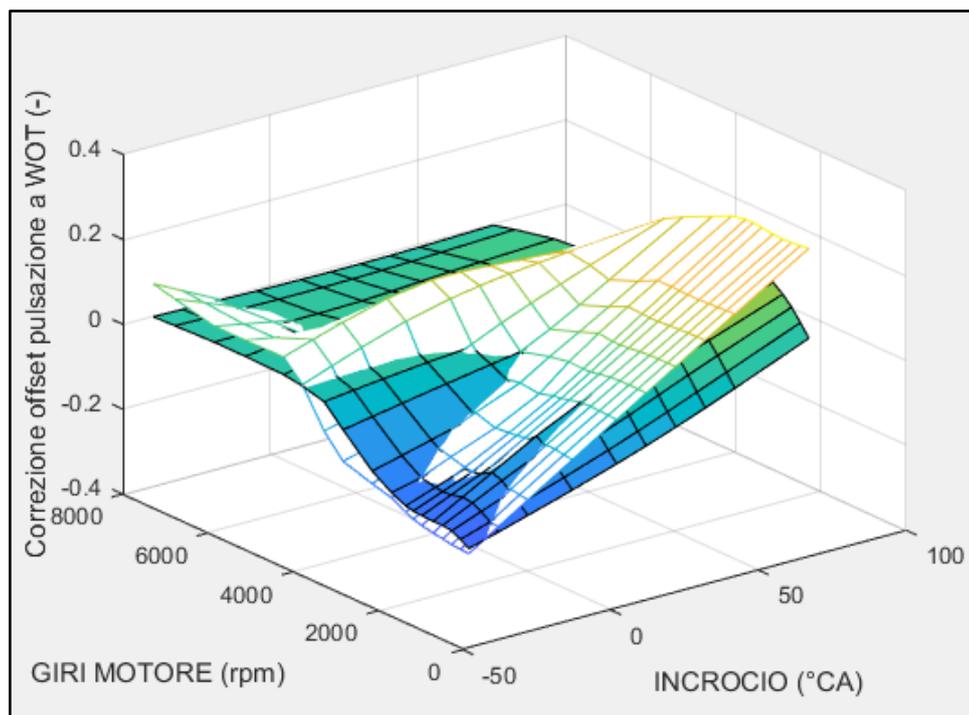


Figura B.8: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione con smoothness 0.2 per la correzione dell'offset di pulsazione a WOT, motore 1

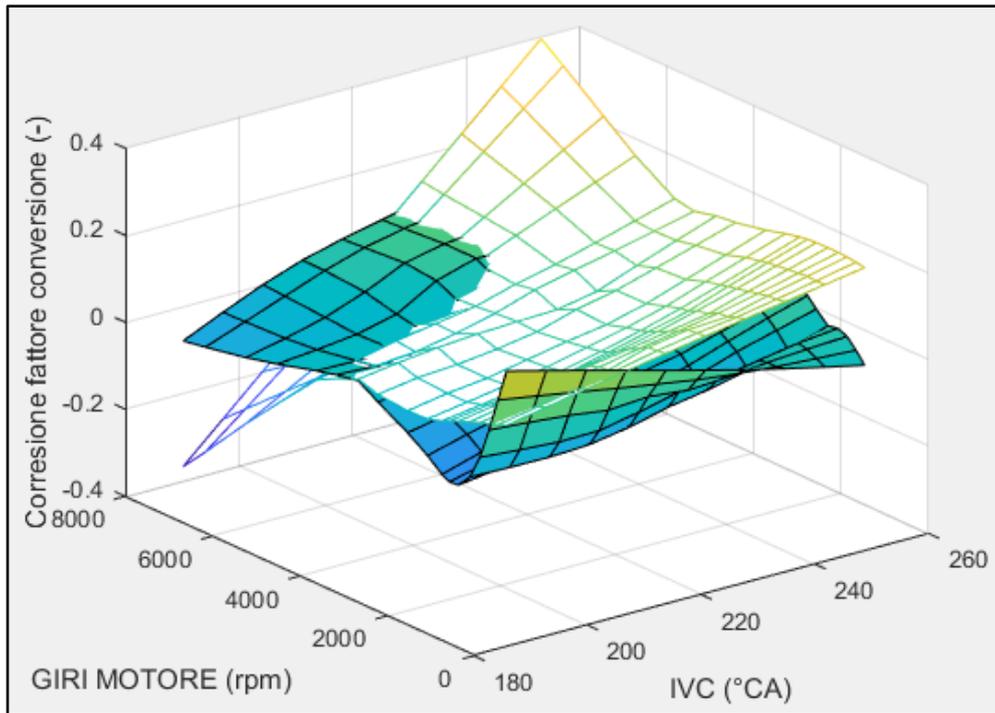


Figura B.9: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione con smoothness 0.2 per la correzione del fattore di conversione, motore 1

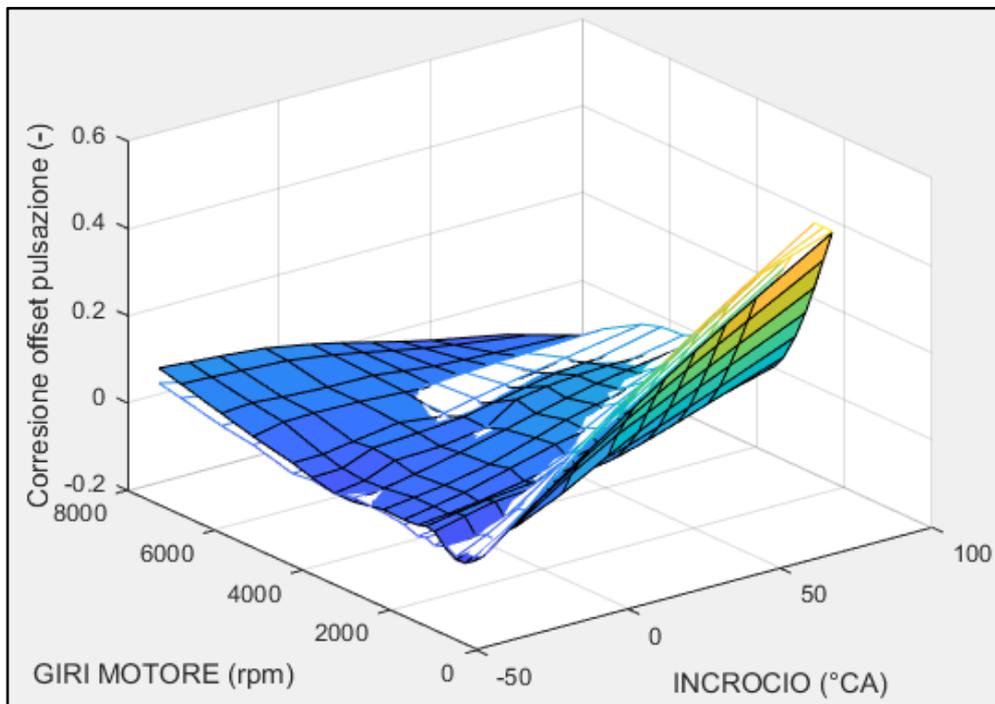


Figura B.10: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione con smoothness 0.2 per la correzione dell'offset di pulsazione, motore 1

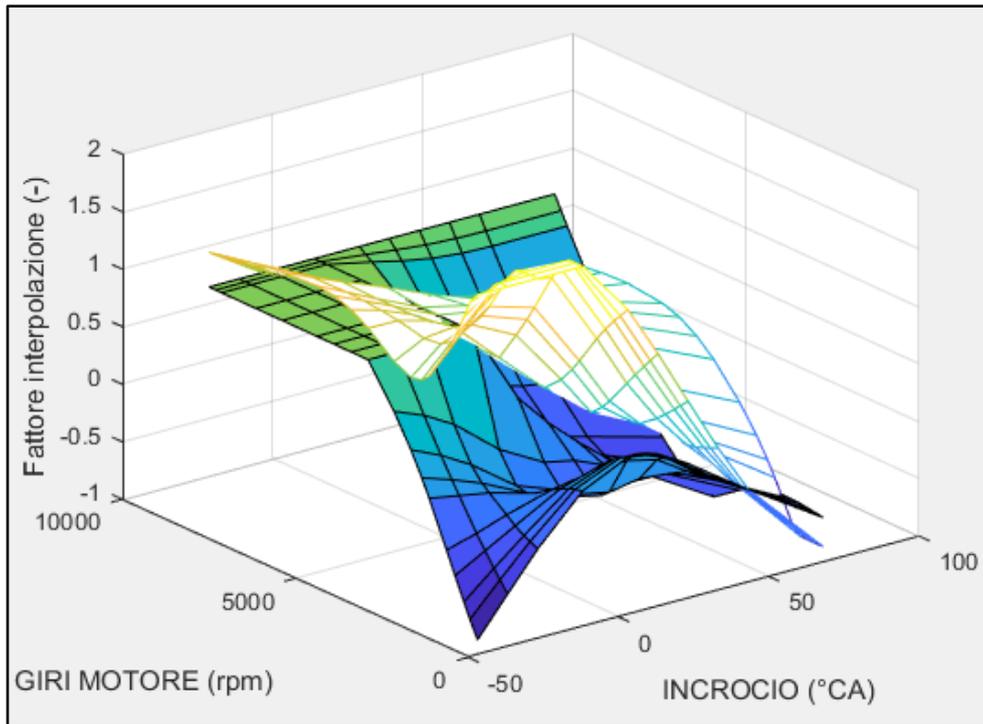


Figura B.11: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione con smoothness 0.2 per il fattore di interpolazione per EGR, motore 1

