

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale



Validazione del modello di un motore a ciclo Diesel 11.0L heavy-duty mediante GT-Power

Relatori

Prof. Ing. Ezio Spessa

Dott. Ing. Roberto Finesso

Prof. Ing. Stefano D'Ambrosio

Candidato

Lorenzo Bacchi

Settembre 2018

SOMMARIO

CAPITOLO 1: Introduzione.....	1
CAPITOLO 2: Motori a combustione interna.....	4
2.1 Genesi e affermazione del MCI.....	4
2.2 Ciclo Diesel e motori ad accensione per compressione.....	8
2.2.1 Funzionamento.....	8
2.2.2 Pregi e difetti.....	14
2.2.3 Inquinanti e trade-off NO _x -PM.....	15
2.3 Motori CI e trasporto pesante.....	20
2.4 Legislazione e normative anti-inquinamento.....	20
2.5 L'importanza delle simulazioni nello sviluppo.....	23
CAPITOLO 3: Software GT-POWER.....	24
3.1 Introduzione di GT-Power.....	24
3.2 Esecuzione delle simulazioni.....	26
3.3 Pro e Contro.....	30
CAPITOLO 4: Progetto Imperium.....	32
4.1 Descrizione del progetto.....	32
4.2 Scopi e obiettivi.....	33
CAPITOLO 5: Validazione del Modello.....	34
5.1 Descrizione modello.....	34
5.2 Condizioni Simulazione.....	36
5.3 Presentazione dei dati ottenuti.....	41
5.4 Analisi dei dati.....	71

CAPITOLO 6: Analisi DOE	72
6.1 Introduzione al DOE e alle sue caratteristiche.....	72
6.2 Il DOE applicato al modello.....	72
6.3 Presentazione dei dati ottenuti.....	76
6.4 Analisi dei dati.....	90
CAPITOLO 7: Transitori	91
7.1 Definizione di transitorio e sue criticità.....	91
7.2 Il transitorio nelle normative.....	91
7.3 Impostazione ed esecuzione delle simulazioni.....	93
7.4 Presentazione dei dati ottenuti.....	97
7.5 Analisi dei dati.....	145
CAPITOLO 8: Conclusioni	146
CAPITOLO 9: Bibliografia	148

CAPITOLO 1 – Introduzione

Il motore a combustione interna (MCI) fu utilizzato come unità propulsiva per la nascente industria automobilistica negli ultimi anni del XIX secolo e da allora il suo uso ha marchiato in maniera indelebile tutto il settore dei trasporti, commerciali e privati.

Come verrà discusso in seguito, il MCI presenta molti vantaggi rispetto ad altre unità propulsive (come il motore elettrico) a fronte di alcune problematiche. Tra i vantaggi si ritrova una maggior semplicità costruttiva, unita ad un miglior rapporto peso/potenza fornita e alla possibilità di stoccare a bordo del veicolo una maggior quantità di energia sotto forma di combustibile liquido (rispetto alle batterie). Gli svantaggi sono da imputare alla produzione del gas serra anidride carbonica (causata dalla combustione), e di sostanze inquinanti quali idrocarburi incombusti (HC), ossidi di azoto (NO_x), particolato (PM), monossido di carbonio (CO) [1].

Proprio le problematiche relative all'inquinamento e alle emissioni di gas serra sono centrali nello sviluppo di nuove unità propulsive: le normative anti inquinamento (attualmente vige la Euro 6b) sono sempre più stringenti e lo saranno sempre di più. Inoltre, alla Conferenza di Parigi sul Clima del 2015, ci si è posti come obiettivo il contenimento della concentrazione di anidride carbonica nell'atmosfera a 450 ppm: questo vincolo impone una riduzione delle emissioni di tutti i veicoli, non essendo ancora il motore elettrico una valida e esauriente alternativa [2].

Il perseguimento di questi obiettivi non può limitarsi alle migliorie tecniche introdotte negli ultimi anni (Common Rail, EGR, Aftertreatment), ma necessita un'ottimizzazione che integri il singolo veicolo con le infrastrutture e l'ambiente in cui si muove. Questi sono gli obiettivi del Progetto IMPERIUM.

Raggiungere questi obiettivi comporta la necessità di investire ingenti somme; per quanto riguarda il miglioramento dell'unità propulsiva (cioè l'area di lavoro del Politecnico di Torino) un contenimento della spesa si ottiene simulandone il funzionamento con opportuni software, anziché provare al banco. Le ragioni di tale risparmio sono una maggior flessibilità e contrazione dei tempi necessari per ottenere risultati, e minori costi collegati ai banchi prova.

Affinché i risultati delle simulazioni siano il più vicino possibile alle performance reali del motore, è necessario che il modello sia sufficientemente accurato.

Lo scopo di questa tesi è verificare che il modello del Cursor 11 (l'unità propulsiva oggetto di studio del Progetto IMPERIUM) possieda questa accuratezza in condizioni stazionarie e transitorie, tramite il confronto fra dati sperimentali e dati simulati. Inoltre è stata verificata l'attendibilità di un'analisi DOE svolta su un set di dati assegnato.

Il Capitolo 2 presenta più in dettaglio la genesi storica del MCI e in particolare il funzionamento dei motori a ciclo Diesel, analizzandone il funzionamento ed evidenziandone le criticità.

E' inoltre presente un richiamo alle normative anti inquinamento vigenti e, in relazione ad esse, i motivi per cui la motorizzazione più appropriata per il trasporto pesante è quella a ciclo Diesel.

Infine, un cenno al ruolo delle simulazioni del funzionamento di un MCI nello sviluppo dello stesso.

Il Capitolo 3 introduce il software utilizzato nello svolgimento di questa tesi, GT-Power. Si analizzano i fenomeni fisici e i modelli matematici alla base dello svolgimento dei calcoli; successivamente viene presentata una panoramica, con l'ausilio di esempi significativi, delle operazioni preparatorie allo svolgimento di una simulazione. Infine è presente un'analisi dei pregi e difetti di questa tecnica di lavoro.

Il Capitolo 4 contiene una presentazione del Progetto IMPERIUM, un progetto di ricerca Europeo di cui fa parte anche il Politecnico di Torino e che si pone come obiettivo la riduzione delle emissioni di anidride carbonica causata dal trasporto pesante, attraverso il miglioramento delle performance di un motore Diesel 11.0L e una connessione più ampia tra autoveicoli e infrastrutture per ottimizzare i consumi.

Il Capitolo 5 introduce il modello oggetto della tesi e presenta le condizioni nelle quali sono state svolte le simulazioni di validazione in regime stazionario. I risultati sono proposti in forma grafica, a cui segue un'analisi degli stessi.

Nel Capitolo 6 viene introdotto lo strumento statistico del disegno degli esperimenti (in inglese DOE, Design Of Experiment) e le sue peculiarità. Successivamente viene presentata l'applicazione del DOE a un set di dati relativi al modello motore oggetto di studio.

Il Capitolo 7 propone un'analisi delle condizioni di transitorio e descrive quali criticità esistano dal punto di vista motoristico. In seguito è presentata la validazione del modello in queste condizioni, lungo due transitori preimpostati, in due diverse condizioni di funzionamento per un totale di quattro set di dati analizzati.

Il Capitolo 8 riassume il lavoro svolto nella tesi e propone commenti e conclusioni sulla base dei dati precedentemente raccolti e analizzati.

CAPITOLO 2 - Motori a combustione interna

2.1 Genesi e affermazione del MCI

Tra la fine del XIX e l'inizio del XX secolo, quando venne affrontato il problema della propulsione per veicoli terrestri, si presentarono due alternative inizialmente in competizione: motore elettrico e motore a combustione interna.

In un primo momento i risultati migliori furono ottenuti grazie a motori elettrici (la *Jamais Content* fu la prima vettura a superare la barriera dei 100 km/h) ma ben presto la nascente industria automobilistica preferì dotare le proprie autovetture di motori a combustione interna.

La maggior semplicità costruttiva del MCI fu una delle ragioni alla base della scelta, ma non la più importante.

Per capire il reale vantaggio del MCI rispetto al motore elettrico non bisogna limitarsi all'analisi dell'unità propulsiva ma occorre anche valutare la possibilità e modalità di stoccaggio dell'energia a bordo del veicolo, tenendo presente che per un'autovettura la riduzione dei pesi è un obiettivo estremamente importante.

Infatti valutando il rapporto peso/potenza per le unità propulsive elettrica e termica si osservano per ambedue valori nell'ordine di 1kW/kg, come mostrato in figura.

Heat Engine/Heat Pump type	Peak Power Output		Power-to-weight ratio		Example Use
Wärtsilä RTA96-C 14-cylinder two-stroke Turbo Diesel engine ^[3]	80,080 kW	108,920 hp	0.03 kW/kg	0.02 hp/lb	Emma Mærsk container ship
Suzuki 538 cc V2 4-stroke gas (petrol) outboard Otto engine ^[4]	19 kW	25 hp	0.27 kW/kg	0.16 hp/lb	Runabout boats
DOE/NASA/0032-28 Mod 2 502 cc gas (petrol) Stirling engine ^[5]	62.3 kW	83.5 hp	0.30 kW/kg	0.18 hp/lb	Chevrolet Celebrity ^[*] 1985
GM 6.6 L Duramax LMM (LYE option) V8 Turbo Diesel engine ^[1]	246 kW	330 hp	0.65 kW/kg	0.40 hp/lb	Chevrolet Kodiak ^[*] , GMC Topkick ^[*]
Junkers Jumo 205A opposed-piston two-stroke Diesel engine ^[6]	647 kW	867 hp	1.1 kW/kg	0.66 hp/lb	Ju 86C-1 airliner, B&V Ha 139 floatplane
GE LM2500+ marine turboshaft Brayton gas turbine ^[7]	30,200 kW	40,500 hp	1.31 kW/kg	0.80 hp/lb	GTS Millennium cruiseship, QM2 ocean liner
Mazda 13B-MSP Renesis 1.3 L Wankel engine ^[8]	184 kW	247 hp	1.5 kW/kg	0.92 hp/lb	Mazda RX-8 ^[*]
PW R-4360 71.5 L 28-cylinder supercharged Radial engine	3,210 kW	4,300 hp	1.83 kW/kg	1.11 hp/lb	B-50 Superfortress, Convair B-36 C-97 Stratofreighter, C-119 Flying Boxcar Hughes H-4 Hercules "Spruce Goose"
Wright R-3350 54.57 L 18-c s/c Turbo-compound Radial engine	2,535 kW	3,400 hp	2.09 kW/kg	1.27 hp/lb	B-29 Superfortress, Douglas DC-7 C-97 S/f prototype, Kaiser-Frazer C-119F
Pattakon OPRE two stroke Diesel engine ^[9]	50 kW	70 hp	2.3 kW/kg	1.4 hp/lb	
O. S. Engines 49-PI Type II 4.97 cc UAV Wankel engine ^[10]	0.934 kW	1.252 hp	2.8 kW/kg	1.7 hp/lb	Model aircraft, Radio-controlled aircraft
GE LM6000 marine turboshaft Brayton gas turbine ^{[11][12][disputed - discuss]}	44,700 kW	59,900 hp	5.67 kW/kg	3.38 hp/lb	Peaking power plant
GE CF6-80C2 Brayton high-bypass turbofan jet engine ^[12]					Boeing 747 ^[*] , 767, Airbus A300
BMW V10 3L P84/5 2005 gas (petrol) Otto engine ^[13]	690 kW	925 hp	7.5 kW/kg	4.6 hp/lb	Williams FW27 car ^[*] , Formula One auto racing
GE90-115B Brayton turbofan jet engine ^{[14][15][disputed - discuss]}	83,164 kW	111,526 hp	10.0 kW/kg	6.10 hp/lb	Boeing 777

Figura 2.1 Rapporto peso/potenza nei motori a combustione

Electric motor type	Weight		Peak Power Output		Power-to-weight ratio		Example Use
Panasonic MSMA202S1G AC servo motor ^[18]	6.5 kg	14.3 lb	2 kW	2.7 hp	0.31 kW/kg	0.19 hp/lb	Conveyor belts, Robotics
Toshiba 660 MVA water cooled 23kV AC turbo generator	1,342 t	2,959,000 lb	660 MW	885,000 hp	0.49 kW/kg	0.30 hp/lb	Bayswater, Eraring Coal Power stations
Canopy Tech. Cypress 32 MW 15 kV AC PM generator ^[19]	33,557 kg	73,981 lb	32 MW	42,913 hp	0.95 kW/kg	0.58 hp/lb	Electric Power stations
Toyota Brushless AC Nd Fe B PM motor ^[20]	36.3 kg	80.0 lb	50 kW	67 hp	1.37 kW/kg	0.84 hp/lb	Toyota Prius ^[1] 2004
Himax HC6332-250 Brushless DC motor ^[21]	0.45 kg	0.99 lb	1.7 kW	2.28 hp	3.78 kW/kg	2.30 hp/lb	Radio controlled cars
Hi-Pa Drive HPD40 Brushless DC wheel hub motor ^[22]	25 kg	55.1 lb	120 kW	161 hp	4.8 kW/kg	2.92 hp/lb	Mini QED HEV, Ford F150 HEV
ElectriFly GPMG4805 Brushless DC ^[23]	1.48 kg	3.26 lb	8.4 kW	11.26 hp	5.68 kW/kg	3.45 hp/lb	Radio-controlled aircraft

Fuel cell type	Dry weight	Power-to-weight ratio	Example Use
Redflow Power+BOS ZB600 10kWh ZBB ^[64]	900 kg	5.6 W/kg (9.3 W/kg peak)	Rural Grid support
Ceramic Fuel Cells BlueGen MG 2.0 CHP SOFC ^[65]	200 kg	10 W/kg	
		15 W/kg CHP	
MTU Friedrichshafen 240 kW MCFC HotModule 2006	20 t	12 W/kg	
Smart Fuel Cell Jenny 600S 25W DMFC ^[66]	1.7 kg	14.7 W/kg	Portable military electronics
UTC Power PureCell 400 kW PAFC ^[67]	27,216 kg	14.7 W/kg	
GEFC 50V50A-VRB Vanadium redox battery ^[68]	80 kg	31.3 W/kg (125 W/kg peak)	
Ballard Power Systems Xcellsis HY-205 205 kW PEMFC ^[69]	2,170 kg	94.5 W/kg	Mercedes-Benz Citaro O530BZ ^[1]
UTC Power/NASA 12 kW AFC ^[70]	122 kg	98 W/kg	Space Shuttle orbiter ^[1]
Ballard Power Systems FCgen-1030 1.2 kW CHP PEMFC ^[71]	12 kg	100 W/kg	Residential cogeneration
Ballard Power Systems FCvelocity-HD6 150 kW PEMFC ^[71]	400 kg	375 W/kg	Bus and heavy duty
Honda 2003 43 kW FC Stack PEMFC ^{[72][1]}	43 kg	1000 W/kg	Honda FCX Clarity ^[1]
Lynntech, Inc. PEMFC lab prototype ^[73]	347 g	1,500 W/kg	

Figura 2.2 Rapporto peso/potenza nei motori elettrici e fuel cell

Battery type	Volts	Temp.	Energy-to-weight ratio	Power-to-weight ratio
Panasonic CGA103450A 1.95Ah LiCoO ₂ Lithium-ion battery ^[49]	3.7 V	20 °C	666 kJ/kg C/5.3 to 2.75 V	35 W/kg C/5.3
		0 °C	633 kJ/kg C/1 to 2.75 V	176 W/kg C/1
		20 °C	655 kJ/kg C/1 to 2.75 V	182 W/kg C/1
		20 °C	641 kJ/kg 2C to 2.75 V	356 W/kg 2C
Electric Fuel Battery Corp. UUV 120Ah Zinc-air fuel cell ^[50]			630 kJ/kg	500 W/kg C/1
Sion Power 2.5Ah Li-S Lithium-ion battery ^[51]	2.15 V	25 °C	1260 kJ/kg	70 W/kg C/5
			1209 kJ/kg	672 W/kg 2C
Maxell / Yuasa / AIST Nickel-metal hydride lab prototype ^[52]		45 °C		980 W/kg
Toshiba SCiB cell 4.2Ah Li ₂ TiO ₃ Lithium-ion battery ^{[53][54]}	2.4 V	25 °C	242 kJ/kg	67.2 W/kg C/1
			218 kJ/kg	4000 W/kg 12C
Ionix Power Systems LiMn ₂ O ₄ Lithium-ion battery lab model ^[55]		lab	270 kJ/kg	1700 W/kg
		lab	29 kJ/kg	4900 W/kg
A123 Systems 26650 Cell 2.3Ah LiFePO ₄ Lithium ion battery ^{[56][57]}	3.3 V	-20 °C	347 kJ/kg C/1 to 2V	108 W/kg C/1
		0 °C	371 kJ/kg C/1 to 2 V	108 W/kg C/1
		25 °C	390 kJ/kg C/1 to 2 V	108 W/kg C/1
		25 °C	390 kJ/kg 27C to 2 V	3300 W/kg 27C
		25 °C	57 kJ/kg 32C to 2 V	5657 W/kg 32C
Saft VL 6Ah Lithium-ion battery ^[58]	3.65 V	-20 °C	154 kJ/kg 30C to 2.5 V	41.4 W/kg 30C (180 A)
			182 kJ/kg 1C to 2.5 V	67.4 W/kg 1C
			232 kJ/kg 1C to 2.5 V	64.4 W/kg 1C
		25 °C	233 kJ/kg 58.3C to 2.5 V	3757 W/kg 58.3C (350A)
			34 kJ/kg 267C to 2.5 V	17176 W/kg 267C (1.6kA)
			4.29 kJ/kg 333C to 2.5 V	21370 W/kg 333C (2kA)

Figura 2.3 Stoccaggio di energia nelle batterie

Estendendo però l'analisi al sistema di stoccaggio dell'energia (chimica o elettrica, quella che il motore convertirà in energia cinetica per muovere la vettura) si evince che i combustibili liquidi hanno densità sia in termini volumetrici sia gravimetrici da uno a due ordini di grandezza maggiore rispetto alle batterie.

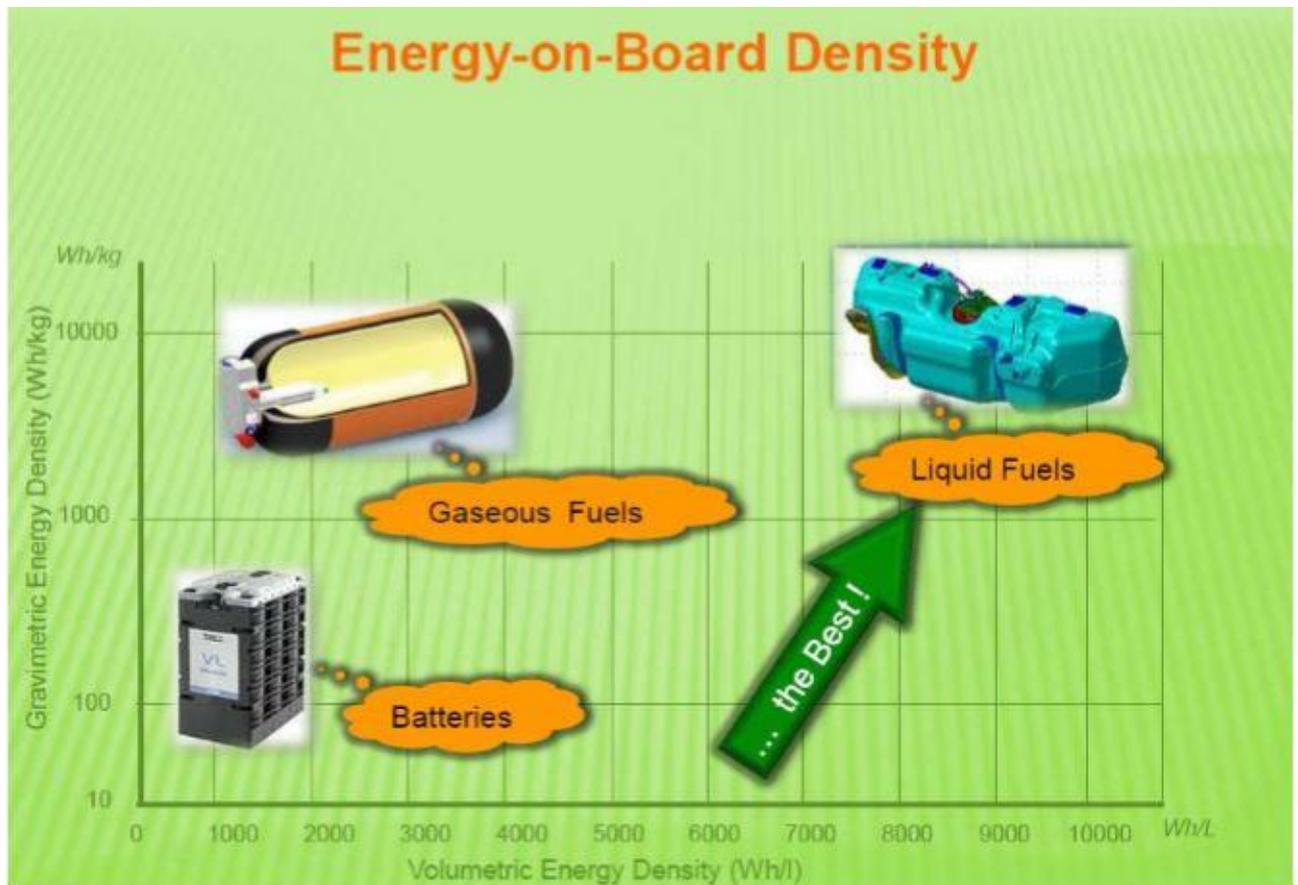


Figura 2.4 Densità volumetrica e gravimetrica di combustibili liquidi, gassosi e batterie

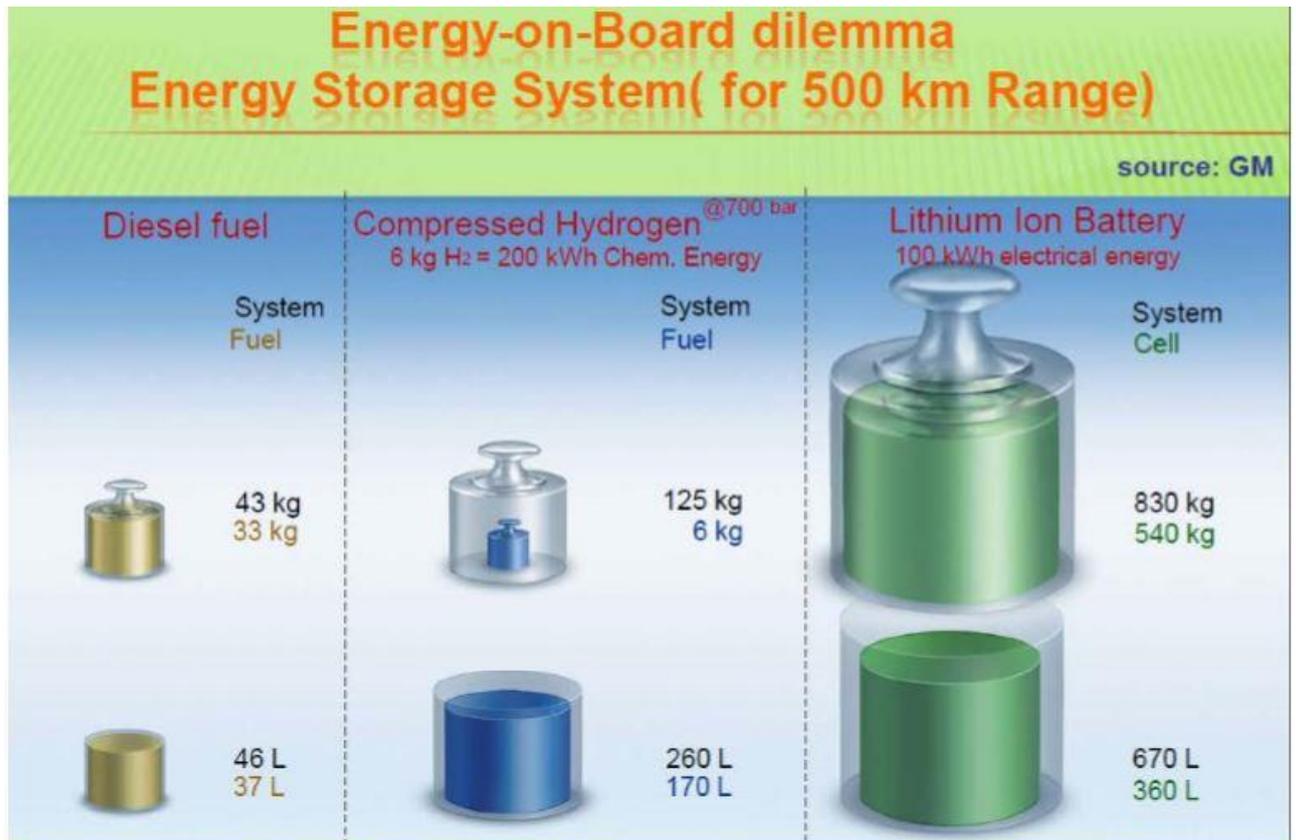


Figura 2.5 Massa e volume di gasolio, idrogeno e batterie per garantire 500 km di autonomia

Alla luce di queste considerazioni e dei valori numerici riportati in figura risulta evidente come per raggiungere gli obiettivi degli autoveicoli risulti molto più comodo il MCI.

2.2 Ciclo Diesel e motori ad accensione per compressione

2.2.1 Funzionamento

Il ciclo Diesel è un ciclo termodinamico brevettato dall'ingegnere tedesco Rudolph Diesel nel 1892. Considerando la sua rappresentazione ideale su un piano P-V il ciclo può essere schematizzato come segue

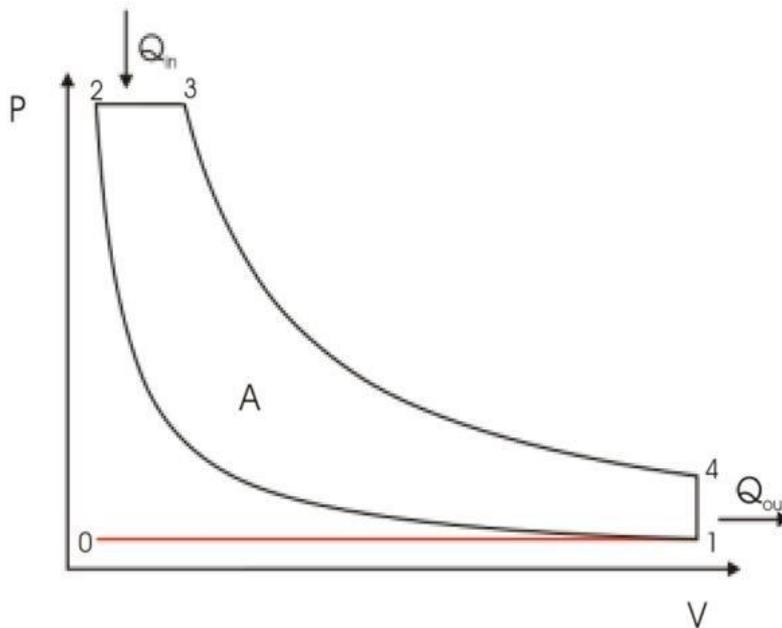


Figura 2.6 Ciclo Diesel ideale

- Trasformazione 1-2, trasformazione adiabatica in compressione;
- Trasformazione 2-3, trasformazione reversibile isobara, il sistema assorbe calore;
- Trasformazione 3-4, trasformazione adiabatica in espansione;
- Trasformazione 4-1, trasformazione reversibile isocora, il sistema cede calore;

Il rendimento di questo ciclo è circa del 35%. Sfortunatamente una serie di limitazioni fisico/chimiche e tecniche (discusse in seguito) non consentono di sfruttarlo appieno [3].

Un ciclo Diesel reale assume la seguente forma

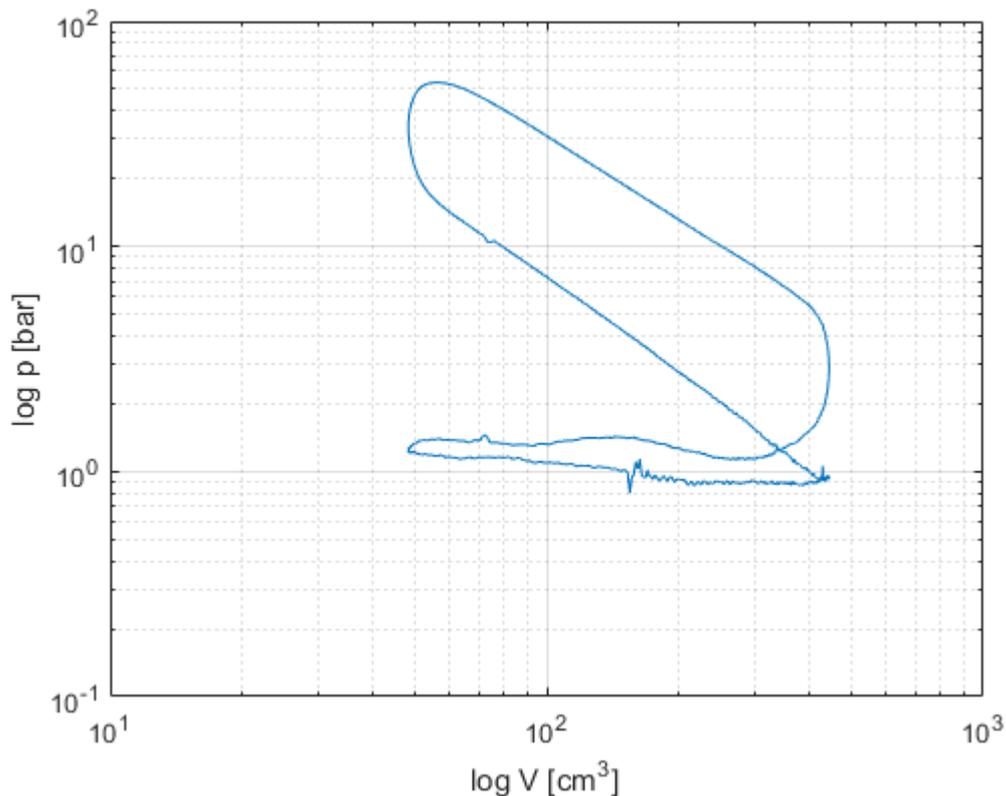


Figura 2.7 Esempio di ciclo Diesel reale

Un motore ad accensione per compressione, a differenza di un motore ad accensione comandata, sfrutta le condizioni di temperatura (circa 600 °C), pressione (circa 5 MPa) e densità (circa 30 kg/m³) presenti in camera nell'intorno del punto morto superiore per far cominciare e sostenere la reazione di combustione [4].

Il combustibile, che deve essere ad alta reattività, necessita un'iniezione a pressioni elevate (nei moderni common rail fino a 3000bar a pieno carico) per facilitarne la penetrazione in tutto il volume della camera, proprio quando il pistone sta per raggiungere il PMS. Se questo timing è rispettato, il getto di combustibile liquido “trova” in camera di combustione le suddette condizioni fisiche: in questo caso il getto subisce in rapida sequenza (1ms) l'atomizzazione dovuta all'alta densità e l'evaporazione dovuta all'elevata temperatura.

Una volta che i vapori sono mischiati con l'aria comincia la prima parte della reazione di combustione, detta premiscelata, che libera una grande quantità di calore necessaria alla vaporizzazione e al far avvenire la seconda parte di combustione, detta diffusiva.

Per analizzare la combustione in un motore ad accensione per compressione è utile far riferimento alla figura seguente: in essa sono riportati, in funzione dell'angolo di manovella, gli andamenti della pressione in camera in assenza e in presenza della combustione. Sono presenti inoltre l'andamento del rilascio di calore apparente (AHRR) e la frazione in massa di combustibile bruciato (MFB).