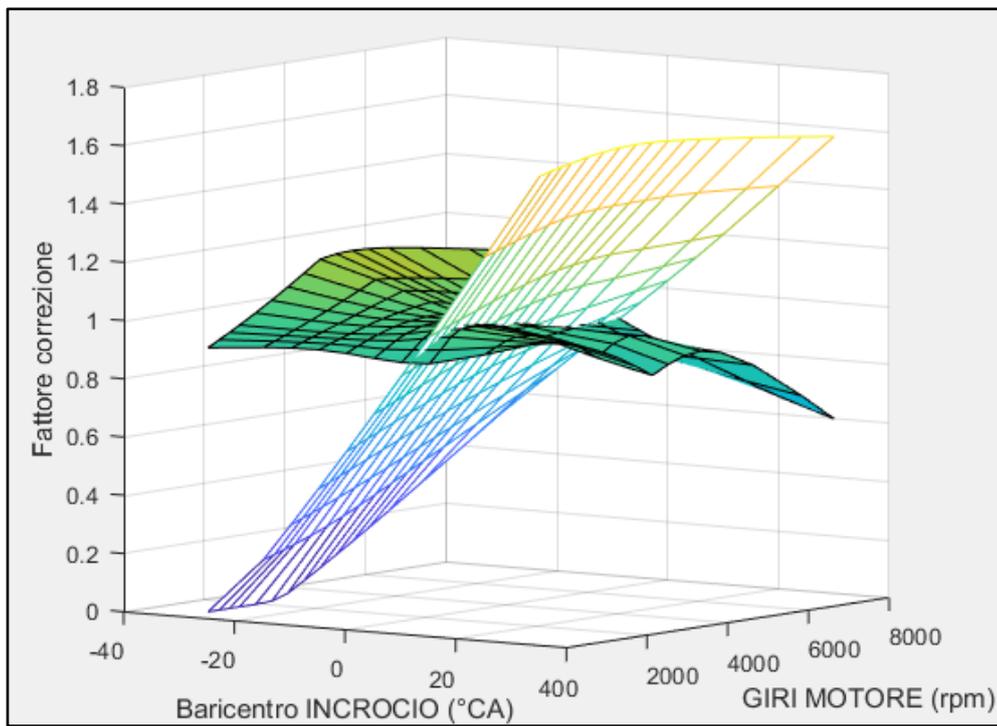


Figura B.12: mappa di riferimento e in output dall'ottimizzazione con smoothness 0.2 per il fattore di correzione del rapporto di pressioni, motore 1

Dalle immagini riportate si possono trarre le seguenti conclusioni:

- Le mappe ottimizzate con i dati simulati riprendono l'andamento delle mappe di riferimento, a meno delle mappe di fattore di interpolazione e fattore di correzione (figure B.5, B.6, B.11 e B.12): la prima sembra presentare un offset positivo lungo quasi tutta la sua superficie, mentre la seconda mostra visibilmente un andamento opposto a quello di riferimento.
- Introdurre un coefficiente di smoothness pari a 0.2 non apporta cambiamenti significativi sulla forma e sull'andamento delle mappe, e in particolare non ha alcun effetto sulla mappa fattore di correzione (si confrontino le figure B.6 e B.12).

APPENDICE C – Grafici delle grandezze di interesse per la calibrazione della portata di aria in ingresso al motore 1 tramite GT Power e ottimizzatore MapFit

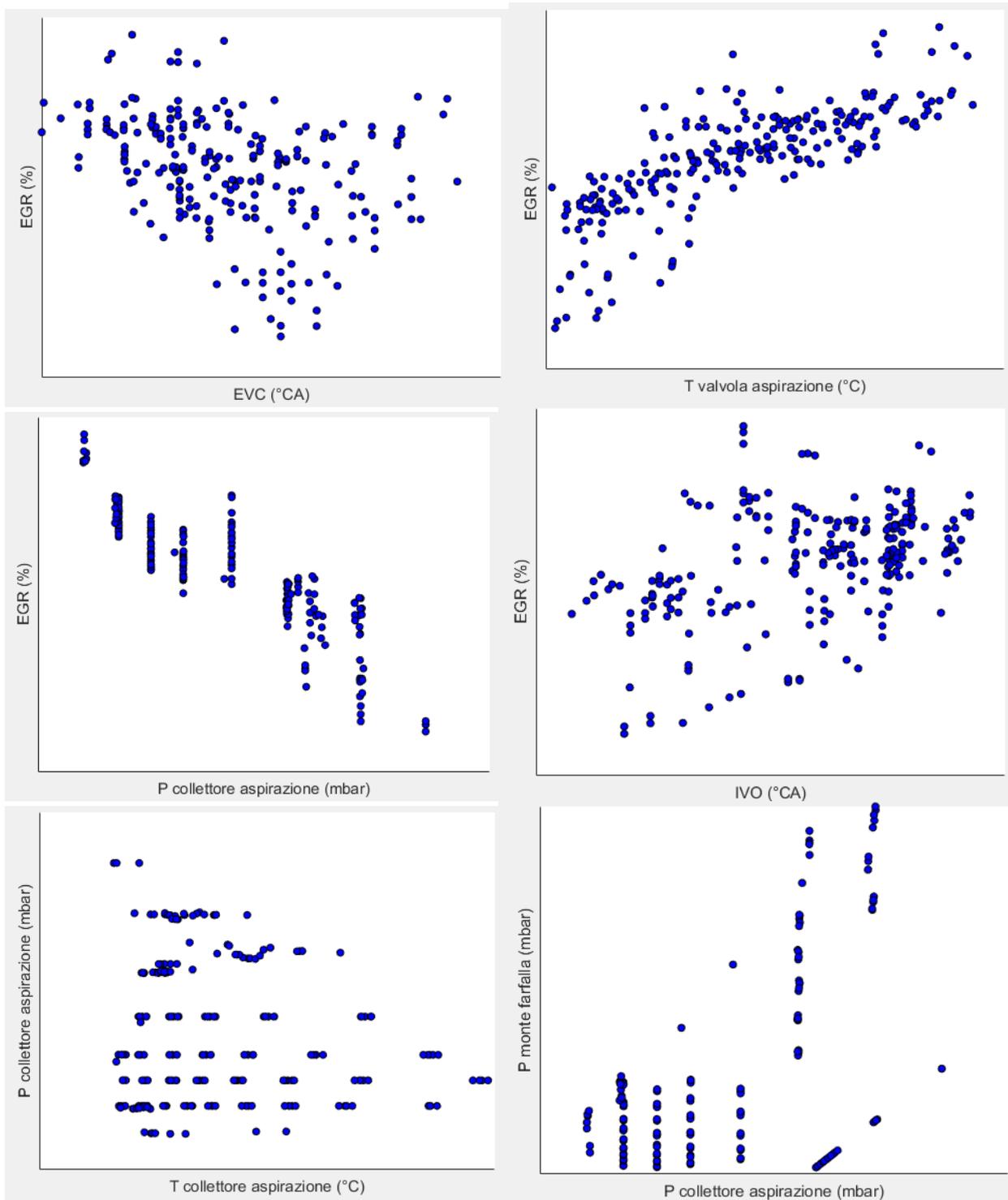


Figura C.1: grandezze di interesse in input a MapFit e loro interazioni, parte 1

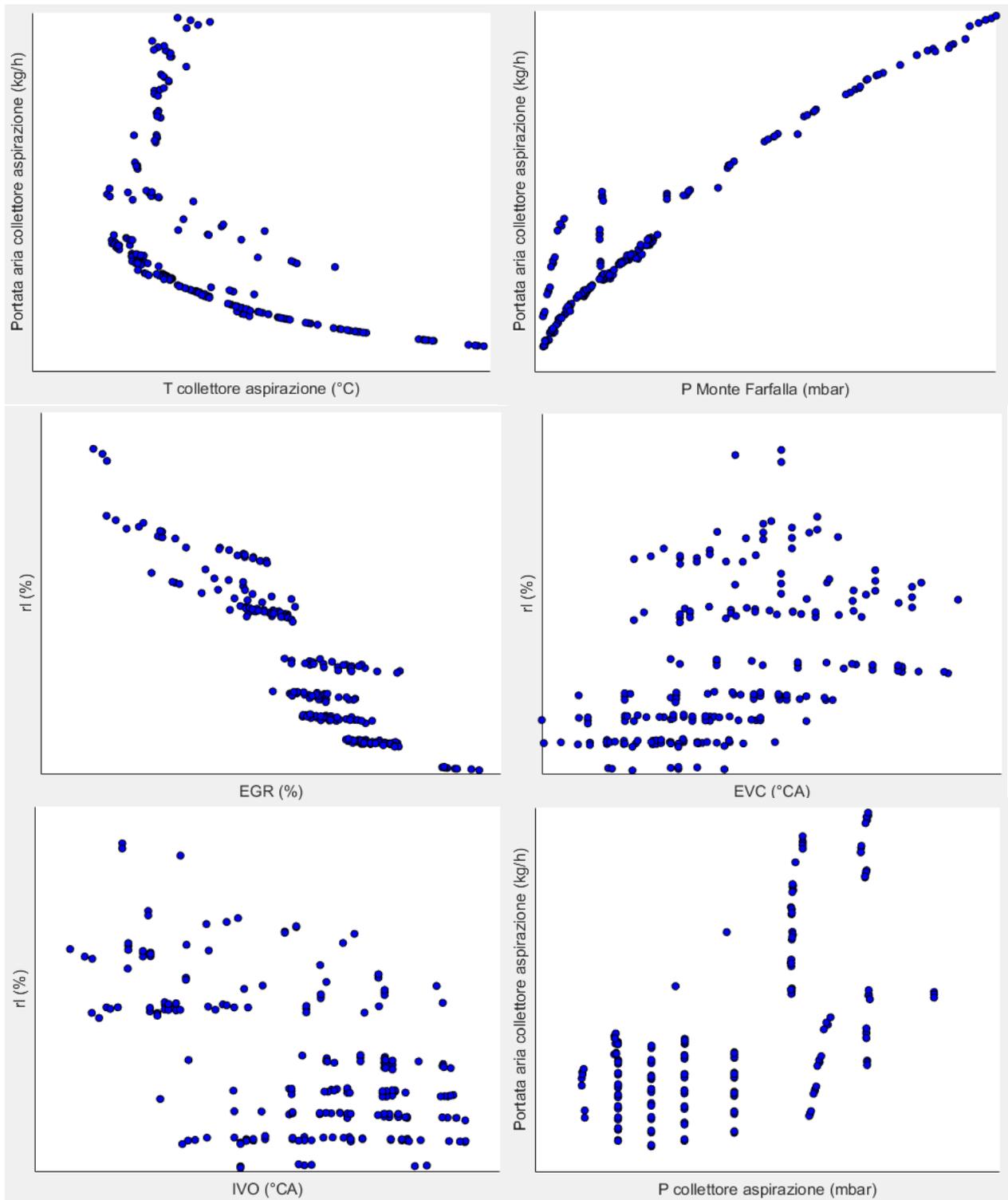


Figura C.2: grandezze di interesse in input a MapFit e loro interazioni, parte 2

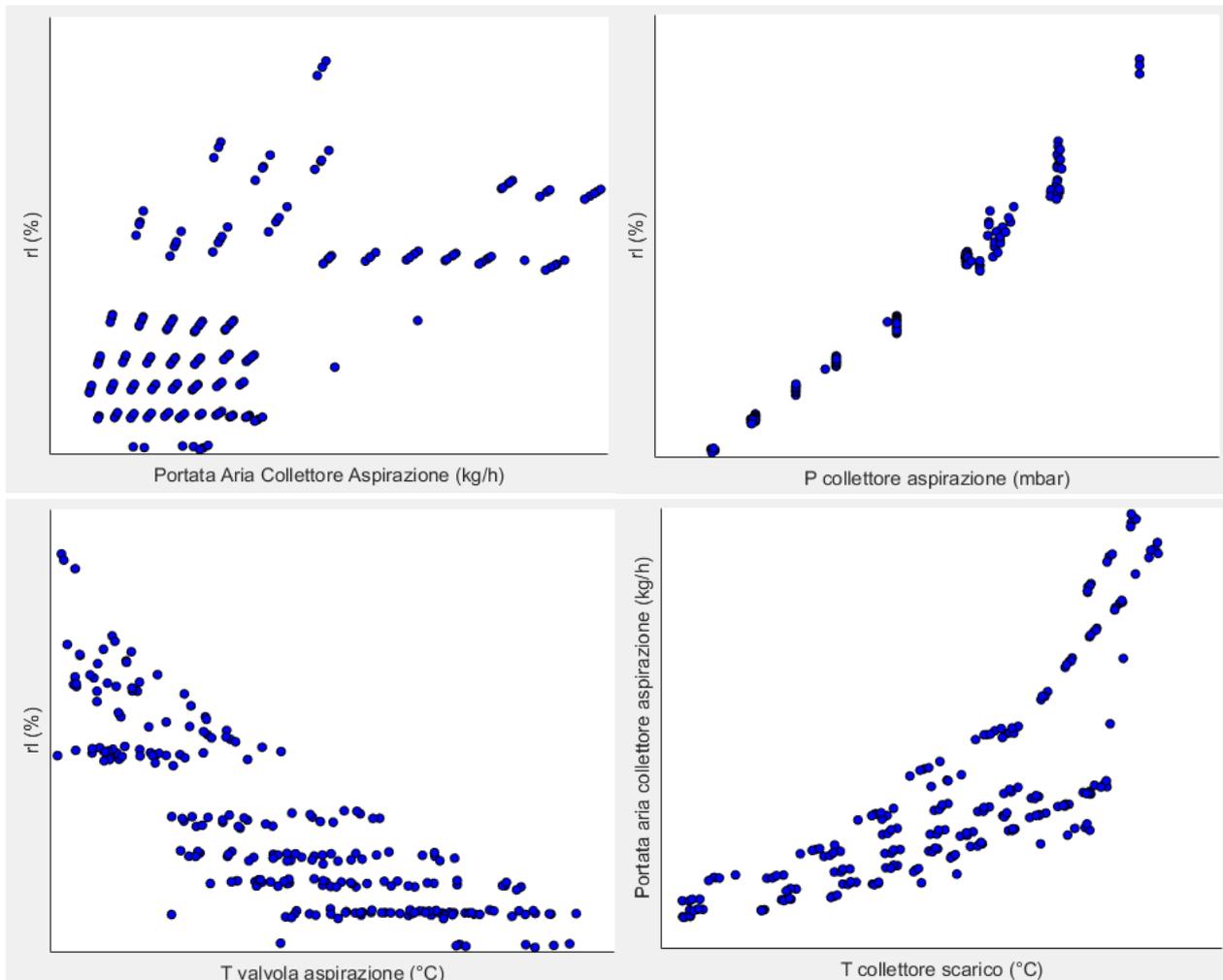


Figura C.3: grandezze di interesse in input a MapFit e loro interazioni, parte 3

Le immagini sopra mostrano un primo tentativo di comprendere se e quali siano le interazioni tra le varie grandezze che si prendono in output da GT e si immettono come input in MapFit. In particolare è stata inserita anche la percentuale di EGR interno della bancata 1: questa grandezza non è un input richiesto da MapFit, ma l'accuratezza della sua modellazione è fondamentale per il buon esito del calcolo di rI. È possibile infatti vedere in figura C.1 come l'EGR abbia un valore maggiore ad elevati incroci valvole (ritardo di IVO e anticipo di EVC), come ci si aspetterebbe; allo stesso modo ci si aspetta che con una percentuale maggiore di EGR, la temperatura della valvola di aspirazione sia maggiore (i gas residui di combustione e riaspirati presentano infatti una temperatura maggiore di quella dell'aria fresca aspirata dall'esterno). Infine, anche l'andamento per cui l'EGR diminuisca all'aumentare della pressione collettore aspirazione sembra non destare molti dubbi.

A seguire è possibile notare l'assenza di dipendenza, nelle simulazioni, della pressione nel collettore aspirazione dalla temperatura nello stesso collettore e dalla pressione a monte della valvola a farfalla.

Nella pagina seguente (figura C.2) si nota invece una diminuzione più che lineare della portata di aria nel collettore aspirazione rispetto alla temperatura nel collettore aspirazione: all'aumentare della temperatura, diminuisce infatti la densità.

Al contrario, la stessa portata aumenta meno che linearmente rispetto alla pressione in ingresso alla turbina, cioè alla pressione di sovralimentazione, in quanto contemporaneamente aumenta più che linearmente anche la temperatura in ingresso alla turbina (si veda il grafico Portata aria collettore aspirazione – T collettore scarico di figura C.3).

Infine è possibile vedere come la portata di aria nel collettore aspirazione possa presentare valori differenti, anche allo stesso valore di pressione nel collettore aspirazione: avendo eseguito infatti uno sweep di VVT per ogni step di pressione collettore aspirazione selezionato, a pari pressione collettore aspirazione si possono avere diversi valori di pressione monte farfalla (come mostra il grafico P monte farfalla – P collettore aspirazione di figura C.1) in base all'effettivo riempimento del cilindro in quello specifico punto operativo. All'aumentare della pressione monte farfalla e mantenendo costante la pressione collettore aspirazione, aumenta il Δp valle/monte farfalla, e quindi il collettore aspirazione si riempie maggiormente.

Per quanto riguarda l'rl, principale grandezza di interesse del lavoro presentato, esso è maggiore se si presenta un piccolo ritardo di EVC e un anticipo di IVO: non è possibile esprimere un commento su questa affermazione, in quanto i valori dei variatori hanno un optimum di riempimento variabile al variare del numero di giri motore.

Non stupisce invece il fatto che l'rl diminuisca all'aumentare dell'EGR interno (questo infatti sottrae spazio utile al riempimento del cilindro con aria fresca) e nemmeno la sua proporzionalità con la portata di aria nel collettore aspirazione (si veda la formula 5.4) e con la pressione nel collettore aspirazione (si veda la formula 1.4).

Infine, il diminuire del valore di rl all'aumentare della temperatura del gas alla valvola di aspirazione (figura C.3) si spiega ricordando, come accennato prima, che i gas ricircolati hanno una temperatura maggiore rispetto all'aria fresca aspirata: maggiore è la quantità di gas inerti ricircolati, maggiore sarà la temperatura alle valvole di aspirazione e minore sarà il valore di rl.

Sotto viene riportato lo script sviluppato in MatLab per la creazione dei grafici appena commentati:

```
clear xlabel ylabel zlabel, close all

x=dataset(GIRIturbo,PME,GIRImotore,P_ingressoTurb,T_valvola_asp,TCollSca,
PCollAsp,PMonteFarfalla,IVO,EVC,TCollSca,MFR_1,EGR1);
y=["GIRIturbo (rpm)", "PME (bar)", "GiriMotore (rpm)", "P ingresso
turbina (mbar)", "T valvola aspirazione (°C)", "T collettore aspirazione
(°C)", "P collettore aspirazione (mbar)", "P Monte Farfalla (mbar)", "IVO
(°CA)", "EVC (°CA)", "T collettore scarico (°C)", "Portata Aria
```

```

Collettore Aspirazione (kg/h)", "EGR (%)"];

for i=1:20
    figure
    scatter(x(:,i),psr,25,'b','filled','MarkerEdgeColor','k')
    xname=sprintf('%s',y(i));
    xlabel(xname)
    ylabel('P collettore aspirazione (mbar)')
end

for i=1:20
    figure
    scatter(x(:,i),pvd,25,'b','filled','MarkerEdgeColor','k')
    xname=sprintf('%s',y(i));
    xlabel(xname)
    ylabel('P monte farfalla (mbar)')
end

for i=1:20
    figure
    scatter(x(:,i),P_TUR1IN_ASS,25,'b','filled','MarkerEdgeColor','k')
    xname=sprintf('%s',y(i));
    xlabel(xname)
    ylabel('P ingresso turbina (mbar)')
end

for i=1:20
    figure
    scatter(x(:,i),P_CAT1IN_ASS,25,'b','filled','MarkerEdgeColor','k')
    xname=sprintf('%s',y(i));
    xlabel(xname)
    ylabel('P ingresso catalizzatore (mbar)')
end

for i=1:20
    figure
    scatter(x(:,i),T_INLET_VALVE1,25,'r','filled','MarkerEdgeColor','k')
    xname=sprintf('%s',y(i));
    xlabel(xname)
    ylabel('T valvola aspirazione (°C)')
end

for i=1:20
    figure
    scatter(x(:,i),tasr,25,'r','filled','MarkerEdgeColor','k')
    xname=sprintf('%s',y(i));
    xlabel(xname)
    ylabel('T collettore aspirazione (°C)')
end

for i=1:20
    figure
    scatter(x(:,i),taikr,25,'r','filled','MarkerEdgeColor','k')
    xname=sprintf('%s',y(i));
    xlabel(xname)
    ylabel('T collettore scarico (°C)')
end

```

```

for i=1:20
    figure
    scatter(x(:,i),MFR_1,25,'b','filled','MarkerEdgeColor','k')
    xname=sprintf('%s',y(i));
    xlabel(xname)
    ylabel('Portata aria collettore aspirazione (kg/h)')
end

for i=1:20
    figure
    scatter(x(:,i),rl_mis_1,25,'b','filled','MarkerEdgeColor','k')
    xname=sprintf('%s',y(i));
    xlabel(xname)
    ylabel('rl (%)')
end

for i=1:20
    figure
    scatter(x(:,i),EGR1,25,'b','filled','MarkerEdgeColor','k')
    xname=sprintf('%s',y(i));
    xlabel(xname)
    ylabel('EGR (%)')
end