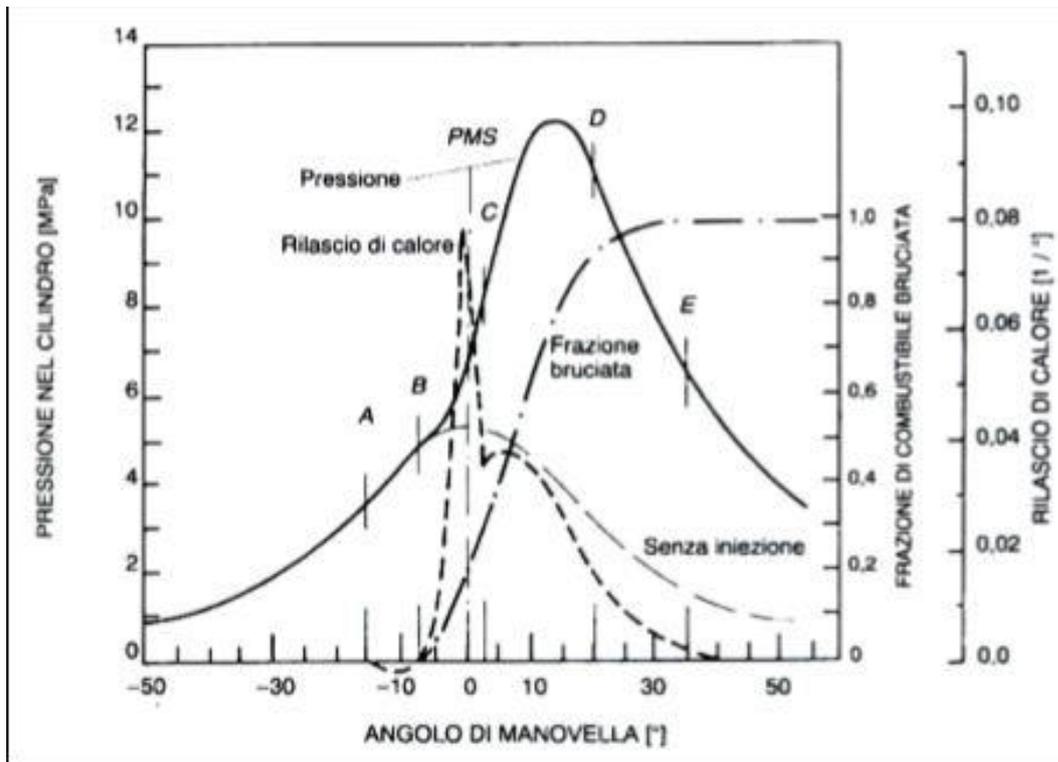


Figura 2.8 Andamento della pressione in camera di combustione

Dall'analisi di questo grafico è possibile rilevare quattro fasi caratteristiche della combustione:

- Ignition delay
- Premixed combustion phase
- Mixing controlled combustion phase
- Late combustion phase

L'ignition delay è un ritardo, nell'ordine dei ms, che si osserva tra l'evento di iniezione del combustibile (identificato con SOI, start of injection) e l'inizio della combustione (SOC, start of combustion).

Questo ritardo ha due cause, una fisica e una chimica: il ritardo fisico è causato dal tempo necessario al combustibile iniettato per riscaldarsi, evaporare e miscelarsi con l'aria comburente che lo circonda. Il ritardo chimico è dovuto al tempo necessario al completamento delle preazioni di combustione, debolmente esotermiche, che quindi non sono considerate vera e propria combustione.

La soglia che indica l'inizio della combustione è fissata a priori quando si osserva uno scostamento $>1\%$ nell'andamento della pressione in camera rispetto a un ciclo senza iniezione: questa differenza, che aumenta nel tempo, è dovuta proprio alla combustione [2] [3].

Una criticità dovuta all'ignition delay è data dall'accumulo di combustibile in camera: infatti durante questo tempo l'iniezione di combustibile continua, senza che però ne venga bruciato. Una volta raggiunte le condizioni di accensione si osserva quindi la combustione istantanea di una gran quantità di combustibile, con conseguente ampio gradiente di pressione (motivo della tipica rumorosità dei motori Diesel) e elevato rilascio termico. Quest'ultimo fenomeno è particolarmente critico perché le elevate temperature che ne conseguono favoriscono la formazione di NOx.

Per risolvere questo problema negli ultimi anni è stata introdotta l'iniezione pilota: si tratta di un'iniezione di piccola quantità (circa 2mg) che viene immessa in camera prima della principale. Anche la pilota è soggetta alle medesime problematiche ma in maniera molto minore proprio a causa della sua modesta quantità. Il vantaggio che si ottiene è di preparare la camera per l'iniezione principale, che quando avviene trova temperature più elevate dovute alla precedente combustione della

pilota, accelerando l'evaporazione e miscelazione quindi riducendo l'ignition delay: in questo modo si riduce la rumorosità e la produzione di NOx engine out a causa delle minori temperature.

Una volta raggiunta la condizione di accensione delle prime particelle di combustibile (punto B) si passa alla Premixed combustion phase. Qui si osserva un importante aumento della temperatura che accelera notevolmente il processo di combustione del restante combustibile presente in camera e consente la combustione quasi immediata del combustibile che verrà iniettato negli istanti successivi. E' in questa fase che si osserva l'elevato gradiente di pressione, che seppur mitigato dalla pilota resta importante. Purtroppo bisogna rilevare che questo fenomeno porta a due risultati contrastanti: da un lato, maggiore il gradiente maggiore è il rendimento della combustione (fattore positivo) dall'altro come detto aumenta la produzione di NOx (fattore negativo) quindi in fase di progettazione bisogna valutare il miglior trade-off possibile.

Come accennato in precedenza, l'iniezione di combustibile continua anche dopo la combustione delle prime frazioni già evaporate, processo descritto dalla Mixing controlled combustion phase (tratto C-D).

L'obiettivo principale è quello di garantire che tutto il combustibile iniettato venga effettivamente bruciato, per ridurre al minimo la produzione di idrocarburi incombusti: essi possono generarsi a causa dell'insufficiente quantità di ossigeno o per spegnimento della fiamma a parete.

La riduzione dell'ossigeno presente in camera è inevitabile poiché consumato dalla fase precedente di combustione, per cui è necessario garantire un opportuno mescolamento che lo distribuisca uniformemente. Questo obiettivo è raggiunto promuovendo, grazie alla forma dei condotti, dei moti turbolenti in camera (swirl e squish) che rimescolano i vari gas presenti dando maggiore uniformità. Non bisogna eccedere con i moti turbolenti perché, se portano un eccessivo mescolamento, il rischio è che portino a sovrapporsi i vari getti dell'iniezione.

Lo spegnimento della fiamma a parete può avvenire se il getto ha una lunghezza eccessiva rispetto all'alesaggio del pistone, non riuscendo quindi a completare l'evaporazione e miscelazione: per evitare questo problema si deve prevedere un numero sufficiente di fori dell'iniettore, tali da garantire la corretta quantità di combustibile a tutti i carichi senza che sia necessario fornire una velocità eccessiva al getto (che lo porterebbe a parete).

L'ultima fase è definita late combustion phase (D-E): in questo caso l'iniezione di combustibile è terminata mentre la reazione di combustione è ancora in corso, anche se le reazioni chimiche vanno riducendosi in maniera graduale fino ad esaurirsi completamente. Tale fase può fisicamente avvenire solo grazie ai moti turbolenti che rimescolano i gas in camera e permettono una distribuzione uniforme dell'ossigeno rimasto così da poter bruciare tutto il combustibile iniettato. Per salvaguardare un buon rendimento però è necessario che questa fase non si prolunghi eccessivamente durante la corsa di espansione del pistone.

In precedenza si è parlato della penetrazione e miscelazione del combustibile in camera; tuttavia la complessità di tali fenomeni impone una trattazione più approfondita, resa possibile negli ultimi anni grazie allo sviluppo di tecniche diagnostiche di tipo ottico che hanno permesso di acquisire immagini dettagliate necessarie per un'accurata descrizione dei fenomeni.

Grazie a questi sviluppi tecnologici, nel 1997 lo studioso J.E. Dec presentò un modello che descrive la penetrazione del getto di combustibile in riferimento alle quattro fasi precedentemente illustrate [5]. Tale modello è riferito a un motore ad accensione per compressione ad iniezione diretta, operante a carichi medio-alti e con un alesaggio sufficientemente grande da considerare quasi trascurabili le

interazioni del getto di combustibile a parete. Inoltre consente una stima qualitativa dei due inquinanti principali prodotti da motori ad accensione per compressione: NOx e particolato. La seguente figura rappresenta il modello di Dec; le varie immagini riportate fanno riferimento ad istanti successivi all'iniezione (ASI è acronimo di after start of injection).

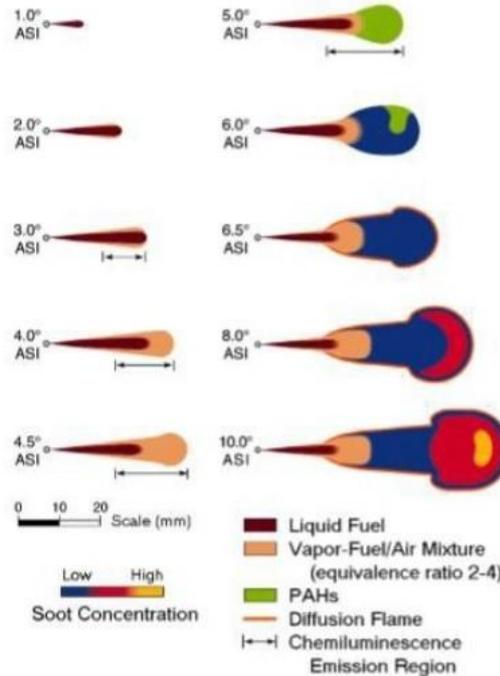


Figura 2.9 Schema dell'evoluzione del getto di combustibile a partire dall'istante di iniezione

1° ASI: il combustibile è iniettato come spray liquido ma essendo in contatto con aria calda si osserva la formazione di una miscela aria/vapori di combustibile ai bordi del getto

2° ASI: la miscela aria/vapori continua ad avvolgere il getto mentre questo continua a penetrare in camera

3° ASI: una volta raggiunta la massima penetrazione la miscela aria/vapori si concentra in punta al getto, dando origine ad un'area con dosatura molto ricca: a causa delle temperature (circa 1600 K) la miscela si autoaccende dando la combustione premiscelata. Tale combustione in eccesso di combustibile non può essere completa, infatti tra i prodotti di combustione si hanno, oltre ad alcuni elementi chimici come CO e H₂, anche particelle di combustibile inalterate e altre che hanno subito solo preazioni. Queste ultime danno origine ad aldeidi, chetoni e policiclici aromatici.

Non è possibile determinare con esattezza l'angolo di inizio della combustione, anche se è compreso tra 3° e 5° ASI: si può però osservare quando comincia la combustione grazie all'emissione di chemiluminescenza, indice della presenza di radicali;

6° ASI: i policiclici aromatici (PAHs), a seguito di reazioni di deidrogenazione, danno origine al SOOT (sono definiti i precursori) cioè quella struttura carboniosa che insieme alle ceneri forma la struttura solida del particolato.

6,5° ASI: si verificano i fenomeni diffusivi alla base della combustione diffusiva, che si sviluppa fino a 10° ASI.

Tale combustione avviene nell'intorno dello stechiometrico e raggiunge temperature di 2800 K: proprio questo valore elevato è responsabile della produzione di NOx all'interfaccia della fiamma con l'aria. Infatti a temperatura ambiente la reazione tra azoto e ossigeno non è favorita (infatti nell'aria sono presenti entrambi) ma poiché la costante di reazione è proporzionale alla quarta potenza della

temperatura, nell'intorno della fiamma diffusiva la reazione avviene spontaneamente. Il successivo rapido raffreddamento non consente il completamento della reazione inversa (ritorno a azoto e ossigeno), lasciando quindi allo scarico molecole di NO e NO₂.

La combustione va via via riducendosi fino all'esaurimento a causa della sempre minor quantità di combustibile e comburente. Questa condizione è critica per la produzione di SOOT che può avvenire: infatti la velocità di uscita dall'iniettore dell'ultima frazione di combustibile può essere molto minore, impedendo il corretto mescolamento con l'aria e quindi la corretta combustione, generando quindi grosse particelle carboniose.

2.2.2 Pregi e Difetti

I vantaggi principali del motore ad accensione per compressione sono i seguenti:

- miglior rendimento termodinamico
- minori perdite per ricambio fluido
- rapporto compressione più alto e assenza detonazione

Mentre i principali svantaggi sono:

- scarsa adattabilità del processo di combustione alla variazione del numero di giri
- maggior complessità dei processi di aftertreatment per rispettare le normative antinquinamento.

Più in dettaglio, un miglior rendimento termodinamico implica, a parità di qualsiasi altra condizione, la possibilità di bruciare meno combustibile per avere lo stesso effetto utile: questo si traduce in una minore emissione di anidride carbonica allo scarico rispetto a un motore ad accensione comandata, rendendo quindi il motore diesel meno impattante sull'ambiente per quanto riguarda l'effetto serra. Inoltre minor consumo di combustibile vuol dire minori costi di esercizio, il che lo rende particolarmente indicato per il trasporto pesante: infatti tale componente, viste le distanze percorse e il consumo comunque più elevato rispetto a un'autovettura, diventa particolarmente significativo nell'economia globale dell'autotrasporto.

Il rendimento termodinamico più elevato si ottiene grazie alla possibilità di aumentare il rapporto di compressione a valori intorno a 20, contro il 10 dei motori ad accensione comandata.

Questo aumento è possibile perché non c'è il rischio di detonazione del combustibile, cioè l'autoaccensione in un istante diverso da quello desiderato (quando scocca la scintilla). Anzi, l'autoaccensione è alla base del funzionamento di un motore ad accensione per compressione e la garanzia che la combustione cominci nell'istante voluto si ha iniettando il combustibile solo una frazione di secondo prima e non già in fase di compressione.

Le minori perdite per il cambio fluido rispetto ad un motore ad accensione comandata vanno ulteriormente a migliorare il rendimento globale (diverso da quello termodinamico) dell'unità propulsiva che segue il ciclo Diesel. Il miglioramento è dovuto al fatto che in questi motori non è necessario mantenere costante il rapporto stechiometrico durante la combustione, quindi non è necessario regolare la quantità d'aria in camera in base alla quantità di combustibile iniettata; per questo motivo viene meno la valvola a farfalla (tipica dei motori ciclo Otto) che in qualsiasi condizione diversa dal WOT introduce perdite per laminazione del flusso d'aria in ingresso.

Grazie a questa caratteristica, la regolazione del carico avviene semplicemente variando la quantità di combustibile iniettata lasciando invariata la quantità di aria aspirata ad ogni ciclo.

Dall'analisi dei difetti si osserva che la velocità della reazione di combustione resta costante nel tempo al variare del numero di giri (a differenza del motore ad accensione comandata) quindi aumenta

l'intervallo angolare di cui essa necessita per compiersi: questo è un problema che limita il regime massimo di rotazione intorno a 5000 RPM poiché oltre questa soglia il processo di combustione avrebbe una durata angolare troppo elevata. Se tale intervallo angolare fosse troppo ampio si andrebbe ad interferire o con la fase di aspirazione o con la fase di scarico, e questo è da evitare perché nel primo caso si dovrebbe iniettare combustibile a valvola ancora aperta (quindi con un grande spreco di combustibile) nel secondo si avrebbe la fase di espansione ancora in corso nel momento in cui si ha l'apertura della valvola di scarico che causa un immediato crollo della pressione in camera, limitando fortemente la possibilità di estrarre lavoro dal combustibile bruciato.

2.2.3 Inquinanti e Trade-off NO_x-PM

La combustione ideale di un idrocarburo produce anidride carbonica, vapore acqueo e azoto, cioè sostanze chimiche non inquinanti. Purtroppo nei MCI la combustione non è mai ideale a causa di fenomeni di dissociazione chimica, intempestività e incompletezza: questi aspetti portano alla formazione di altre sostanze, chiamate inquinanti primari. Queste sostanze di scarico del motore sono immesse in atmosfera e successivamente possono reagire con altri agenti dando fenomeni (piogge acide, smog fotochimico) identificati come inquinanti secondari.

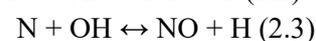
Per quanto riguarda i motori ad accensione per compressione, gli inquinanti primari emessi sono:

- Monossido di carbonio (CO) a causa dell'incompleta combustione nelle zone in eccesso di combustibile e della dissociazione dell'anidride carbonica per temperature superiori ai 2000 K.
- Idrocarburi incombusti (HC) perché piccole frazioni di combustibile iniettato (circa 1%) non partecipano alla combustione, rimanendo intrappolate in interstizi o imperfezioni geometriche della camera. Altre due cause possibili sono l'undermixing (locale mescolamento insufficiente del combustibile con l'aria) e l'overmixing (locale eccessivo mescolamento che impoverisce troppo la miscela).
- Ossidi di azoto (NO_x) tipicamente NO e NO₂, si formano grazie all'ossidazione dell'azoto resa possibile dalle alte temperature raggiunte.
- Particolato (PM) causato dalla combustione delle zone di miscela con grande eccesso di combustibile

Come accennato in precedenza, azoto e ossigeno non reagiscono a temperatura ambiente perché la reazione è chimicamente sfavorita mentre alle temperature raggiunte all'interno della camera di combustione, per via della proporzionalità alla quarta potenza della costante di reazione, si ha la reazione tra azoto e ossigeno con formazione di monossido di azoto e biossido di azoto.