```

APPENDICE D – Script analisi grandezze di interesse in relazione all'errore sull'rl, motore 1

```
clear xlabel ylabel zlabel c, close all

x=dataset(PressureRatioTHR,GIRIturbo,lambda,PME,GIRIMotore,PIngressoTurbi
na,PIngressoCatalizzatore,TValvolaAsp,TCollAsp,PCollAsp,PMonteFarfalla,IV
O,EVC,TCollSca,portata_ariaIM,rl_mis,EGR);
y=["P collettore aspirazione/P monte farfalla (-)","GIRIturbo
(rpm)","lambda (-)","PME (bar)","giri motore (rpm)", "P ingresso turbina
(mbar)", "P ingresso catalizzatore (mbar)", "T valvola aspirazione (°C)",
"T collettore aspirazione (°C)", "P collettore aspirazione (mbar)", "P
monte farfalla (mbar)", "IVO (°CA)", "EVC (°CA)", "T collettore scarico
(°C)", "portata aria collettore aspirazione (kg/h)", "rl misurato (%)",
"EGR (%)"];
n=["PressureRatioTHR","GIRIturbo","lambda","PME","GIRIMotore","PIngressoT
urbina","PIngressoCatalizzatore","TValvolaASp","TCollAsp","PCollAsp","PMo
nteFarfalla","IVO","EVC","TCollSca","portata_ariaIM","rl_mis","EGR"];

for jj=1:17
    for ii=jj:17
        if ii==jj
            else
                figure
                eval(sprintf('%s','scatter3(x(:,ii),' ,str2mat(n(jj)),
",Errore_rl,25,Errore_rl,'filled','MarkerEdgeColor','k')"))
                xname=sprintf('X: %s', y(ii));
                xlabel(xname);
                yname=sprintf('Y: %s', y(jj));
                ylabel(yname);
                zlabel('Z: Errore rl (%)')
                colormap(jet);
                c=colorbar;
                c.Label.String='Errore rl GT/MapFit';
                view(2);
            end
        end
    end
end
```


Nelle immagini soprastanti viene evidenziato il controllo degli attuatori THR e WG per il motore 2: come è possibile vedere, sono presenti due turbine e due compressori, uno per bancata. Viene mostrato il componente denominato “Flywheel” in cui vengono impostati parametri come modello di attriti, ordine di combustione dei cilindri, tipo di motore (2 o 4 tempi) e la temporizzazione in termini di °CA dell’inizio del ciclo simulato. Nel gruppo “Calcs” sono racchiusi svariati calcoli che servono ad analizzare i risultati della simulazione a posteriori (calcolo pressione media nel cilindro, rl, ecc.). Viene mostrata anche la modellazione delle perdite di carico dall’uscita del compressore all’ingresso nel collettore aspirazione: ogni componente partecipa al calcolo delle perdite di carico tramite i condotti presenti e l’intercooler. Questa parte deve essere modellata particolarmente bene per ottenere una pressione nel collettore aspirazione corretta, poiché questa è figlia della pressione in uscita dal compressore e delle successive perdite di carico e scambi termici.

È possibile notare come la valvola a farfalla questa volta non venga più modellata come un piattello con un certo grado di apertura, ma come una perdita di carico tramite orifizio: il controllo viene inoltre applicato non sull’area di passaggio effettiva, ma sul suo diametro al fine di avere una maggiore padronanza dei coefficienti di riduzione dell’apertura (in questo modo risulta più facile anche calibrare le costanti dei PID). Il controllore PID sulla THR prende in input il valore di BMEP target richiesto (questo parametro sarà poi successivamente sostituito con la pressione collettore aspirazione target) e in base a questo, modifica il valore prima dell’area e poi del raggio, dell’orifizio che rappresenta la valvola a farfalla.

Infine il controllo e la calibrazione dei PID sulla WG è posizionato in un ulteriore layer “CTRL-WG”, che viene esaminato nella figura successiva.

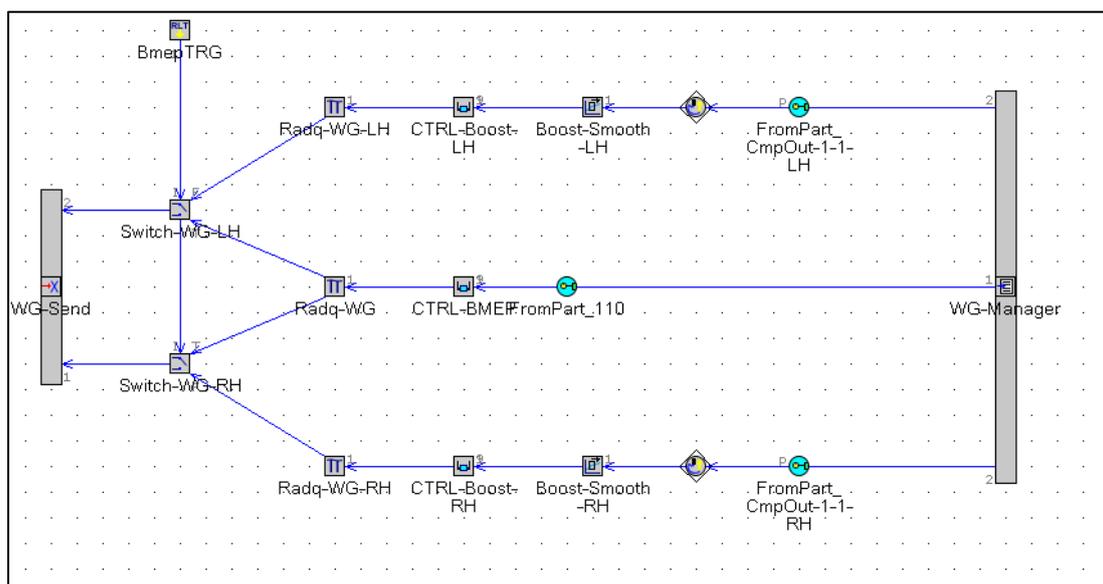


Figura E.2: layer "CTRL-WG" del modello motore 2

In questo caso è stato deciso di dividere il controllo sulla WG per ottenere la pressione di sovralimentazione desiderata, in base al punto di funzionamento del motore: in base al valore della BMEP target richiesta (“Bmep TRG”), la chiusura della WG viene controllata in base al valore effettivo di BMEP o al valore effettivo di pressione di sovralimentazione, differenziata per ognuna delle due bancate. La WG sarà controllata in base al valore di BMEP target, finché questo valore non risulterà essere superiore alla BMEP a WOT, dopodiché la WG sarà controllata in base alla pressione di sovralimentazione.

APPENDICE F – Script MatLab per grafici motore 2

Viene mostrato lo script limitatamente ai grafici creati per il valore di giri motore 1000 rpm: il modo di operare per i restanti valori di giri motore rimane invariato rispetto a quello mostrato.

```
close all
%tutti i dati GT
L(:,1)=GiriMotoreGT;
L(:,2)=PressioneCollettoreAspirazione_GT;
L(:,3)=PME_GT;
L(:,4)=GIRIturboGT;
L(:,5)=lambdaGT;
L(:,6)=M_AIR_GT;
L(:,7)=P_ingressoCatalizzatore_GT;
L(:,8)=P_ingressoTurbina_GT;
L(:,9)=PMI_GT;
L(:,10)=PressioneMonteFarfalla_GT;
L(:,11)=TvalvoleAspirazione_GT;
L(:,12)=TCollettoreScarico_GT;
L(:,13)=TCollettoreScarico_GT;
L(:,14)=IVO_GT;
L(:,15)=IVC_GT;
L(:,16)=EVC_GT;
L(:,17)=r1_GT;
L(:,18)=INCROCIO_GT;

%divido i dati GT per numero di giri
GT1000=zeros(1,1);
for ii=1:765
if L(ii,1)==1000
    GT1000(ii,1)=L(ii,1);
    GT1000(ii,2)=L(ii,2);
    GT1000(ii,3)=L(ii,3);
    GT1000(ii,4)=L(ii,4);
    GT1000(ii,5)=L(ii,5);
    GT1000(ii,6)=L(ii,6);
    GT1000(ii,7)=L(ii,7);
    GT1000(ii,8)=L(ii,8);
    GT1000(ii,9)=L(ii,9);
    GT1000(ii,10)=L(ii,10);
    GT1000(ii,11)=L(ii,11);
    GT1000(ii,12)=L(ii,12);
    GT1000(ii,13)=L(ii,13);
    GT1000(ii,14)=L(ii,14);
    GT1000(ii,15)=L(ii,15);
    GT1000(ii,16)=L(ii,16);
    GT1000(ii,17)=L(ii,17);
    GT1000(ii,18)=L(ii,18);
else
end
end
```

```

%elimino dai dati, per ogni numero di giri, i possibili valori nulli
for tt=length(GT1000):-1:1
    if GT1000(tt,1)==0
        GT1000(tt,:)=[];
    end
end

O=[];
O(:,1)=GiriMotoreS;
O(:,2)=pressioneCollettoreAspirazione_S;
O(:,3)=PME_S;
O(:,4)=GIRIturbo_S;
O(:,5)=lambda_S;
O(:,6)=M_AIR_S;
O(:,7)=P_ingressoCatalizzatore_S;
O(:,8)=P_ingressoTurbina_S;
O(:,9)=PMI_S;
O(:,10)=PressioneMonteFarfalla_S;
O(:,11)=TValvoleAspirazione_S;
O(:,12)=TCollettoreScarico_S;
O(:,13)=TCollettoreAspirazione_S;
O(:,14)=IVO_S;
O(:,15)=IVC_S;
O(:,16)=EVC_S;
O(:,17)=r1_S;
O(:,18)=INCROCIO_S;

S1000=zeros(1,1); %ripeto tutto per i dati sperimentali
for ii=1:204
    if O(ii,1)==1000
        S1000(ii,1)=O(ii,1);
        S1000(ii,2)=O(ii,2);
        S1000(ii,3)=O(ii,3);
        S1000(ii,4)=O(ii,4);
        S1000(ii,5)=O(ii,5);
        S1000(ii,6)=O(ii,6);
        S1000(ii,7)=O(ii,7);
        S1000(ii,8)=O(ii,8);
        S1000(ii,9)=O(ii,9);
        S1000(ii,10)=O(ii,10);
        S1000(ii,11)=O(ii,11);
        S1000(ii,12)=O(ii,12);
        S1000(ii,13)=O(ii,13);
        S1000(ii,14)=O(ii,14);
        S1000(ii,15)=O(ii,15);
        S1000(ii,16)=O(ii,16);
        S1000(ii,17)=O(ii,17);
        S1000(ii,18)=O(ii,18);
    else
    end
end

for tt=length(S1000):-1:1
    if S1000(tt,1)==0
        S1000(tt,:)=[];
    end
end