Sono stati identificati due meccanismi di formazione degli NO_x: prompt e termico.

Il meccanismo principale è quello termico ed è rappresentato dal modello di Zeldovich, dal nome dello studioso che lo pubblicò nel 1946. Il modello di Zeldovich presenta le reazioni chimiche responsabili della comparsa degli ossidi di azoto:



Il nome meccanismo termico è dovuto al fatto che la temperatura ricopre un ruolo fondamentale, tramite la proporzionalità nella costante di reazione, nel fornire una sufficiente energia di attivazione. Raggiunte temperature nell'ordine dei 1850 K la prima reazione comincia ad avvenire e si ha quindi

la produzione di NO. Le successive reazioni combinano l'azoto monoatomico formatosi con l'ossigeno presente in camera o con radicali OH derivanti dalla combustione.

Una caratteristica di questa reazione è la velocità, che grazie alle alte temperature è molto maggiore della velocità della combustione, motivo per cui si ha la produzione di NO. In seguito, nella fase di espansione, c'è un repentino abbassamento della temperatura che non consente a tutte le molecole di NOx formatesi di compiere la reazione inversa, congelando una situazione in cui c'è ancora la presenza di NOx che quindi verranno emessi allo scarico.

Il secondo meccanismo, chiamato prompt, è di importanza marginale rispetto al termico anche se in certe condizioni operative non è trascurabile.

Questo meccanismo ha una bassa dipendenza dalla temperatura e la velocità di formazione degli NOx è estremamente rapida, dovuta alla reazione degli atomi di azoto con radicali CH derivanti dalla combustione.

Risulta quindi rilevante nelle situazioni di funzionamento a basso carico o con elevato grado di EGR, o ancora nelle zone con dosature molto ricche.

La sostanza inquinante descritta col nome generico di particolato è in realtà una miscela dei seguenti elementi:

- Frazione solida (SOL) cioè la componente solida formata dalle particelle carboniose e SOOT prodotte dalla combustione e anche dalle ceneri dovute all'usura delle parti metalliche del motore.
- Frazione organica solubile (SOF) che è formata da composti organici derivanti dall'olio lubrificante
- Particolato solforoso (SO4) composto da solfati derivanti dalle interazioni tra acqua e acido solforico

La percentuale di ognuno dei tre componenti del PM è molto variabile a seconda del carico e del numero di giri a cui opera il motore, ma anche a seconda del metodo con cui viene misurato allo scarico.

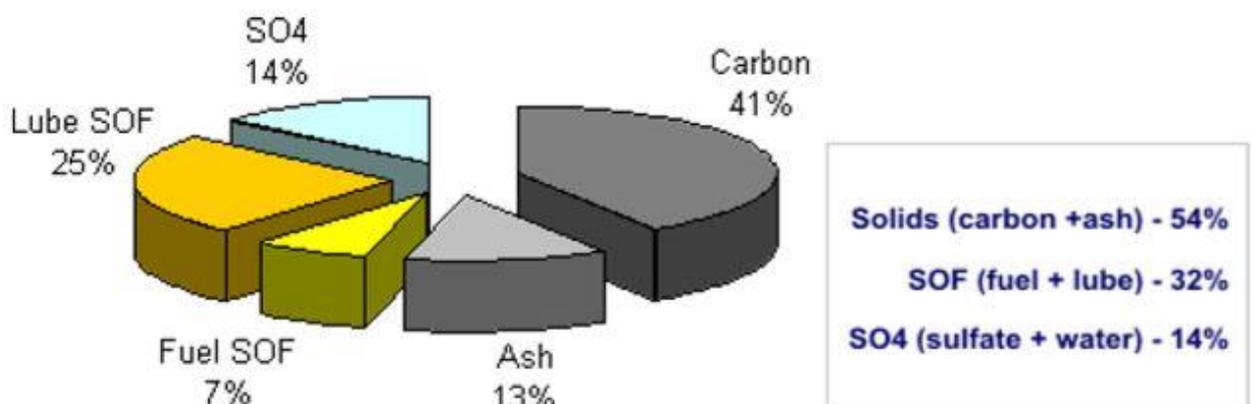


Figura 2.10 Composizione percentuale del particolato

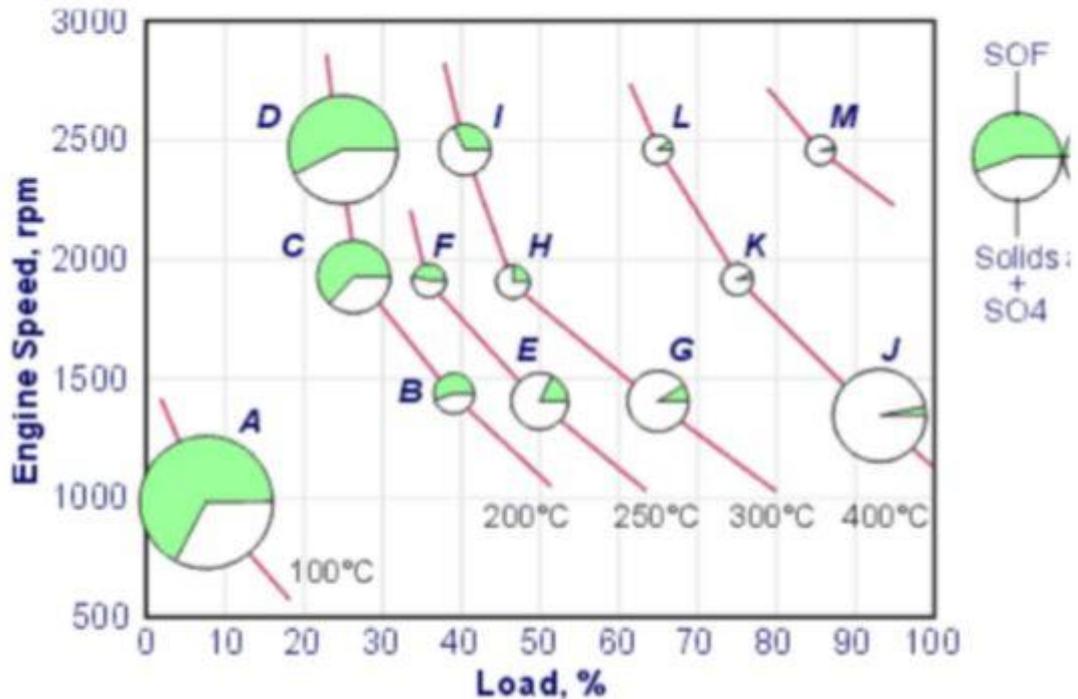


Figura 2.11 Variazione composizione del particolato in funzione di carico e rpm

E' comunque possibile affermare che circa il 50% del PM è formato da SOOT, per cui risulta particolarmente importante capirne la genesi: una schematizzazione è data dal meccanismo HACA (Hydrogen Abstraction C2H2 Addition).

Il meccanismo HACA descrive la deidrogenazione di una molecola di policiclici aromatici:

Sottrazione di H ad un PAH:

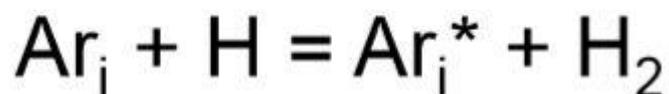


Figura 2.12 Primo step di reazione del meccanismo HACA

Si ha quindi una sottrazione di un atomo di idrogeno e in seguito aggiunta di una molecola di acetilene. Siccome questa reazione avviene su un grande numero di molecole, ci sono vari atomi di idrogeno nell'ambiente che si combinano tra di loro dando l'H2 della equazione. Ar invece è un generico radicale ed è molto reattivo quindi tende a reagire con altre molecole presenti, in particolare l'acetilene perché presenta un triplo legame carbonio-carbonio che si scioglie facilmente.

A questo punto avviene il secondo step di reazioni:



Figura 2.13 Secondo step di reazione del meccanismo HACA

Il primo radicale che si forma è instabile e tende a reagire con altre molecole di acetilene, dando un nuovo radicale (pedice i+1) più grande: si è creato un nuovo anello aromatico, precursore del particolato.

Tuttavia c'è un altro modo di formazione delle particelle carboniose, che avviene nella fiamma diffusiva: in questa regione (T circa 2500 K) tutti gli idrocarburi si rompono, dando frammenti di molecole che reagiscono con l'acetilene e condensando tra loro generano il SOOT.

Al momento della condensazione la quantità di SOOT presente è molto elevata, ma la gran parte si ossida prima dell'esaurirsi delle ultime reazioni di combustione: solo una piccola parte viene espulsa nei condotti di scarico.

Come illustrato in precedenza, la maggior parte degli NOx viene prodotta a livello di fiamma diffusiva poiché qui sussistono le condizioni di elevate temperature e presenza di ossigeno necessarie alla reazione con l'azoto. Nonostante questa evidenza sperimentale però, anche la combustione premiscelata gioca un ruolo estremamente importante nella formazione degli NOx: infatti nella premiscelata si ha la combustione simultanea di tutto il combustibile accumulato durante l'ignition delay. La variabilità di tale quantità determina diversi picchi di pressione e temperatura in camera che comprime in maniera maggiore o minore la restante aria nel cilindro, condizionandone quindi la temperatura nella fase di fiamma diffusiva che a sua volta influenza in maniera fondamentale la cinetica chimica della reazione di formazione degli NOx. Sulla base di queste considerazioni, si comprende come il controllo della produzione di NOx debba passare da un'attenta analisi della combustione premiscelata, cercando di limitarne la temperatura (iniezioni pilota, EGR). Tuttavia queste operazioni vanno a impattare negativamente sia sulla produzione di HC (in maniera minore) sia soprattutto sulla produzione di particolato poiché meno molecole di combustibile trovano le condizioni favorevoli per completare la reazione (residui carboniosi) e la maggior presenza di radicali favorisce la formazione di SOOT secondo il meccanismo HACA.

L'espressione trade-off NOx-PM indica quindi il miglior compromesso da raggiungere per minimizzare la produzione complessiva di questi due inquinanti, poiché non avrebbe senso ottimizzare solo uno dei due ottenendo però valori elevatissimi per l'altro; ovviamente il punto ottimale va deciso considerando anche il sistema di aftertreatment del veicolo.

Tale compromesso va raggiunto nel determinare i settaggi e la calibrazione di vari parametri quali dosatura, SOI, pressione di iniezione, grado di sovralimentazione).

Una rappresentazione grafica di questo problema è proposta nel diagramma di Kanimoto-Bae [6] che riporta le zone di produzione di NOx e PM in funzione della temperatura e del rapporto aria/combustibile.

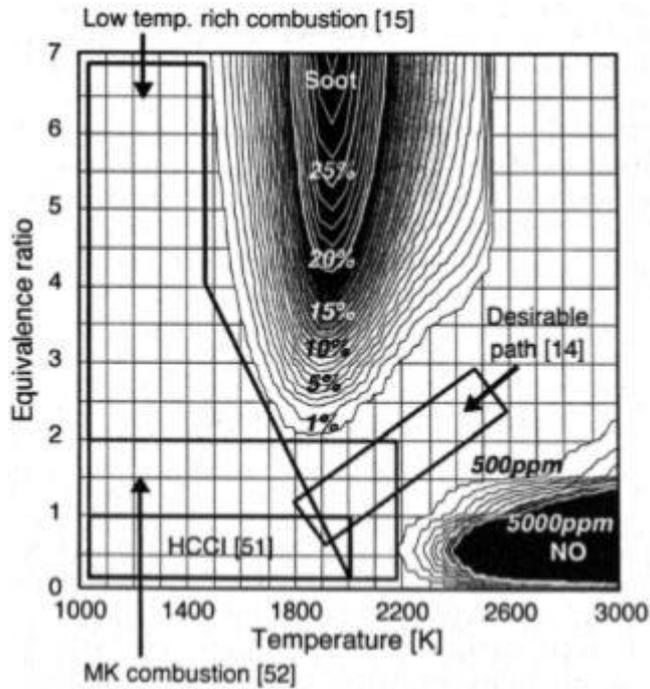


Figura 2.14 Diagramma di Kanimoto-Bae

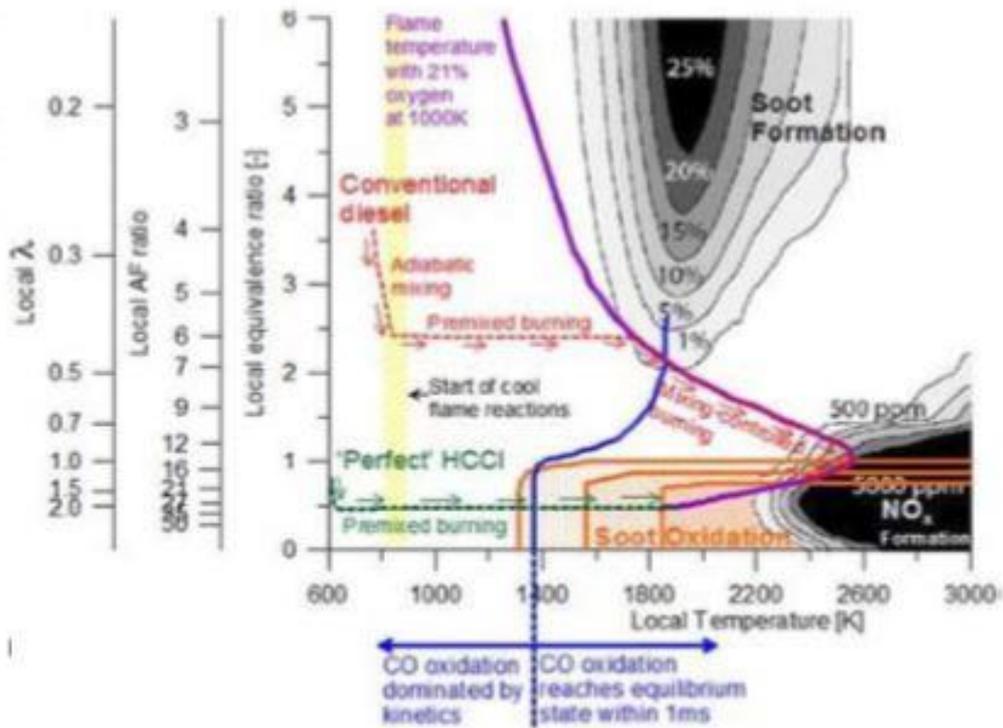


Figura 2.15 Diagramma di Kanimoto-Bae

Come è possibile osservare in Figura 2.15, la combustione in un motore Diesel tradizionale (linea viola) comporta sempre la produzione di NO_x e SOOT [7].

2.3 Motori CI e trasporto pesante

Alla luce di quanto detto in precedenza, appare più chiaro come mai la scelta di unità propulsive per il trasporto pesante ricada sempre su un motore a ciclo Diesel. Infatti essi sono il miglior compromesso tra tutte le esigenze proprie del settore: i motori sono relativamente semplici rispetto ad altre soluzioni, forniscono elevata potenza a fronte di una massa relativamente contenuta, consentono di immagazzinare a bordo una quantità di energia molto elevata sotto forma di combustibile liquido che garantisce elevata autonomia al veicolo, hanno il rendimento più elevato possibile permettendo di ottenere i minori consumi di carburante se confrontati con altri tipi di motore.

2.4 Legislazione e normative anti-inquinamento

Come detto, la maggior criticità dei MCI è che il loro funzionamento produce sia anidride carbonica (non inquinante ma responsabile dell'effetto serra) sia una serie di sostanze chimiche inquinanti quali ossidi di azoto, monossido di carbonio, idrocarburi incombusti e particolato [8].

Per tutelare la salute delle persone e ridurre la concentrazione di anidride carbonica in atmosfera, le emissioni di questi gas sono state normate a livello europeo ponendo dei limiti sulla quantità che può essere emessa per ogni singolo km percorso.

Per quanto riguarda il trasporto pesante, analogamente a quanto fatto per le autovetture, a partire dal 1992 sono stati introdotti dei limiti via via più stringenti relativamente alle emissioni di sostanze inquinanti. Le norme di emissione si applicano a tutti i veicoli a motore con peso massimo a pieno carico tecnicamente ammissibile superiore a 3.500 kg, equipaggiati con motori ad accensione per compressione o motori a gas naturale ad accensione comandata (GN) o GPL.

I regolamenti sono stati inizialmente introdotti dalla direttiva 88/77 / CEE, a cui sono seguiti alcuni emendamenti.

Nel 2005, i regolamenti sono stati ridefiniti e consolidati dalla direttiva 05/55 / CE [2]. A partire dalla fase Euro VI, la legislazione è stata semplificata, in quanto le "direttive", che devono essere recepite in tutte le legislazioni nazionali, sono state sostituite da "regolamenti" che sono direttamente applicabili.