```

```

%grafici confronto dati sperimentali e GT, in base alla pressione
collettore aspirazione, PME e a giri costanti
S1000(1,:)=[];
a=["0","P collettore aspirazione @1000 rpm (mbar)","PME @1000 rpm
(bar)","GIRIturbo @1000 rpm (rpm)","lambda @1000 rpm (-)","Portata aria
collettore aspirazione @1000 rpm (kg/h)","P ingresso catalizzatore @1000
rpm (mbar)","P ingresso turbina @1000 rpm (mbar)","PMI @1000 rpm
(bar)","P monte farfalla @1000 rpm (mbar)","T aria valvole aspirazione
@1000 rpm (°C)","T collettore scarico @1000 rpm (°C)","T collettore
aspirazione @1000 rpm (°C)","IVO @1000 rpm (°CA)","IVC @1000 rpm
(°CA)","EVC @1000 rpm (°CA)","r1 @1000 rpm (%)","INCROCIO @1000 rpm
(°CA)"];
for t=2:18
figure
scatter3(GT1000(:,2),GT1000(:,3),GT1000(:,t),'b','filled')
hold on
scatter3(S1000(:,2),S1000(:,3),S1000(:,t),'r','filled')
xlabel('P collettore aspirazione @1000 rpm (mbar)')
ylabel('PME @1000 rpm (bar)')
zname=sprintf('%s',a(t));
zlabel(zname)
legend('GT','Sperimentali')
end

```

APPENDICE G – Modello GT Power del motore 3

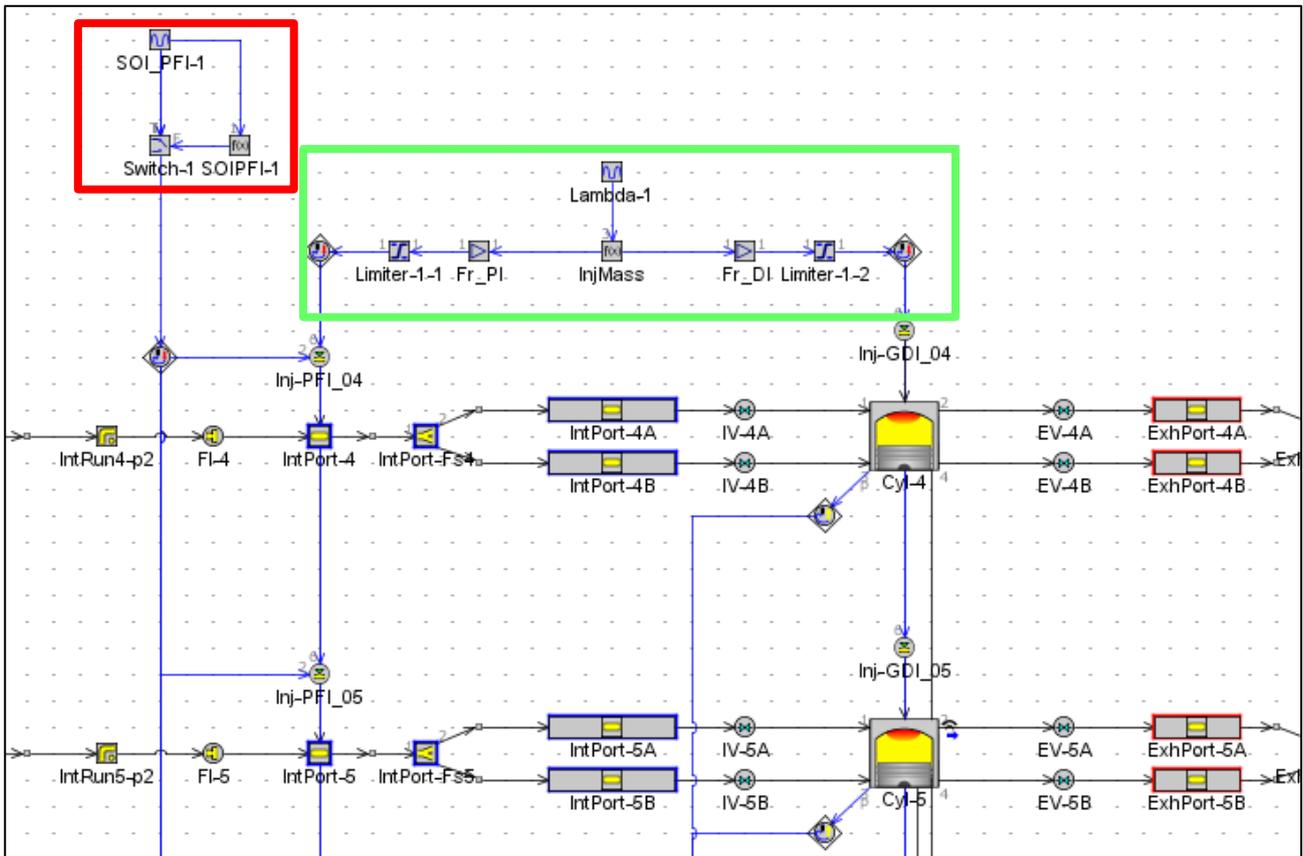


Figura G.1: dettaglio dell'iniezione implementata nel modello motore 3

Nel dettaglio riportato in figura G.1 si evince la particolarità del motore 3 rispetto agli altri motori studiati (riquadro verde) e una delle correzioni che è stato necessario attuare per modellare correttamente l'iniezione PFI (riquadro rosso).

Nel riquadro verde, è possibile notare come il software, in base al lambda richiesto ("Lambda-1") calcoli la massa di combustibile da iniettare che, in questo caso sarà divisa tra i due iniettori PFI e GDI. Sono i gain "Fr_PI" ed "Fr_DI" a decidere quanta massa iniettare in GDI e quanta in PFI, in base alla grandezza PFI ratio imposta dall'utente. La massa di combustibile da iniettare, rispettivamente moltiplicata per i gain GDI e PFI, è poi ulteriormente limitata ("Limiter-1-1" e "Limiter-1-2") entro un valore massimo e uno minimo, come descritto nel capitolo 5, sezione 5.3.2. Questo controllo, così come quello nel riquadro rosso, viene applicato a tutti gli iniettori presenti sul motore.

Nel riquadro rosso viene deciso se suddividere l'iniezione PFI in due parti (nel caso in cui si abbia un valore negativo di SOI PFI) o meno, in base al valore di "SOI_PFI-1": come descritto nel capitolo 5, sezione 5.3.2 questo controllo è fondamentale per modellare correttamente l'iniezione PFI per tutta la sua durata.

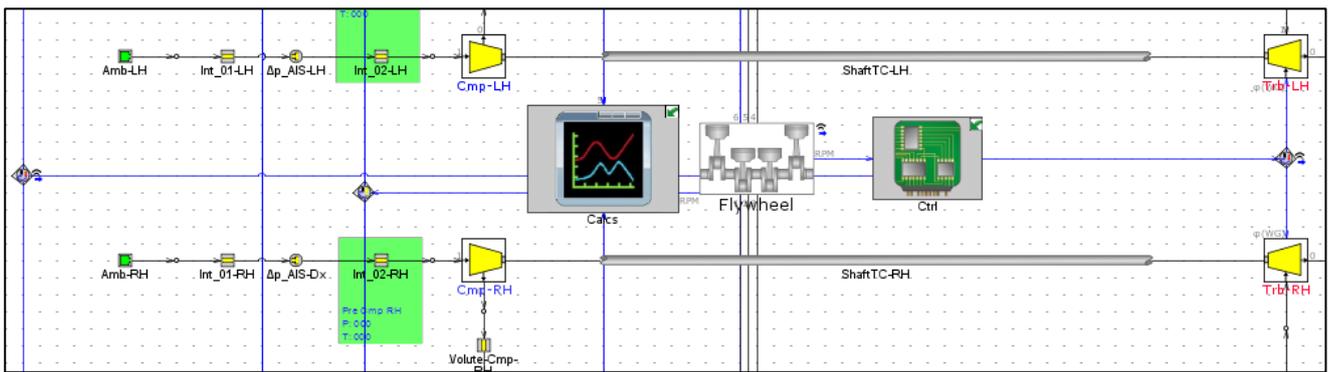


Figura G.2: dettaglio del controllo degli attuatori THR e WG, nel modello motore 3

Nella figura soprastante viene mostrato il controllo di THR e WG tramite gli usuali sensori e un layer apposito denominato “Ctrl”. Sono modellati anche qui i due compressori e le due turbine con le rispettive perdite di carico. Un ulteriore layer messo in evidenza dall’immagine è “Calcs”, dove vengono eseguiti alcuni calcoli in automatico, scelti a piacimento dell’utente. I layer “Ctrl” e “Calcs” vengono mostrati nel dettaglio nelle figure successive.

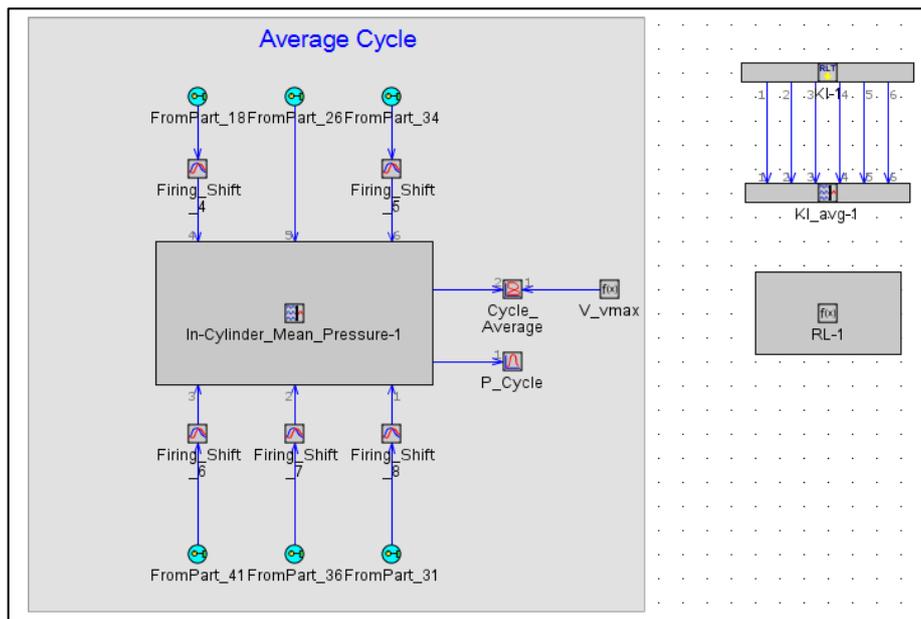


Figura G.3: layer "calcs" del modello motore 3

Layer “Calcs”: in figura G.3 sono mostrati i calcoli eseguiti in questo layer per il modello corrente. Naturalmente è presente come in tutti i modelli di simulazione, il calcolo della pressione nel cilindro media sul ciclo. In alto a destra è presente il calcolo della media dell’indice di detonazione di tutti i cilindri (è possibile determinare il tipo di indice di detonazione utilizzato, guardando la formula utilizzata da GT e mostrata nell’help di GT POST [8]).

Infine, il calcolo più utile ed interessante al fine dell'attività di tesi svolta, è quello dell'rl in output da GT: nel blocchetto è stata inserita la formula matematica utilizzata anche sperimentalmente per il calcolo dell'rl effettivo (e non quello stimato dai calcoli della centralina)

$$rl_{simulato} = \frac{\text{portata in massa di aria nel collettore aspirazione}}{\text{giri motore} \cdot \text{COST}} \quad (\%) \quad (G.1)$$

dove la portata in massa di aria nel collettore aspirazione è presa tramite sensore direttamente dal collettore aspirazione modellato in GT Power.

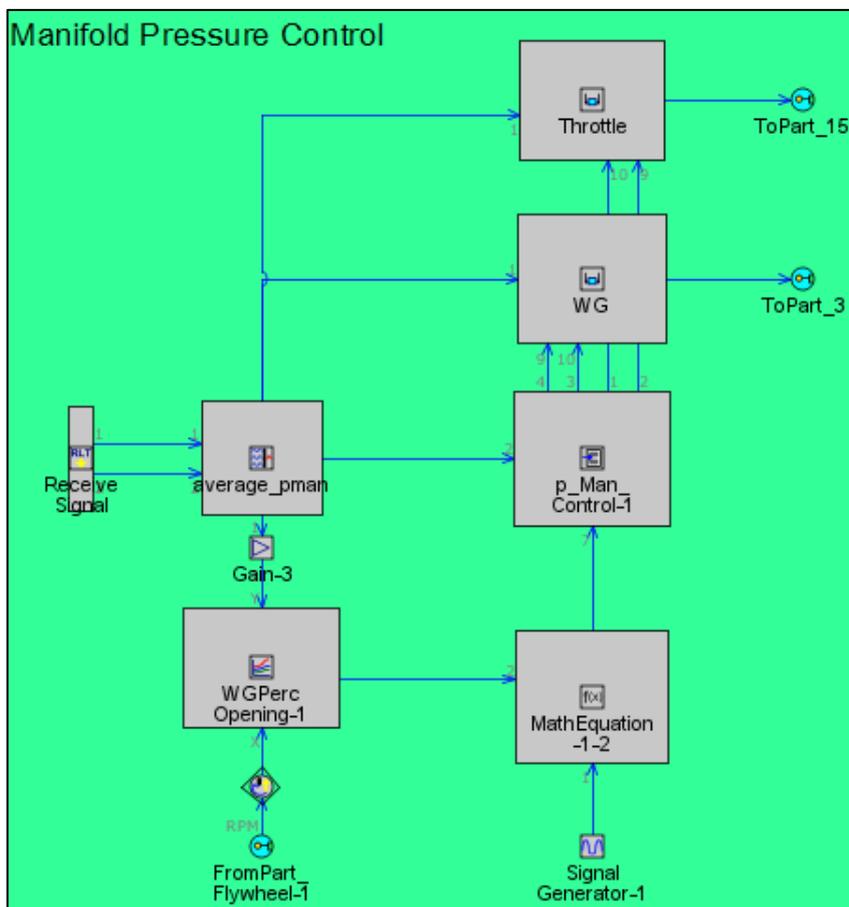


Figura G.4: layer "Ctrl" del modello motore 3

Layer "Ctrl": l'immagine mostra il controllo della pressione collettore aspirazione tramite i due PID su THR e WG, al suo sviluppo ultimo raggiunto durante il lavoro di tesi. Il blocchetto "average_pman" riceve in input i valori delle pressioni collettore aspirazione di entrambi i collettori (entrambe le bancate) e ne calcola la media. La media delle due pressioni in output è inviata a:

- PID che agisce sulla valvola a farfalla (“Throttle”)
- PID che agisce sulla valvola WG (“WG”)
- Dopo essere stata moltiplicata per un gain (“Gain-3”) di valore 1000, necessario per passare dal valore di pressione media in bar al valore in mbar, entra nel blocchetto “WGPercOpening-1” dove sono riportati i valori della mappa di figura 5.79, sezione 5.3.2. In base al valore di giri motore e al valore medio tra le due bancate della pressione collettore aspirazione voluti, la frazione di apertura della WG è inviata al blocchetto “MathEquation-1-2” dove viene moltiplicata per il valore di apertura massima della WG. Il risultato è poi inviato al blocchetto “p_Man_Control-1” che riceve in input anche il valore medio sulle due bancate della pressione collettore aspirazione:

1. se la pressione media nel collettore aspirazione è maggiore della pressione target richiesta, la valvola WG viene impostata al suo valore massimo di apertura e il controllo è dato totalmente alla movimentazione della valvola a farfalla
2. se la pressione media nel collettore aspirazione è minore della pressione target richiesta, la valvola farfalla è imposta al valore di WOT e il controllo è dato totalmente alla movimentazione della valvola WG.

APPENDICE H – Verifica in Ascmo senza punti operativi con surge margin < 0

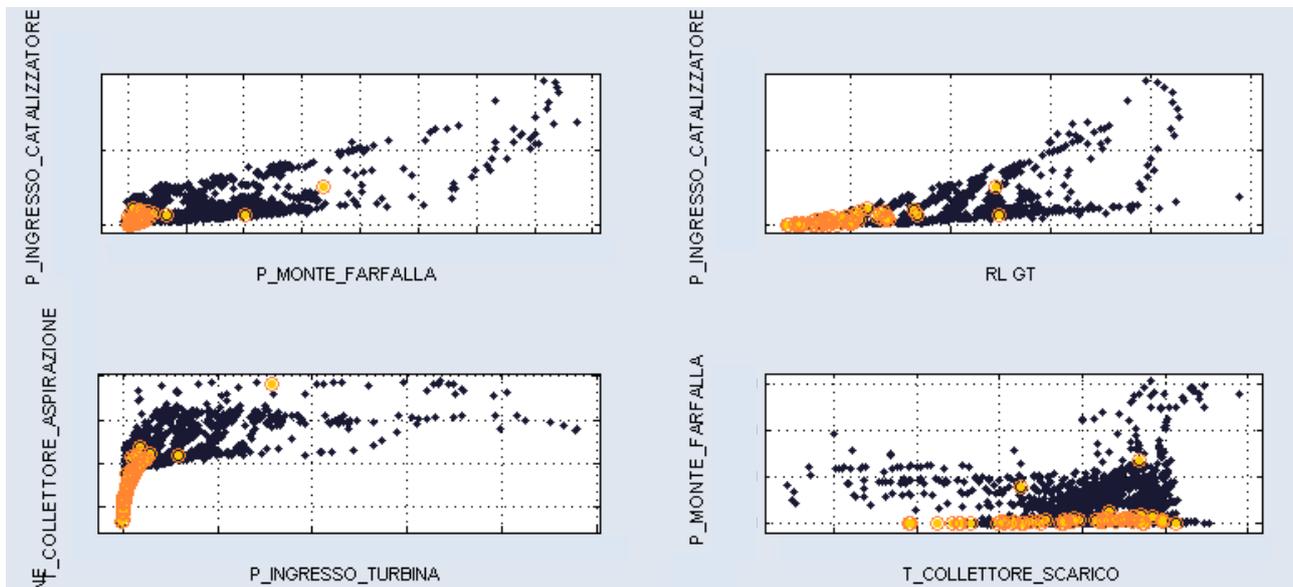


Figura H.1 : grafici dei punti operativi senza surge margin negativo in output alla visualizzazione con ASCMO, parte 1

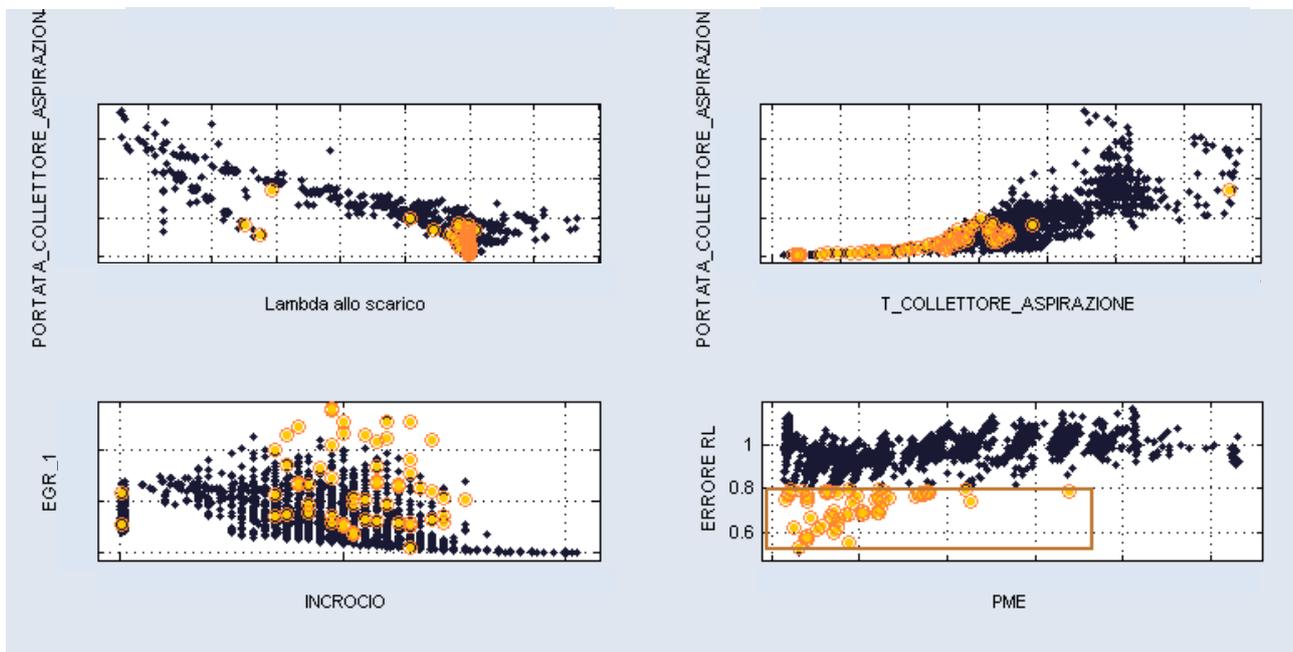


Figura H.2: grafici dei punti operativi senza surge margin negativo in output alla visualizzazione con ASCMO, parte 2