Le normative europee sulle emissioni per i nuovi motori per trasporto pesante sono comunemente denominate Euro I ... VI.

EU Emission Standards for Heavy-Duty Diesel Engines: Steady-State Testing								
Stage	Date	Test	CO	HC	NOx	PM	PN	Smoke
			g/kWh				1/kWh	1/m
Euro I	1992, ≤ 85 kW	ECE R-49	4.5	1.1	8.0	0.612		
	1992, > 85 kW		4.5	1.1	8.0	0.36		
Euro II	1996.10		4.0	1.1	7.0	0.25		
	1998.10		4.0	1.1	7.0	0.15		
Euro III	1999.10 <i>EEV only</i>	ESC & ELR	1.5	0.25	2.0	0.02		0.75
	2000.10		2.1	0.66	5.0	0.10 ^a		0.8
Euro IV	2005.10		1.5	0.46	3.5	0.02		0.5
Euro V	2008.10		1.5	0.46	2.0	0.02		0.5
Euro VI	2013.01	WHSC	1.5	0.13	0.40	0.01	8.0×10 ¹¹	

a - PM = 0.13 g/kWh for engines < 0.75 dm³ swept volume per cylinder and a rated power speed > 3000 min⁻¹

EU Emission Standards for Heavy-Duty Diesel and Gas Engines: Transient Testing								
Stage	Date	Test	CO	NMHC	CH ₄ ^a	NOx	PM ^b	PN ^c
			g/kWh					1/kWh
Euro III	1999.10 <i>EEV only</i>	ETC	3.0	0.40	0.65	2.0	0.02	
	2000.10		5.45	0.78	1.6	5.0	0.16 ^d	
Euro IV	2005.10		4.0	0.55	1.1	3.5	0.03	
Euro V	2008.10		4.0	0.55	1.1	2.0	0.03	
Euro VI	2013.01	WHTC	4.0	0.18 ^e	0.5	0.46	0.01	6.0×10 ¹¹

a - for gas engines only (Euro III-V NG only, Euro VI NG = LPG)
b - not applicable for gas fueled engines at the Euro III-IV stages
c - PM = 0.21 g/kWh for engines < 0.75 dm³ swept volume per cylinder and a rated power speed > 3000 min⁻¹
d - THC for diesel engines
e - for diesel engines; PN limit for positive ignition engines TSD

Figura 2.16 Limiti emissioni per motori Diesel per trasporto pesante

La figura precedente mostra i due standard di emissione, con diversi tipi di requisiti di test:

- Test in stazionario
- Transient Testing

È doveroso fare una precisazione riguardo agli ultimi punti trattati: infatti mentre per le autovetture la misurazione delle emissioni viene effettuata sul singolo veicolo che segue un ciclo guida predeterminato (WLTP), per quanto riguarda il trasporto pesante, viste le difficoltà logistiche e la possibilità di usare una stessa unità propulsiva in contesti estremamente diversi, la misura viene effettuata direttamente sul propulsore e non sul veicolo.

Questo comporta ovviamente un diverso approccio nella misurazione, che cerca di avvicinarsi il più possibile a quelle che saranno le reali condizioni operative del motore: in quest'ottica si hanno le due diverse condizioni viste prima, cioè la prova in stazionario e quella in transitorio.

Per quanto riguarda la prova in stazionario, è evidente la sua importanza dal momento che il motore può essere montato su un autotreno che verosimilmente percorrerà molte migliaia di chilometri in autostrada in condizioni di velocità pressoché costante: da qui l'importanza di assicurare che i limiti di emissioni in questa situazione vengano rispettati.

La prova in transitorio, aggiunta solo nel 1999 con la normativa Euro III, va a completare il possibile quadro di funzionamento del motore, perché ovviamente la condizione a velocità costante, pur essendo prevalente, non sarà l'unica in cui si troverà ad operare.

Risulta quindi evidente come non basti più andare ad ottimizzare la performance globale del motore (prestazioni e inquinamento) in un punto fisso predeterminato ma sia anche necessario garantire il

rispetto della normativa in situazioni particolarmente critiche come sono quelle di continue accelerazioni e decelerazioni.

Un'ulteriore difficoltà nel rispettare contemporaneamente la normativa sulle emissioni di anidride carbonica e di inquinanti, risiede nel fatto che il raggiungimento di uno dei due obiettivi è in contrasto con l'altro.



Figura 2.17 Emissioni di CO2 prima e dopo le normative anti-inquinamento

Il grafico precedente mostra una riduzione importante di consumo (a cui è proporzionalmente legato una riduzione delle emissioni di anidride carbonica) dagli anni '60 fino al 1992: questo è dovuto principalmente all'impatto che il costo del carburante ha sulle aziende di autotrasporto, ma si riflette in maniera positiva anche sulle emissioni di anidride carbonica. Questo trend si interrompe proprio nel 1992 poiché è l'anno dell'introduzione della prima normativa antinquinamento, per il rispetto della quale si osserva un lieve aumento del consumo medio, dovuto al maggior peso degli autoveicoli e alla necessità di far operare il motore in diverse condizioni per rispettare i limiti sulle emissioni di ossidi di azoto e particolato.

È quindi evidente come già solo il rispetto della parte normativa per omologare un motore sia fortemente vincolante e necessiti di molto lavoro di ricerca affinché tutti i limiti vengano rispettati. In aggiunta, i motori oltre a rispettare queste normative devono essere appetibili sul mercato, quindi fornire una certa potenza e coppia sufficienti a muovere con facilità il mezzo su cui vengono montati e devono garantire un buon comfort di guida. Queste caratteristiche possono sembrare superflue ma non bisogna dimenticare che una volta costruito il motore deve anche essere venduto, quindi se non si soddisfano quelle che sono le necessità e le richieste del mercato il motore resta invenduto. Non è quindi produttivo ottimizzare il motore solamente nell'ottica del rispetto delle normative ma bisogna considerare più aspetti, che però sono in contrasto l'uno con l'altro.

Alla luce di quanto detto, risulta evidente come sia necessario sviluppare, migliorare ed ottimizzare un motore nella maniera più veloce ed economica possibile, mantenendo la sicurezza che i dati ottenuti corrispondano ragionevolmente alla realtà.

2.5 L'importanza delle simulazioni nello sviluppo

Le simulazioni di funzionamento di un motore effettuate con software come GT-Power risultano essere fondamentali nello sviluppo tecnico dei motori, necessario per rispettare le normative antinquinamento e di emissioni di gas serra.

Ad oggi infatti le normative sono molto stringenti, come si è visto alcune addirittura in contrasto tra di loro, e avendo lo sviluppo tecnologico compiuto passi da gigante negli ultimi vent'anni c'è bisogno di grandi investimenti in termini di tempo, denaro, strutture, manodopera per continuare progressivamente a migliorare.

Applicando queste considerazioni più generali al caso specifico di un MCI, si tratta di progettare, sviluppare, testare e analizzare nuove soluzioni riguardanti tutto il funzionamento del motore: processo di combustione, condizioni termofluidodinamiche, condizioni dei flussi in ingresso e in uscita, geometria dei condotti, profili e quantità di iniezione, modalità di sovralimentazione, aftertreatment, per citare solo i più importanti.

Appare quindi evidente come sia molto svantaggioso in termini di tempo pensare di costruire materialmente ogni singolo pezzo o cambiare ogni singola impostazione della centralina per poi testare su un motore reale l'effetto delle singole correzioni rispetto alle condizioni precedenti, senza considerare l'immenso costo economico che si dovrebbe sostenere per la costruzione di ogni singolo pezzo (senza peraltro la garanzia che funzioni) e per il mantenimento di tutte le celle motore che sarebbero necessarie per svolgere i vari esperimenti.

Per superare questi problemi sono stati sviluppati software informatici in grado di rappresentare fedelmente sia il layout costruttivo del motore, sia tutte le condizioni ambientali e operative in cui si troverà ad operare. A titolo di esempio si riportano le più importanti, facendo presente che le possibilità offerte da questi software si estendono molto oltre la seguente lista:

- costruire “pezzo per pezzo” dall'aspirazione allo scarico il modello del motore da analizzare
- scegliere tutti i parametri geometrici, dalla forma della camera ai condotti di aspirazione e di scarico
- impostare tutte le grandezze fisiche dell'ambiente in cui si trova a operare il motore
- definire tutti i profili di iniezione in termini di quantità e timing
- prevedere un sistema di sovralimentazione
- valutare il grado di EGR.

Il grande vantaggio di un'analisi del problema in questi termini è senz'altro la possibilità di variare qualsiasi parametro di funzionamento, sia esso materiale o codificato dalla centralina, semplicemente andando a cambiare delle impostazioni del programma risparmiando quindi molto tempo (non è più necessario intervenire su un motore “vero”) e permettendo di comparare quasi in real time varie soluzioni e combinazioni di esse per valutare quello che è il miglior compromesso per raggiungere gli obiettivi che ci si è prefissati.

A sostegno di quanto detto finora è opportuno analizzare il seguente grafico

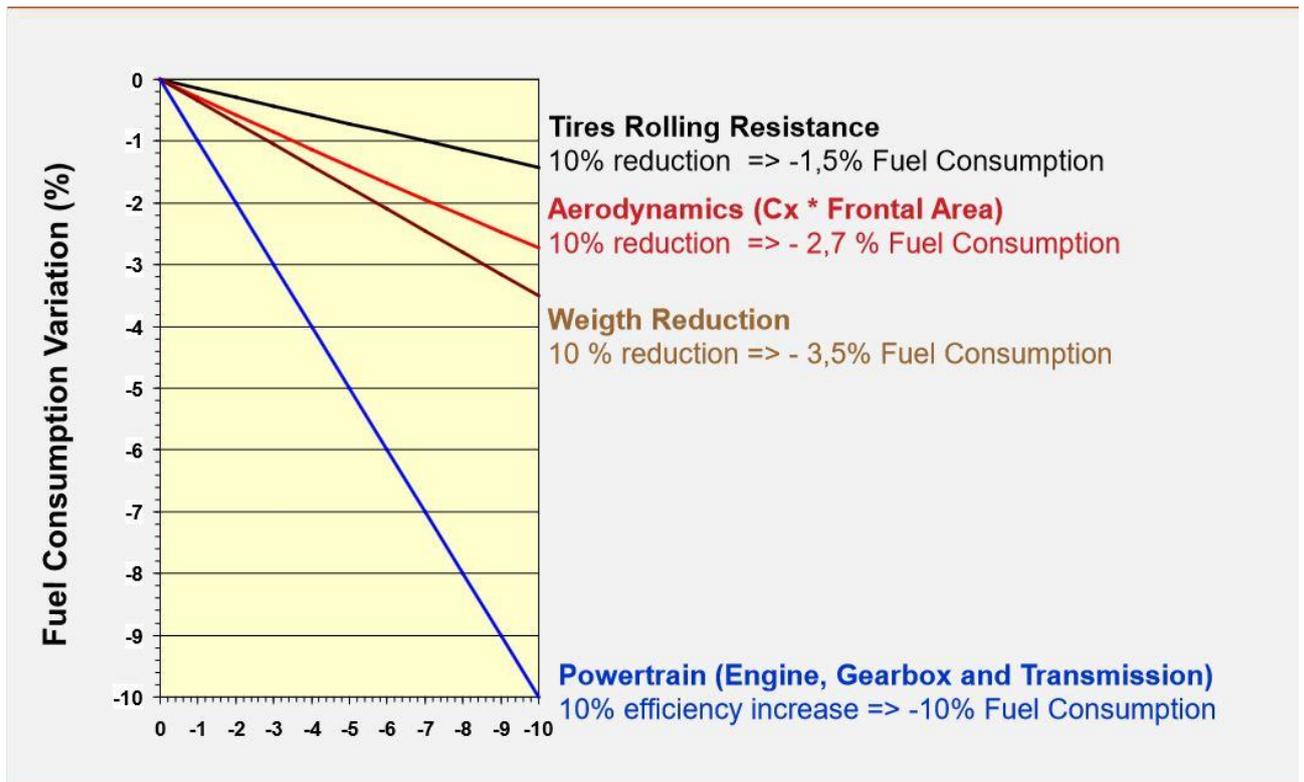


Figura 2.18 Riduzione percentuale di consumo associata a riduzione percentuale di fattori influenzanti

In tale grafico è evidenziato il risparmio percentuale di combustibile associato ad un miglioramento del 10% di quattro parametri che influenzano il consumo: resistenza al rotolamento, penetrazione aerodinamica, peso, efficienza del powetrain.

Come si può osservare, migliorando l'efficienza del powetrain del 10% si ha un risparmio di combustibile maggiore del 10% da cui si evince come questa sia la componente fondamentale su cui intervenire per apportare miglioramenti.

Siccome questo è anche l'oggetto delle simulazioni è facile comprendere quale sia la loro importanza e la necessità che diano risultati il più fedeli possibile a quelli reali.

CAPITOLO 3: Il Software GT-POWER

3.1 Introduzione di GT-Power

In questa tesi per effettuare le simulazioni del funzionamento del MCI in esame (vedi cap. 5.1) si è utilizzato il software commerciale GT-Power, facente parte della famiglia GT-SUITE prodotto dalla Gamma Technologies LLC.

GT-Power è il software appositamente dedicato alla simulazione del funzionamento dei motori a combustione interna: questo si traduce nella capacità, date una serie di condizioni iniziali e operative, di prevedere quali condizioni si ottengono alla fine del processo.

Il calcolo e la stima delle condizioni finali si ottiene dapprima suddividendo il volume complessivo considerato in una serie di sotto-volumi (discretizzazione del modello), in seguito risolvendo con schemi numerici le equazioni della gas-dinamica che governano il moto dei fluidi e ne descrivono le proprietà, come pressione e temperatura [9].

Successivamente, grazie a modelli di combustione che possono essere non predittivi, semi-predittivi o predittivi, GT-Power è in grado di valutare il rilascio di energia chimica da parte del combustibile (il primo “step” del funzionamento di un motore, il cui fine ultimo è la conversione dell’energia chimica del combustibile in energia cinetica per muovere il veicolo). A seguito del calcolo dell’energia chimica rilasciata, è poi possibile calcolare la PMI e una volta stimati gli attriti e le perdite organiche, anche la PME. Una volta stimata la PME è poi possibile valutare tutte le altre grandezze di interesse, a partire da coppia e potenza.

Più in dettaglio, il software è suddiviso in tre parti:

- GT-ISE
- GT-Solver
- GT-Post

GT-ISE è la prima interfaccia presente all’avvio del programma; è l’ambiente in cui è possibile definire i vari oggetti componenti il motore nel suo complesso e successivamente assemblarli fino ad ottenere il modello voluto. Inoltre è l’ambiente in cui si definiscono le condizioni iniziali, le caratteristiche e le “linee guida” per la simulazione.

GT-Solver è il solutore che, attraverso l’esecuzione dei calcoli coerentemente con il proprio schema numerico, produce gli output.

Essendo il core del programma, è opportuno approfondirne le caratteristiche.

Le equazioni di riferimento sono quelle di Navier-Stokes, definite come un sistema di equazioni differenziali alle derivate parziali che descrivono il comportamento di un fluido dal punto di vista macroscopico, sotto l’ipotesi che il fluido sia continuo.

Le equazioni che compongono il sistema sono:

- Equazione di conservazione della massa
- Equazione di conservazione dell’energia
- Equazione di conservazione della quantità di moto

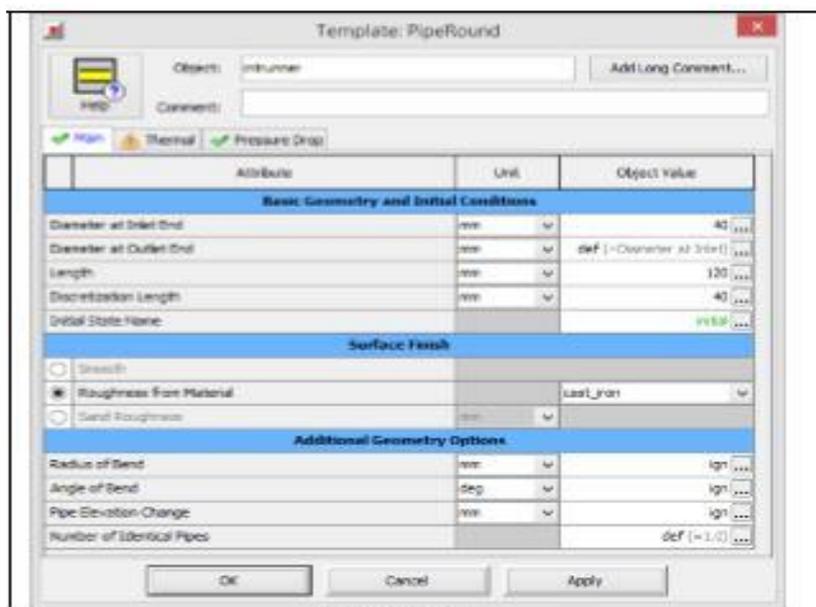
Il Solver ha un approccio monodimensionale nella risoluzione delle equazioni di Navier-Stokes, per la quale è necessaria una discretizzazione spaziale dei vari componenti del motore, in un numero di sottovolumi che viene deciso dall’utente.

Per ogni sottovolume le grandezze scalari vengono calcolate nel suo centro e considerate costanti, mentre le grandezze vettoriali sono calcolate su ogni bordo che lo delimita. GT-Post è l'ambiente per il post-processing dei dati ottenuti. Permette di visualizzare tutte le grandezze analizzate, plottare grafici ed esportare i valori ottenuti per successive analisi più approfondite.

3.2 Esecuzione delle simulazioni

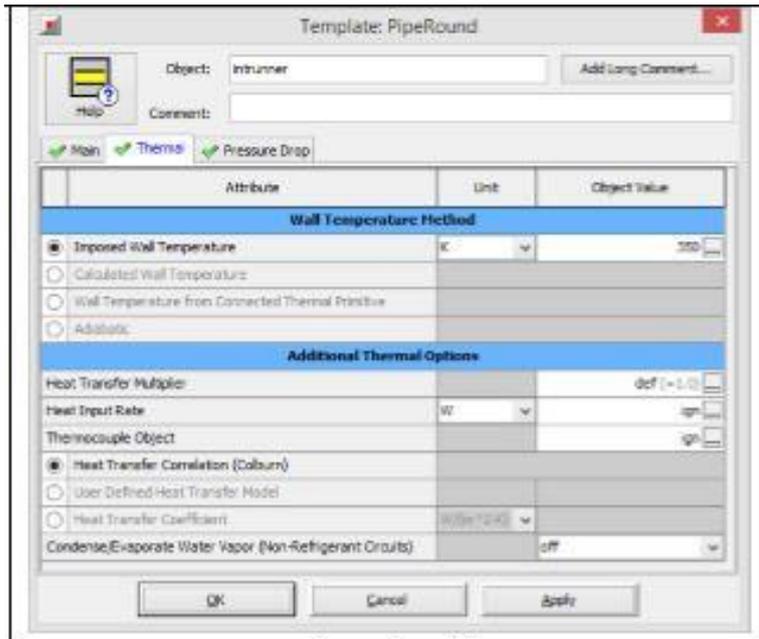
Come accennato in precedenza, la costruzione del modello complessivo del motore comincia con la definizione dei vari elementi che lo costituiscono, tra cui i principali sono condotti di aspirazione e di scarico, valvole, cilindri, iniettori.

Nella definizione di ognuno di essi è necessario settare un'ampia gamma di informazioni che riflettono le condizioni reali di funzionamento, come riportato a titolo di esempio per i condotti di aspirazione e il cilindro [10]:



Main Folder

Figura 3.1 Finestra di definizione del template PipeRound, scheda main



Thermal Folder

Figura 3.2 Finestra di definizione del template PipeRound, scheda thermal

In riferimento alle figure si osservano dei valori inizializzati a “ign” e “def”, che indicano rispettivamente ignorare e default: queste indicazioni rappresentano scelte tipiche ma è possibile modificarle inserendo valori particolari se le relative informazioni sono note. I dati possono essere inseriti numericamente o facendo riferimento a “mappe”, cioè oggetti in forma tabulare creati appositamente che permettono di esprimere la variabilità del dato in funzione di altri parametri determinati dall’utente.

Per quanto riguarda (ad esempio) la rugosità del materiale, non è possibile tralasciare l’informazione ed è necessario inserire un parametro, che in questo caso è legato al materiale con cui si prevede saranno realizzati i condotti. In assenza di questa informazione, il pezzo viene segnalato come incompleto e non consente lo svolgimento delle simulazioni.

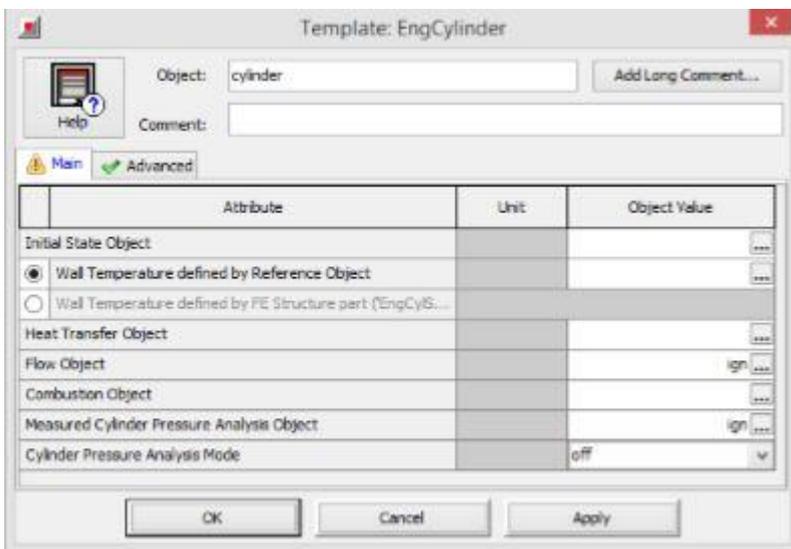


Figura 3.3 Definizione dell’oggetto Cilindro

La definizione dei parametri per il cilindro è più complessa e si avvale spesso di “reference object”, cioè opzioni del software che definiscono sottomodelli i cui dati di output vengono letti dall’oggetto cilindro e ne diventano gli input per i calcoli successivi.

Un primo esempio di quanto detto è nella definizione della temperatura di parete, per cui nel caso più semplice si possono imporre tre valori di temperatura (per testa, cilindro e pistone) ma anche implementare modelli di scambio termico.

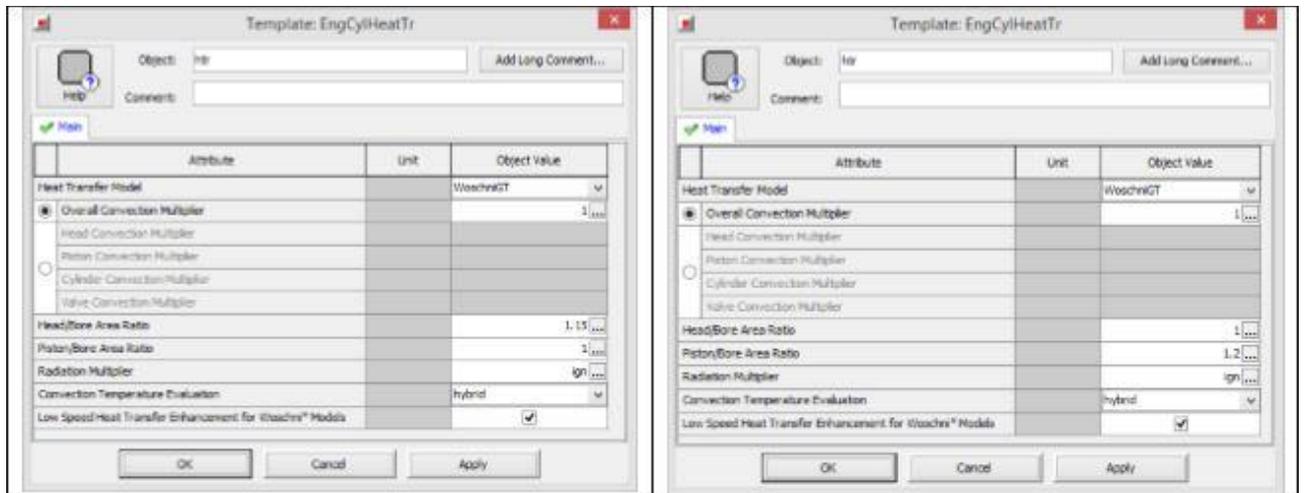


Figura 3.4 Definizione dello scambio termico del cilindro

Un altro esempio è la definizione del parametro “heat transfer”: è possibile infatti creare un oggetto partendo dalla libreria di GT-Power, a cui poi farà riferimento il modello durante la simulazione. Tale oggetto contiene informazioni sul modello di scambio termico scelto (solitamente quello di Woschni, ma ne sono presenti anche altri) e caratterizzazioni geometriche della camera di combustione.

In questo caso è immediato notare come in fase di sviluppo, se si rileva che le performance non sono soddisfacenti, sia quasi immediato cambiare i valori e rivalutare gli output alla luce delle modifiche senza necessità di alcuna operazione di officina. Una simile considerazione si può fare in relazione a eventuali sviluppi e miglioramenti richiesti per un motore già esistente.

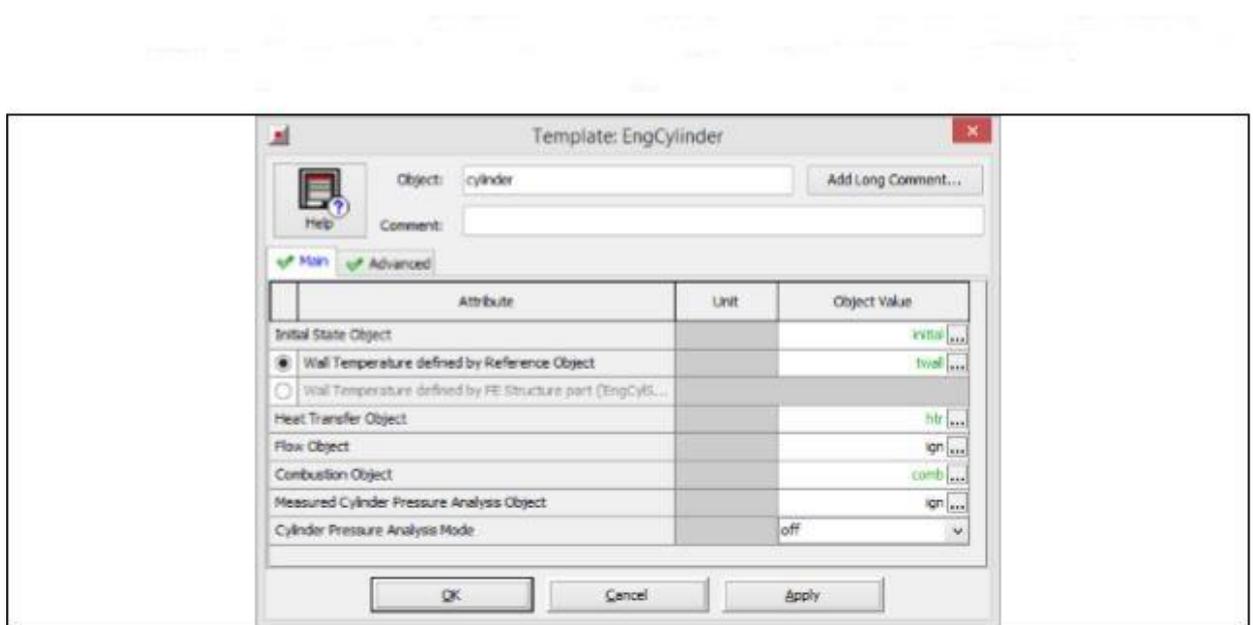
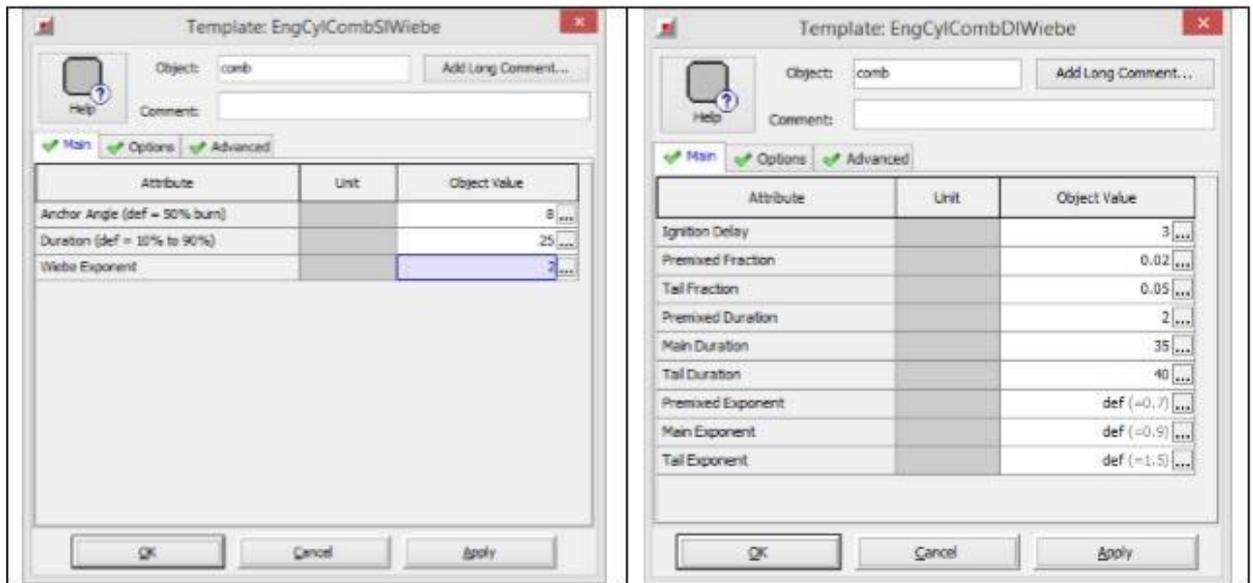


Figura 3.5 Definizione del modello di combustione

Analogamente al modello di trasferimento termico, anche per la combustione si attinge alla libreria importando un modello di combustione. La scelta in questo caso è ricaduta sul modello di Wiebe ma ne sono presenti anche altri. Una volta specificato il modello, è necessario imporre i valori di alcuni parametri motoristici (in riferimento alla figura, da “ignition delay” a “Tail duration”) pena la non completa definizione dell’oggetto cilindro. Altre grandezze, come premixed main e tail exponent, sono inizializzate dal programma a valori tipici per i MCI: in assenza di ulteriori informazioni si accetta tale valore, se invece è richiesta una maggior precisione si possono aggiornare questi valori per avere una miglior corrispondenza del modello con la realtà.

Queste operazioni presentano una grande variabilità in relazione a numerosi fattori, sintetizzabile in:

- Complessità del modello
- Numero di dati in possesso
- Precisione dei risultati richiesti

In relazione al primo punto, è evidente come un modello più raffinato abbia un livello di dettaglio maggiore, quindi un numero più elevato di componenti per una descrizione il più accurata possibile: ognuno di questi elementi va caratterizzato, variando quindi la quantità di dati da immettere.

Al crescere dell'accuratezza cresce la complessità di costruzione e di calcolo, quindi è compito dell'operatore valutare quale sia la precisione richiesta per i dati in output. Sulla base di queste informazioni, dovrà essere fatta una scelta costruttiva del modello con l'obiettivo di soddisfare queste esigenze con la minor complessità possibile del modello.

Ovviamente i dati in ingresso devono essere noti: GT-Power ne richiede un numero minimo, necessari per definire in maniera sufficiente ogni componente (senza di essi non è possibile procedere). Tuttavia, il settaggio di molti altri parametri è lasciato a discrezione dell'utilizzatore: di default il programma li ignora o li imposta a valori prefissati, ma se si hanno informazioni specifiche è possibile inserirle per aumentare l'accuratezza del modello anche se questa scelta implica una maggior pesantezza di calcolo. Anche in questo caso è compito dell'operatore scegliere quali informazioni siano essenziali ai fini dell'ottenimento di dati sufficientemente precisi e quali invece siano superflui, quindi da omettere.

Questa considerazione introduce al terzo punto: infatti bisogna sempre valutare quale sia l'obiettivo della propria analisi per non sovraccaricare il programma con dati irrilevanti o, al contrario, non inserire sufficienti informazioni, condizione che porterebbe ad avere in output dati con una precisione insufficiente alle esigenze e quindi inutilizzabili.