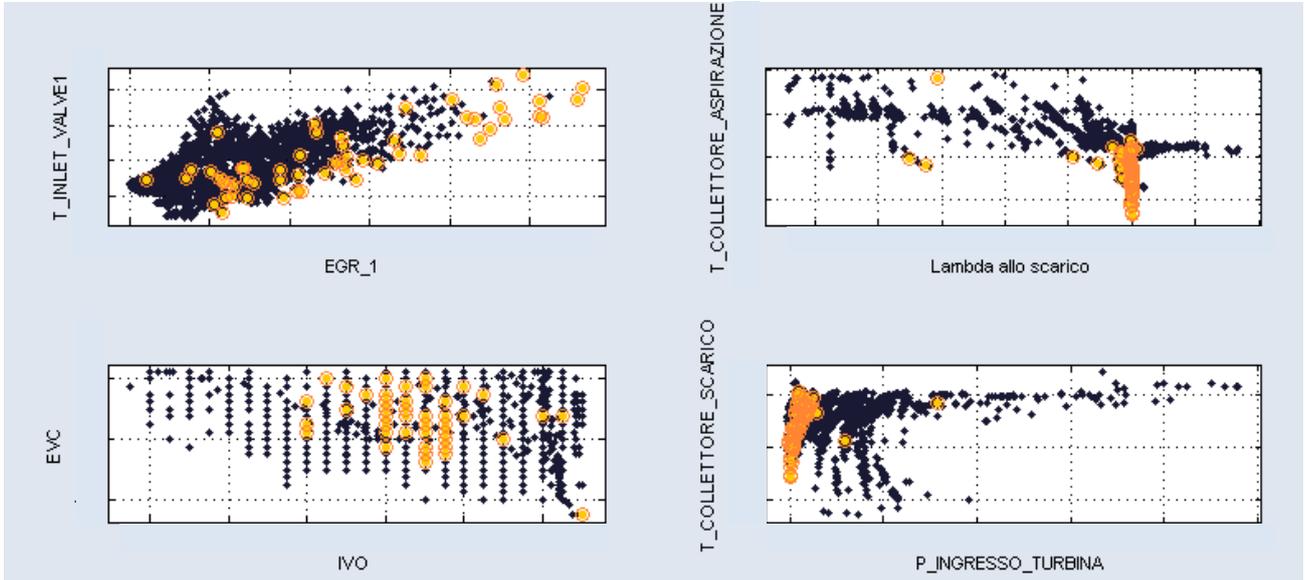


Figura H.3: grafici dei punti operativi senza surge margin negativo in output alla visualizzazione con ASCMO, parte 3

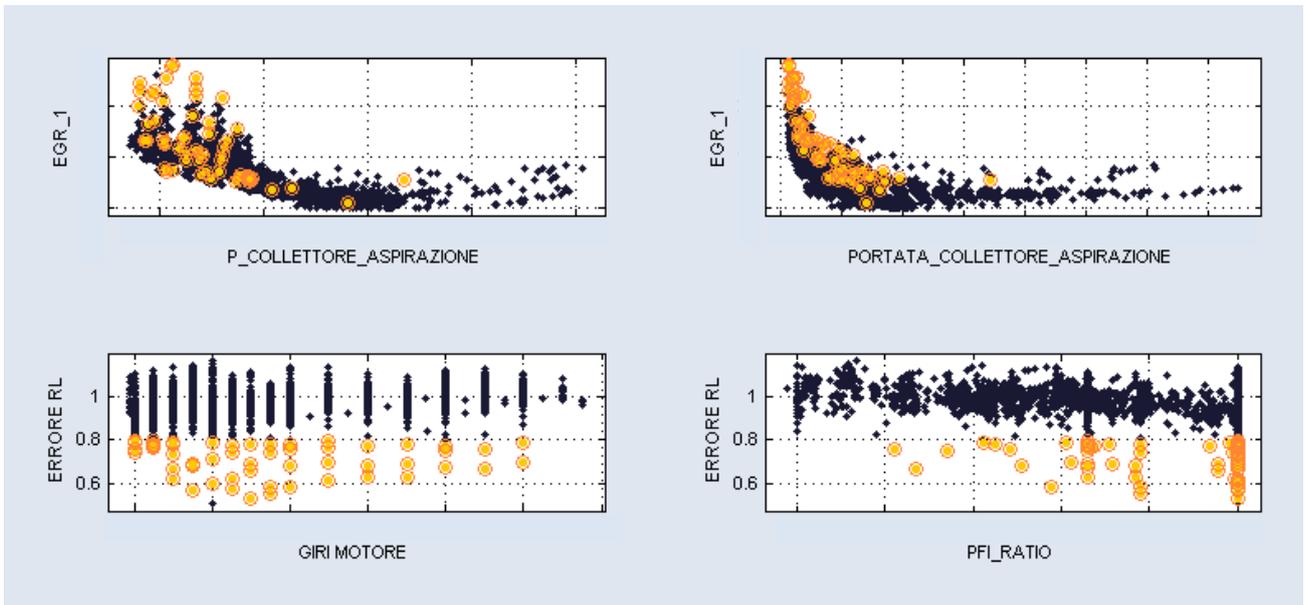


Figura H.4: grafici dei punti operativi senza surge margin negativo in output alla visualizzazione con ASCMO, parte 4

APPENDICE I – Verifica in Ascmo senza punti operativi con surge margin < 0 e senza punti operativi con scavenging (trapping ratio < 0.97)

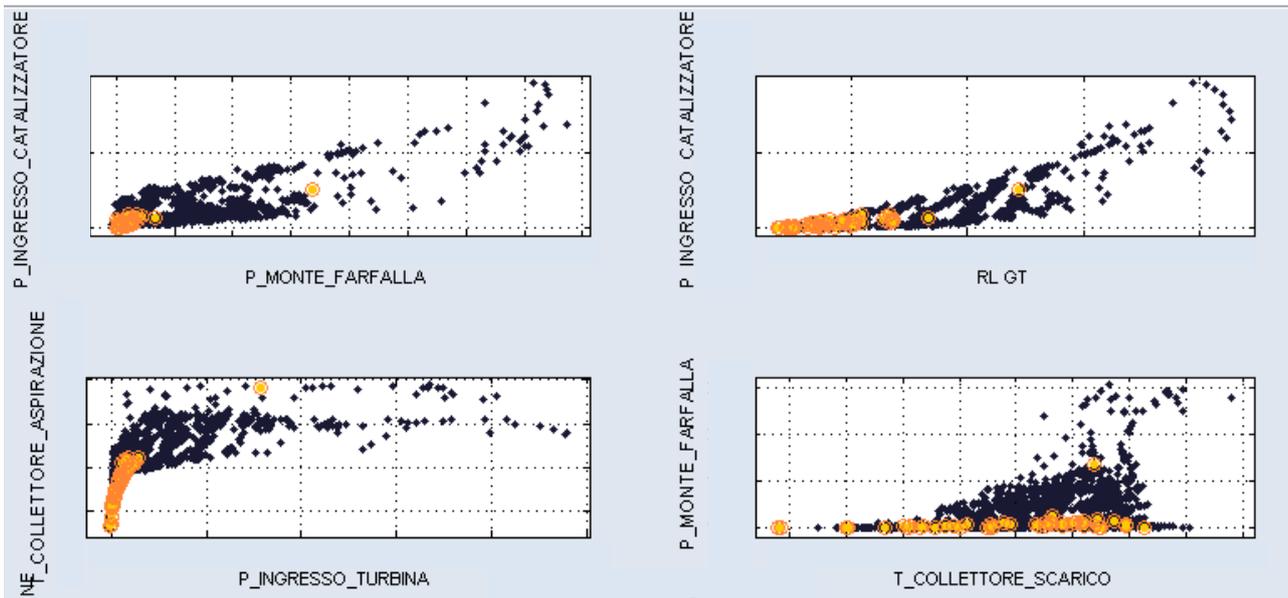


Figura I.1: grafici dei punti operativi senza surge margin negativo e senza scavenging in output alla visualizzazione con ASCMO, parte 1

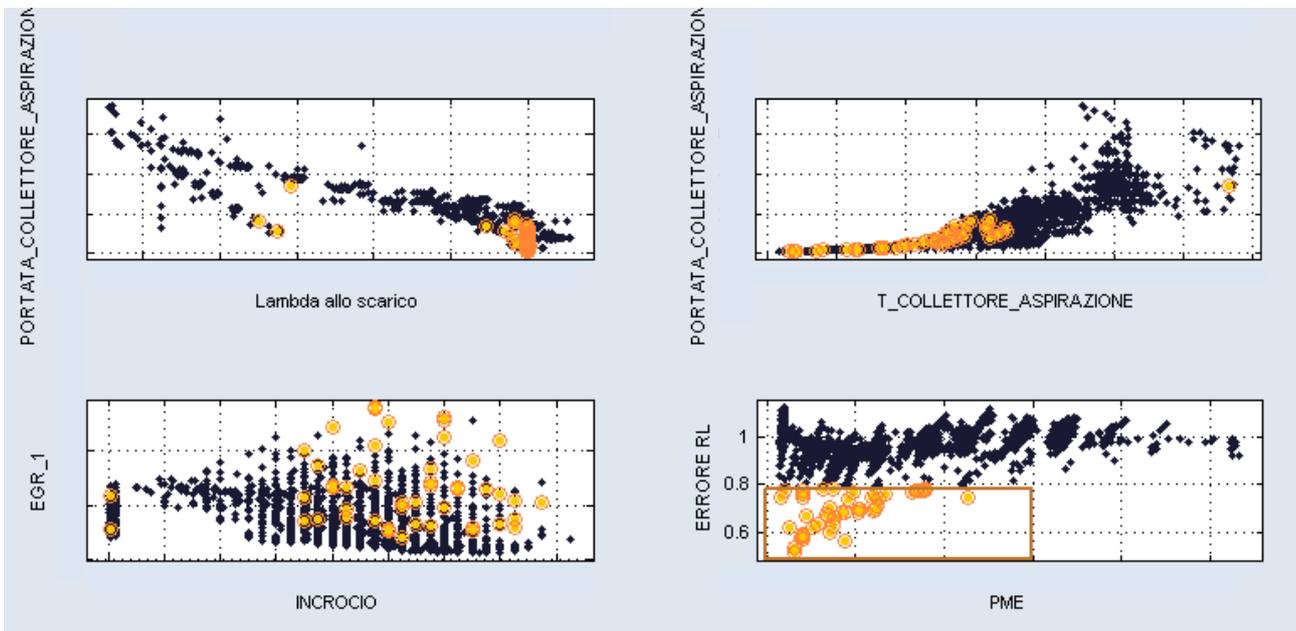


Figura I.2: grafici dei punti operativi senza surge margin negativo e senza scavenging in output alla visualizzazione con ASCMO, parte 2