3.3 Pro e Contro

Sintetizzando quanto detto in precedenza, si possono rilevare i seguenti pregi

- Possibilità di indirizzare lo sviluppo di un motore non ancora fisicamente esistente
- Costi contenuti
- Tempi di reazione a generiche variazioni molto contenuti

Per quanto riguarda i difetti

- Errori dovuti alla discretizzazione
- Possibilità che i valori di output perdano significato se ottenuti da singolarità

Analizzando in dettaglio i pregi si può certamente affermare che, soprattutto nel caso di un progetto completamente nuovo, il ricorso alle simulazioni nelle prime fasi sia vantaggioso perché permette di indicare la direzione di sviluppo senza che il motore sia ancora realizzato. In altre parole, sulla base dei dati ottenuti, è possibile costruire fisicamente il motore con la garanzia di non dover sostenere degli stravolgimenti del progetto ma solo dei (più o meno grandi) miglioramenti.

Questa considerazione evidenzia come ci sia un considerevole risparmio nel budget, dovuto alla maggior flessibilità nel fare modifiche e al minor costo da sostenere per ottenere informazioni utili allo sviluppo, sia esso per un progetto ex-novo o per miglioramenti da apportare a motori già esistenti.

Anche la simulazione però non è una tecnica di lavoro infallibile: come descritto in precedenza, lo svolgimento delle stesse implica una discretizzazione dello spazio e del tempo. Questo comporta sempre l'introduzione di un'approssimazione poiché le condizioni reali sono continue e non discrete; spesso l'errore è piccolo e trascurabile ai fini degli obiettivi di sviluppo ma è necessario esserne a conoscenza. Inoltre si tratta di un programma informatico che, noti i dati in input, risolve equazioni e restituisce dei dati in output. Non ha quindi "l'intelligenza" di capire se i dati ottenuti siano coerenti o meno con le condizioni globali di simulazione, compito che resta dell'operatore che le svolge.

CAPITOLO 4: Progetto Imperium

4.1 Descrizione del progetto

Il progetto IMPERIUM (acronimo di IMplementation of Powertrain control for Economic, low Real driving emISSIONS and fuel ConsUMption) è un progetto europeo di durata triennale (settembre 2016 – agosto 2019) finanziato in parte dalla Comunità Europea (6,6 milioni di €) e in parte da privati per un totale di 9,95 milioni di € [11].

Il suo scopo è ottenere una riduzione del consumo di carburante fino al 20% (per quanto riguarda gasolio e urea) mantenendo il veicolo entro i limiti legali per le emissioni inquinanti.

Il consorzio IMPERIUM presenta un mix di competenze leader del settore che gli consentono di rispondere in maniera soddisfacente alle sfide e agli obiettivi posti.

Il consorzio è composto da:

- I tre principali produttori di autocarri pesanti:
 1. DAF Trucks NV,
 2. IVECO SpA
 3. Volvo Technology AB (OEM),

- I principali fornitori di servizi di fascia alta e componenti e di ingegneria:
 1. FPT Motorenforschung AG
 2. AVL List GmbH
 3. Ricardo UK Ltd
 4. Continental Automotive GmbH
 5. FEV GmbH
 6. Robert Bosch GmbH
 7. Honeywell SPOL
 8. SRO

Questa composizione è completata da sei centri di ricerca e di servizio specializzati in simulazioni (Università Chalmers, Politecnico di Torino, Politecnico di Milano, CTU Praga, RWTH Aachen University, Università tecnica Eindhoven) e un importante gruppo di leader mondiali in fisica, chimica e termodinamica con una vasta esperienza nella ricerca su motori e veicoli.

4.2 Scopi e obiettivi

Gli obiettivi del Progetto IMPERIUM sono ambiziosi e spaziano su vari aspetti del trasporto pesante:

Obiettivo 1: sviluppo di una metodologia e di un ambiente di simulazione per valutare le prestazioni dei Heavy Duty Trucks (HDT) in condizioni reali di guida

Obiettivo 2: sviluppo del sistema Dynamic eHorizon per HDT

Obiettivo 3: tre efficienti (dal punto di vista dei consumi) e avanzati Heavy Duty Demonstrators, ciascuno dei quali integra eHorizon e in grado di fornire diversi approcci di configurazione del powertrain e dell'unità di controllo del veicolo

1. Applicazioni per carichi pesanti su lunghe distanze - DAF con particolare attenzione al supervisore predittivo del gruppo propulsore, al controllo predittivo del motore e al recupero del calore di rifiuto predittivo
2. Applicazioni pesanti per il trasporto a lungo raggio - IVECO con particolare attenzione al supervisore della gestione dell'energia, al controllo del motore, ai micro-ibridi e agli ausiliari intelligenti
3. Applicazioni per carichi pesanti a lungo raggio - VOLVO con particolare attenzione al controllo integrato del gruppo propulsore e al controllo del motore basato su modelli con adattamento della missione

Obiettivo 4: analisi e convalida dei risultati del progetto mediante il consumo di carburante all'interno del veicolo e le misurazioni delle emissioni integrate nell'ambiente di simulazione proposto

L'approccio tecnico si basa sulle tre fasi seguenti:

Ottimizzazione diretta del controllo dei componenti principali del gruppo propulsore (ad es. Motore, trasmissione) per massimizzare le loro prestazioni.

Global powertrain energy manager per coordinare le diverse fonti di energia e ottimizzare il loro utilizzo a seconda dell'attuale situazione di guida.

Fornire una comprensione più completa dell'obiettivo (ad esempio, eHorizon, apprendimento basato sulle missioni) per consentire strategie di ottimizzazione a lungo termine.

CAPITOLO 5: Validazione del Modello

5.1 Descrizione del modello

Il modello con cui sono state effettuate le simulazioni rappresenta un motore ciclo Diesel a 6 cilindri, con cilindrata 11 litri per applicazioni heavy-duty, a iniezione diretta e sovralimentato con un turbocompressore. Nell'ambiente GT-Power la rappresentazione del modello è la seguente

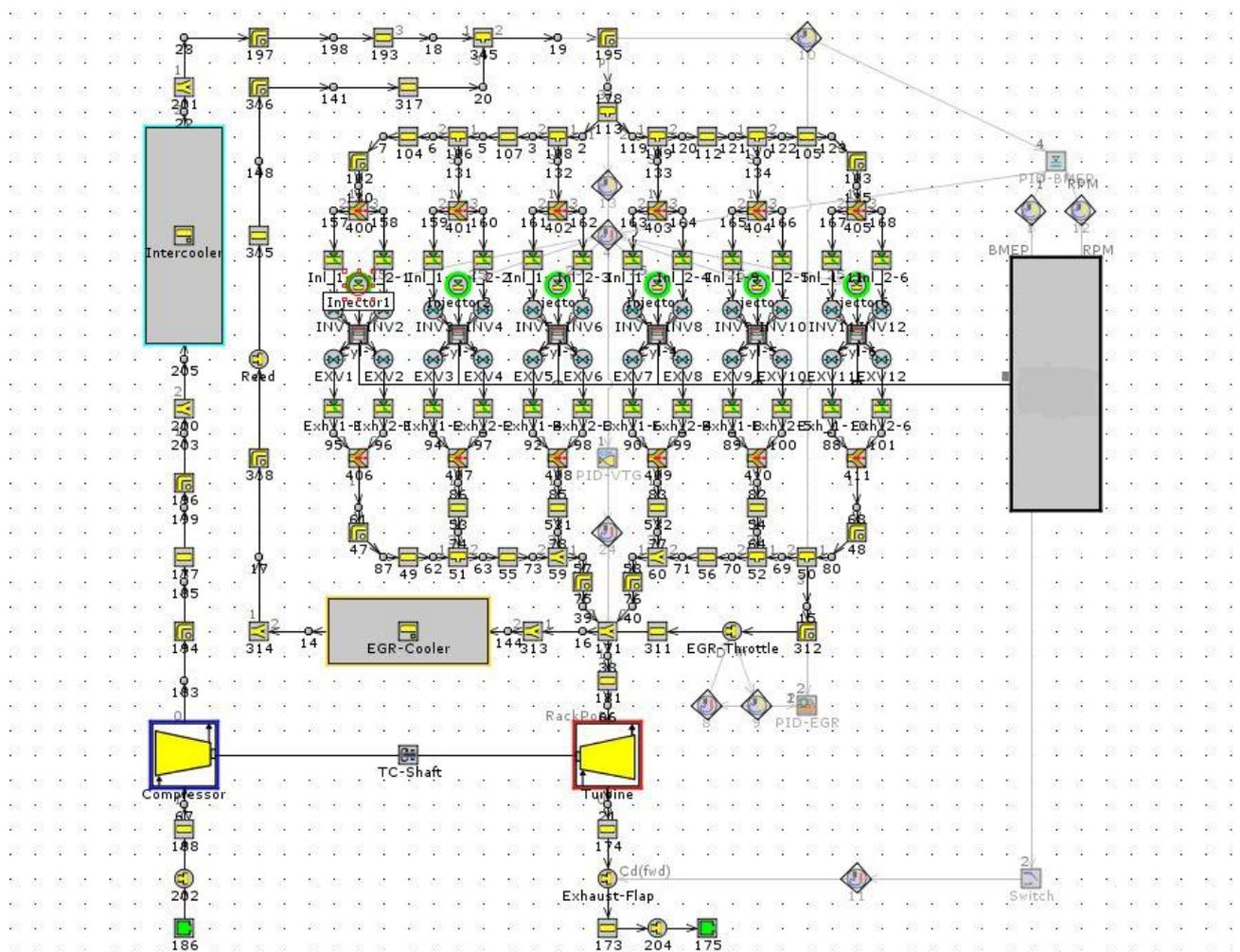


Figura 5.1 Rappresentazione del modello del motore oggetto della tesi

Il modello presenta alcune componenti che meritano un approfondimento:

- Turbina a geometria variabile (VGT): questa soluzione ha lo scopo di aumentare la flessibilità di utilizzo del motore riducendo il fenomeno del turbo-lag, ossia il ritardo di risposta ai bassi regimi dovuto all'inerzia del turbogruppo (che in queste condizioni risulta sovradimensionato).

Il principio di funzionamento è la possibilità, grazie ad un attuatore, di variare l'angolo di calettamento delle palette statoriche della turbina centripeta (da cui il nome geometria variabile).

Per bassi regimi di rotazione si hanno basse portate di gas combusti, quindi le palette vengono posizionate in maniera da ridurre la sezione di passaggio: questo comporta un aumento della velocità di afflusso dei gas combusti che, se indirizzati opportunamente, incrementano la coppia generata garantendo un'accelerazione più rapida al turbogruppo. Questa condizione permette di ottenere transitori di accelerazione più veloci ed efficienti, con conseguente riduzione dei consumi.

Nel caso di alti regimi di rotazione (e quindi grande portata di gas di scarico), le palette vengono disposte con un angolo di calettamento che aumenta l'area di passaggio per massimizzare la cessione di energia dai gas alla turbina.

La presenza della VGT aumenta l'efficienza complessiva del motore: in assenza di calettamento variabile, il dimensionamento della turbina è effettuato su regimi medio-bassi penalizzando quelli alti. Per tali regimi si avrebbe una portata di gas di scarico eccessiva, per questo prima dell'introduzione della VGT, era necessaria la presenza di una valvola (valvola di westgate) che permettesse a parte dei gas combusti di bypassare la turbina senza cedere la propria energia, che quindi andava persa.

Anche nei motori con VGT è comunque presente la valvola westgate, sia per ragioni di sicurezza e salvaguardia del turbogruppo, sia per permettere il bypass di parte dei gas di scarico in determinate situazioni, anche se con portate molto inferiori.

Il movimento dell'attuatore è gestito da un controllore (PID-VGT) che realizza un controllo in anello chiuso confrontando il valore di pressione di sovralimentazione desiderato e memorizzato in una mappa al suo interno, con il valore misurato nel collettore di aspirazione.

- Ricircolo dei gas di scarico con interrefrigerazione (EGR cooled circuit).

Nonostante sia presente su tutti i veicoli, è opportuno soffermarsi su questo componente a causa della sua importanza nell'abbattimento delle emissioni di NOx. In questo motore è presente un circuito ad alta pressione che spilla parte dei gas di scarico a monte della turbina e li immette nel condotto di aspirazione a valle del compressore; prima dell'immissione i gas passano attraverso uno scambiatore di calore aria-aria che li raffredda. Questa operazione è necessaria per aumentare la massa d'aria aspirata: infatti a parità di volume (della camera di combustione), più la temperatura dell'aria è bassa maggiore è la massa introdotta in camera a causa della variazione di densità [12 13].

Il passaggio dei gas di scarico è regolato da una valvola pneumatica ad azionamento elettrico; i comandi di apertura della valvola provengono da un controllore (PID-EGR) che valuta la portata di aria esterna aspirata e, sulla base di una mappa presente al suo interno, varia l'apertura della valvola per raggiungere il grado di EGR prefissato.

Per il corretto funzionamento del sistema EGR è necessaria un'altra valvola: la Reed-Valve [14], la quale è una valvola di non ritorno (unidirezionale) collocata a monte dello scambiatore per il raffreddamento dei gas di scarico. Il suo obiettivo è quello di impedire il reflusso dei gas di scarico verso i condotti di scarico nelle condizioni in cui il valore della pressione (fortemente oscillante durante un ciclo motore) nei condotti di aspirazione sia maggiore.

- Il controllore PID-BMEP (controllore sulla PME).

E' il terzo controllore presente e il suo scopo è di garantire che il motore eroghi il valore di PME desiderato. Per raggiungere questo obiettivo, si serve di un modello per la quantità di combustibile da iniettare, che verrà decisa (sulla base di esso) in relazione ad alcuni parametri di funzionamento del motore, tra cui regime di rotazione e portata di aria aspirata.

Per garantire la miglior precisione possibile, il controllore prevede un controllo retroattivo che, tramite un sensore proporzionale-integrativo, stima la PME ottenuta. E' così possibile valutare la differenza rispetto al valore richiesto, ed eventualmente modificare la quantità di combustibile iniettata per allinearsi al valore richiesto.

Questo modello è caratterizzato da un buon livello di accuratezza, quindi è possibile utilizzarlo per prevedere con ragionevole sicurezza il comportamento del motore reale tramite simulazioni. Esse infatti sono svolte su tutta la dinamica del fluido nei condotti e sfruttano un modello predittivo di combustione di tipo DI Pulse: in questo modo è garantita un'ottima predittività a fronte di lunghi tempi di calcolo.

5.2 Condizioni di simulazione

Il punto di partenza della validazione del modello sono i dati che sono stati forniti per sviluppare la tesi. Essi si riferiscono a varie misurazioni al banco effettuate con il motore reale schematizzato nell'ambiente GT-Power (vedi 5.1), che hanno permesso di ottenere informazioni su un elevato numero di grandezze di interesse, a partire da una data mappa motore, anch'essa presente nei dati forniti.

L'obiettivo della validazione è confrontare un certo numero di grandezze significative (che saranno illustrate in seguito) presenti nei dati assegnati con le corrispondenti ottenute dalla simulazione con GT-Power ed estratte da GT-Post.

La mappa motore a cui si fa riferimento prevede una iniezione pilota e il ricircolo dei gas di scarico (EGR).

La prima operazione di impostazione dei parametri per la simulazione consiste nell'implementare la mappa motore nell'ambiente GT-Power, inserendola nel Case Setup come illustrato nella figura sottostante.