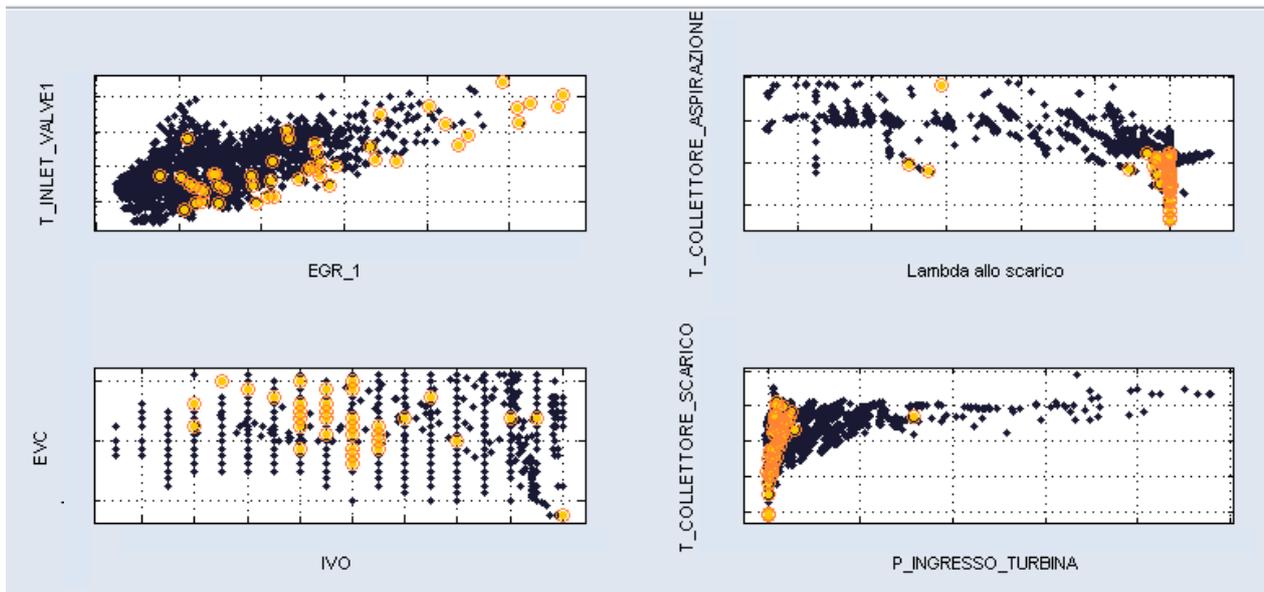


Figura I.3: grafici dei punti operativi senza surge margin negativo e senza scavenging in output alla visualizzazione con ASCMO, parte 3

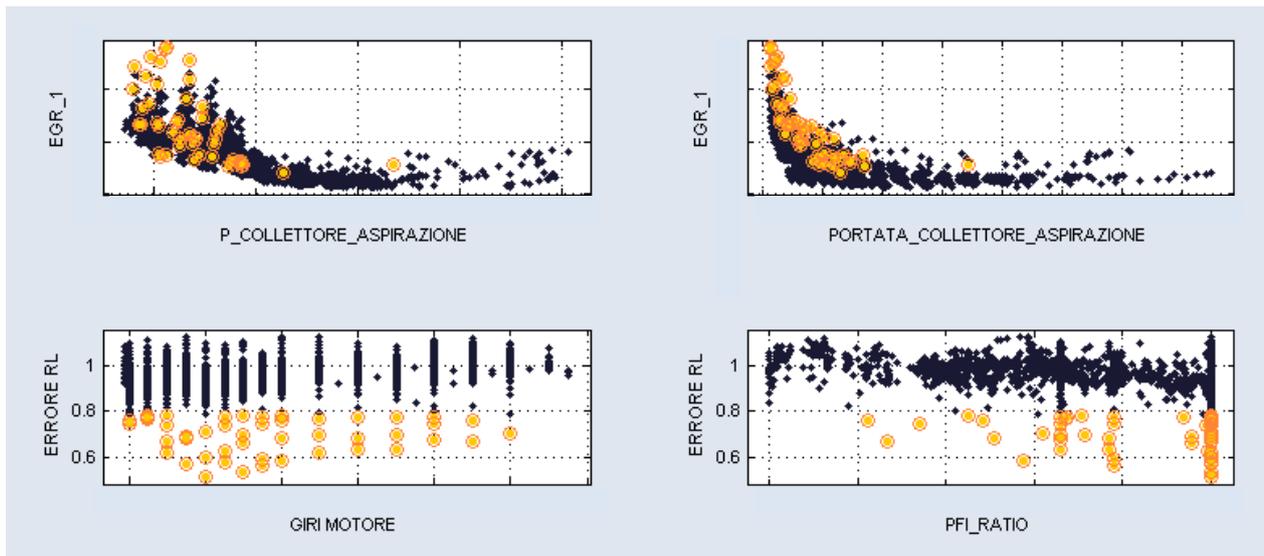


Figura I.4: grafici dei punti operativi senza surge margin negativo e senza scavenging in output alla visualizzazione con ASCMO, parte 4

APPENDICE J – Confronto tra lambda sperimentale e lambda GT allo scarico

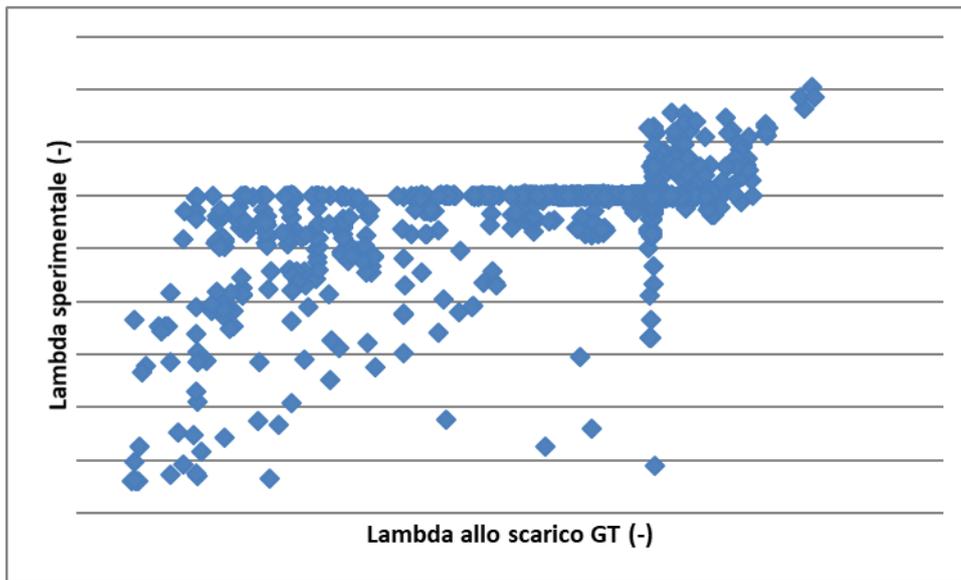


Figura J.1: confronto grafico tra lambda allo scarico sperimentale e lambda allo scarico simulato con GT

Il grafico mostra chiaramente come i punti si dispongano ancora abbastanza diversamente da quella che dovrebbe essere una buona correlazione con coefficiente R elevato.

BIBLIOGRAFIA

- [1] E. Rask, M. Sellnau “Simulation-Based Engine Calibration: tools, techniques and applications”, SAE Technical Papers 2004-01-1264
- [2] A. Schlosser, B. Kinoo, W. Salber, S. Werner, N. Ademes “Accelerated Powertrain development through model based calibration”, SAE Technical Papers, 2006-01-0858
- [3] N. Damji, D. Dresser, J. Bellavoine, M. Swaminathan “Automated Model-Based calibration for drivability using a virtual engine test cell” SAE Technical Papers, 2015-01-1628
- [4] K. Lang, M. Kropinski, T. Foster “Virtual powertrain calibration at GM becomes a reality”, SAE International, 2010-01-2323
- [5] Bosch GmbH. Documentazione “ME(D)_Luftsystem_EN”
- [6] S. Grasreiner, Tesi di Dottorato “Combustion Modeling for virtual SI engine calibration with the help of 0D/3D methods”, Technischen Universität Bergakademie Freiberg
- [7] F. Testa, Tesi di Laurea “Analisi numerica 1D, 3D e sperimentale dei processi di lavaggio e combustione in motori a due tempi di piccola cilindrata”, Università degli studi di Modena e Reggio Emilia
- [8] Gamma Technologies Inc. “GT-POST”, help
- [9] Gamma Technologies Inc. “GT-ISE”
- [10] E. Corti, “Appunti del corso di Macchine L”
- [11] S. Grasreiner, J. Neumann, M. Wensing, C. Hasse “Model-based virtual engine calibration with the help of phenomenological methods for spark-ignited engines”, ELSEVIER, Applied Thermal Engineering, 121 (2017) 190-199
- [12] R. Di Gioia, D. Papaleo, F. M. Vichi, N. Cavina “Virtual GDI Engine as a Tool for Model-Based Calibration”, SAE International, 2012-01-1679

- [13] F. Westin, H.-E. Ångström, “Simulation of a Turbocharged SI-Engine with two Software and Comparison with Measured Data”, SAE Technical Paper Series, 2003-01-3124
- [14] <https://www.slideshare.net/CarmineMonti/pres-cm-20111207>