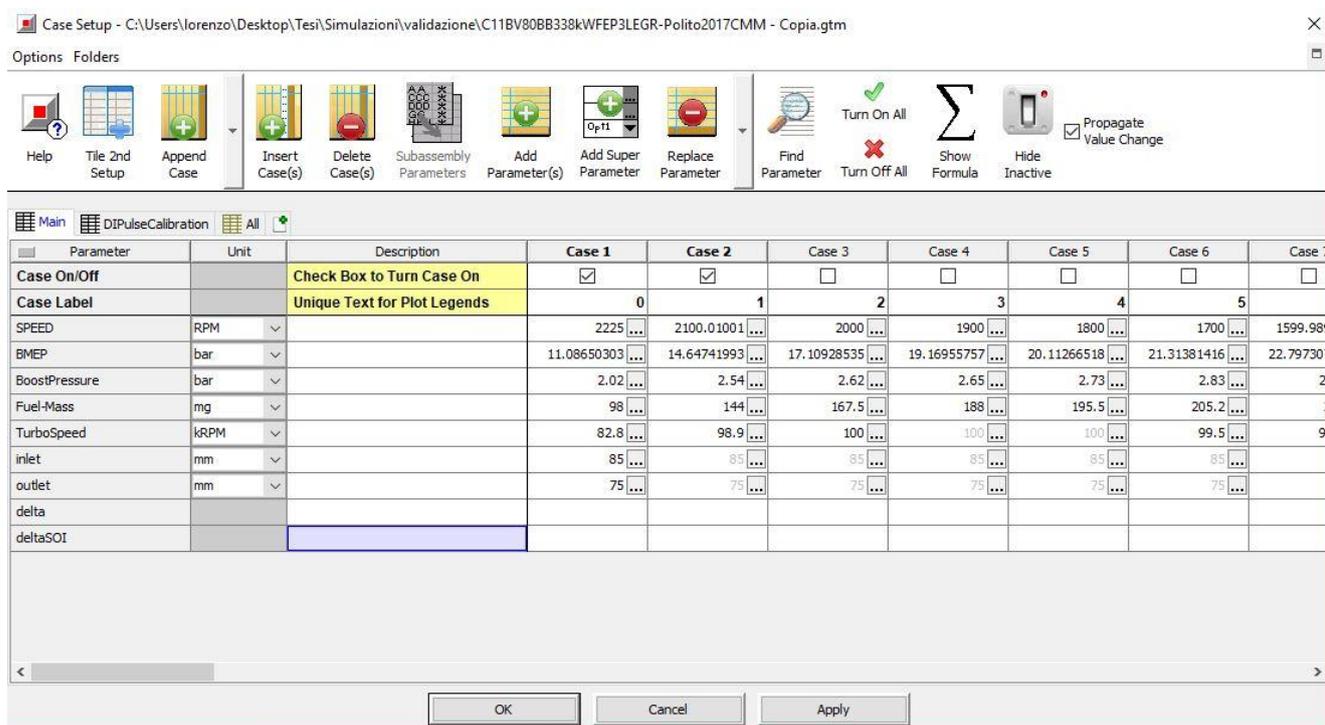


Figura 5.2 Inserimento mappa motore nel Case Setup

Essendo già prevista una mappa di controllo del funzionamento del sistema EGR non sono necessarie ulteriori modifiche. Per quanto riguarda parametri quali injection timing, quantità iniettata, pressione nel rail si è fatto riferimento alle mappe già implementate nel modello.

Queste informazioni sono sufficienti per consentire l'avvio della simulazione, la cui durata è di circa sei ore.

Come visto in precedenza, durante la simulazione GT-Power stima i valori assunti da un'ampia gamma di grandezze che in seguito devono diventare fruibili all'utilizzatore.

Questa possibilità è presente grazie a GT-Post, ambiente in cui si estraggono ed analizzano gli output della simulazione, una volta che essa è terminata.

Nel caso di studio, non essendo necessario analizzare tutte le grandezze elaborate, dal menù di GT-Post è stato creato un programma di estrazione dati: esso permette di selezionare solo gli output desiderati e (lanciato all'interno di GT-Post) restituisce tali valori numerici in un file .txt creato appositamente.

Questa procedura di estrazione dei dati di interesse verrà ripetuta anche nelle analisi descritte nel Capitolo 6 e Capitolo 7, con le opportune modifiche.

Una volta disponibili i risultati delle simulazioni, il passo successivo prevede l'importazione degli stessi (e di quelli sperimentali forniti) in Matlab per essere elaborati graficamente.

Per la validazione del modello si è scelto di creare i seguenti tipi di grafici:

1. Un grafico della mappa motore in cui si è indicato, per ogni punto, il valore della differenza nella concentrazione di ossigeno tra i dati simulati e quelli rilevati al banco prova.
2. Un grafico per ogni grandezza che presenta sulle ascisse il valore sperimentale e sulle ordinate quello simulato.
3. Due grafici per ogni grandezza, aventi entrambi il valore della grandezza simulata in ascissa mentre in ordinata l'errore assoluto e relativo (rispettivamente).
4. Un grafico che riporta contemporaneamente l'andamento della grandezza simulata e di quella sperimentale.

Il grafico descritto al punto 2 confronta i dati sperimentali forniti (asse verticale) con quelli ottenuti dalle simulazioni (asse orizzontale). In tale grafico è stata tracciata la bisettrice: infatti nel caso perfetta coincidenza tra dati sperimentali e simulati (condizione del tutto teorica, non realizzabile in pratica) tutti i punti del grafico appartenerebbero a tale bisettrice. Non essendo questa una condizione che si riscontra in realtà, la bisettrice serve come riferimento per valutare lo scostamento dei dati reali dalla condizione di idealità.

Su tale tipo di grafico sono riportati, per ogni coppia di grandezze analizzate, gli indici statistici R^2 e RMSE che sintetizzano la robustezza dei dati ed evidenziano la correlazione tra il set di dati sperimentali e quelli simulati.

R^2 è un valore compreso tra 0 e 1 che mostra in che modo i dati fittano una retta di riferimento. Se si è in presenza di molti dati dispersi, il calcolo di tale indice dà un valore vicino allo zero, indicando il fatto che l'approssimazione della retta rispetto ai dati sperimentali è scarsa [14]. Viceversa, se l'approssimazione è buona si ottiene un valore prossimo a 1 che indica una sempre miglior corrispondenza tra i due set di dati analizzati. Esso è definito come il rapporto fra la devianza della regressione e la devianza totale (si veda formula)

$$R^2 = \frac{SSR}{SST} = \frac{\sum (\hat{y}_i - \bar{y})^2}{\sum (y_i - \bar{y})^2}$$

RMSE (root mean square error) è una misura frequentemente utilizzata della differenza tra valori previsti da un modello e valori misurati. RMSE rappresenta la radice quadrata della media dei quadrati delle differenze tra i valori del modello e i valori sperimentali. La formula per calcolarlo è la seguente:

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (p_i - a_i)^2}{n}}$$

Rappresenta quindi una media degli scostamenti valutati su tutti i valori assunti dalle grandezze esaminate; l'elevamento al quadrato e successiva estrazione della radice (per avere un indice lineare) sono operazioni necessarie per annullare l'effetto che il segno assunto dalle differenze può avere sulla media.

Graficamente, si può visualizzare il significato di questo indice

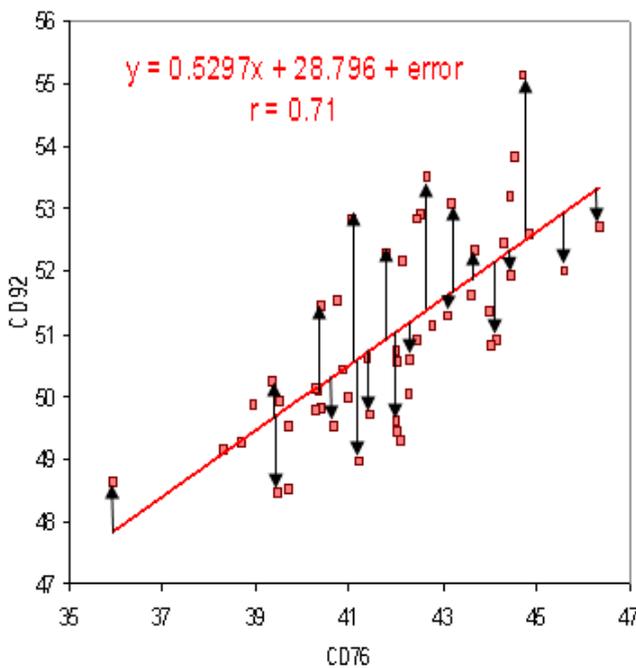


Figura 5.3 Rappresentazione grafica di RMSE

I grafici presentati nel punto 3 evidenziano gli errori assoluti e relativi [15] associati ai dati simulati.

Il valore dell'errore assoluto è stato ottenuto per differenza tra il valore sperimentale e quello simulato, mentre quello relativo è calcolato rapportando l'errore assoluto al valore simulato.

Per motivi legati al segreto industriale non è stato possibile esporre in questa tesi i valori assunti dalle varie grandezze, che quindi sono state normalizzate rispetto al valore massimo assunto.

Per questo motivo l'errore relativo ha un'importanza maggiore, poiché fa riferimento allo scarto percentuale fornendo informazioni sulla precisione dei dati simulati senza la necessità di conoscerne il valore.

E' comunque opportuno riportare anche l'errore assoluto, sia per una maggior organicità dell'esposizione dei dati elaborati, sia perché con un'opportuna scelta della scala dell'asse delle ordinate, è possibile quantificare l'errore assoluto. Infatti tale scelta evidenzia l'ordine di grandezza del dato misurato, evidenziando la differenza numerica rispetto al dato misurato al banco.

L'ultimo grafico proposto presenta contemporaneamente le tracce del dato simulato e misurato, con l'obiettivo di visualizzare gli andamenti ed evidenziare dove siano presenti degli scostamenti (e la loro entità). La scelta cromatica, arancione per il simulato e azzurro per il misurato, è volta a dare maggior risalto al dato simulato (dove sono quasi coincidenti l'azzurro non si vede) evidenziando con due tracce distinte solo i valori che si discostano in maniera percepibile (ciò non significa necessariamente che la misura sia errata o imprecisa).

I grafici descritti ai punti 2, 3, 4 verranno utilizzati anche nel Capitolo 5 e Capitolo 6.

Le grandezze (in parentesi la sigla di identificazione utilizzata nei grafici, con la relativa unità di misura) scelte per la validazione del modello sono:

- Pressione all'aspirazione (Pintake [bar])
- Temperatura all'aspirazione (Tintake [K])
- Pressione allo scarico (Pexh [bar])
- Temperatura allo scarico (Texh [K])
- Portata d'aria in un cilindro per ciclo (portataaria [kg/cyc/cil])
- Consumo combustibile al colpo (consumo [mm³/colpo])
- Rapporto aria/combustibile (RAF [-])
- Quantità iniezione pilota (QTYpil [mg])
- Grado di EGR (EGRfr [fraction])
- Pressione massima raggiunta in camera (Peak firing pressure PFP [bar])
- Angolo per cui è bruciato il 50% del combustibile (MFB50 [deg])
- Integrale del calore scambiato a parete (HRE [kJ])
- Attriti in rapporto alla cilindrata (Friction [bar])
- Emissione ossidi di azoto (NOx [mol/mol])

La scelta di queste grandezze da analizzare è dovuta all'importanza che hanno nello svolgimento del processo di combustione e nell'analisi dello stesso.

Le condizioni di aspirazione, pur se in parte dipendenti dall'ambiente esterno, determinano la massa di aria presente in camera di combustione: infatti si ha un volume fisso che viene riempito da aria con diverse pressioni e temperature. Questa differenza, in accordo con l'equazione di stato dei gas, varia la densità (e quindi la massa incamerata) dell'aria stessa.

I valori di pressione e temperatura allo scarico, così come la pressione massima raggiunta durante la combustione, forniscono informazioni sul processo di combustione appena concluso e sull'energia posseduta dai gas di scarico diretti alla turbina del sistema di sovralimentazione. P_{exh} e T_{exh} sono informazioni preziose anche in relazione alla produzione di sostanze inquinanti quali gli NOx (si veda Cap.2).

MFB50 è caratteristico del processo di combustione [17] e permette di stabilire se la combustione avviene nel corretto intervallo angolare, ossia nell'intorno del PMS (si veda Cap.2).

HRE e Friction sono due parametri che quantificano le perdite intrinsecamente presenti nel funzionamento di un MCI: parte del calore è disperso verso l'esterno a causa della differenza di temperatura, riducendone la quantità da cui è possibile estrarre energia cinetica per il moto del pistone. Le friction, ovvero gli attriti, quantificano tutte le perdite dovute allo strisciamento tra organi meccanici in movimento.

La quantità di NOx prodotta è un dato di fondamentale importanza [18], poiché il valore di tale inquinante è regolato da normative severe. Risulta quindi molto importante conoscere in maniera precisa la produzione di NOx dal processo di combustione, sia per dimensionare il sistema di aftertreatment sia per individuare condizioni di produzione eccessiva e ridurla. Per raggiungere quest'ultimo scopo un valido aiuto è dato dal sistema di EGR che, abbattendo le temperature in camera di combustione, riduce la produzione di NOx. Sulla base di questa considerazione si comprende il legame stretto tra questi due set di dati, e l'importanza di un'analisi congiunta dei due.

5.3 Presentazione dei dati ottenuti

Le figure seguenti (da 5.4 a 5.57) riportano i grafici di tipo 2,3,4 ottenuti per le grandezze elencate in precedenza. Le figure da 5.58 a 5.60 presentano una forma grafica della mappa motore: la 5.58 è la mappa nel suo complesso, in cui la colorazione blu e rossa indica rispettivamente un errore positivo e negativo nella stima della % di O2 presente in camera. Le 5.59 e 5.60 riportano, separatamente per una miglior leggibilità, i valori di tale errore per ogni punto.

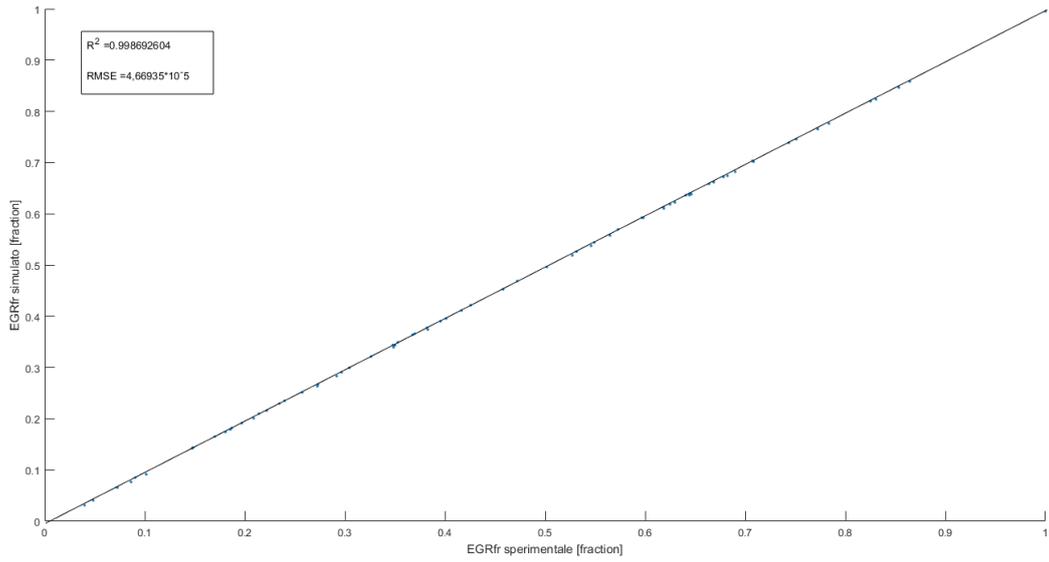


Figura 5.4 frazione EGR sperimentale (x) vs frazione EGR simulata (y) con valori di R^2 e RMSE

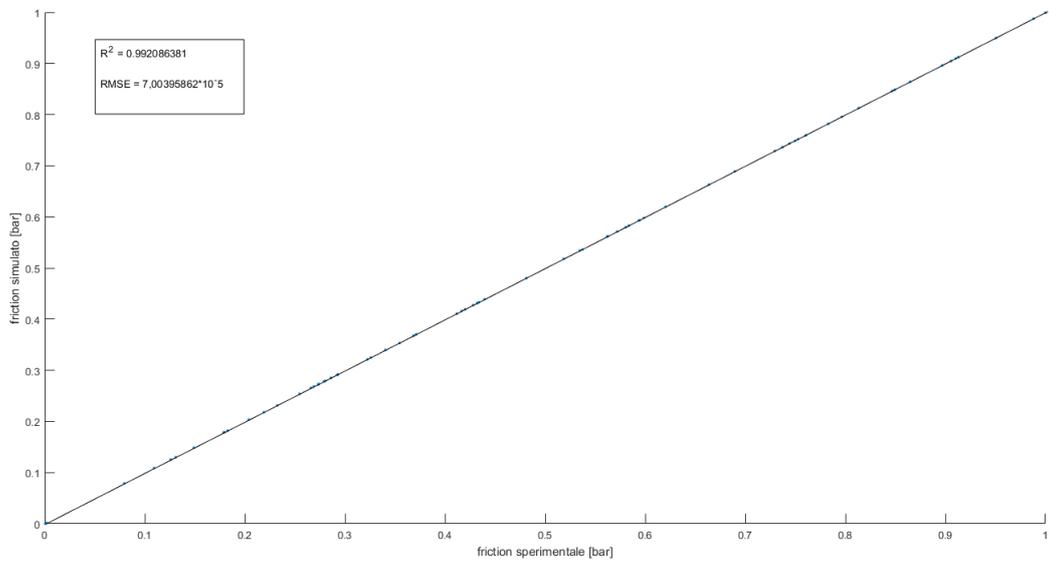


Figura 5.5 attriti sperimentali (x) vs attriti simulati (y) con valori di R^2 e RMSE

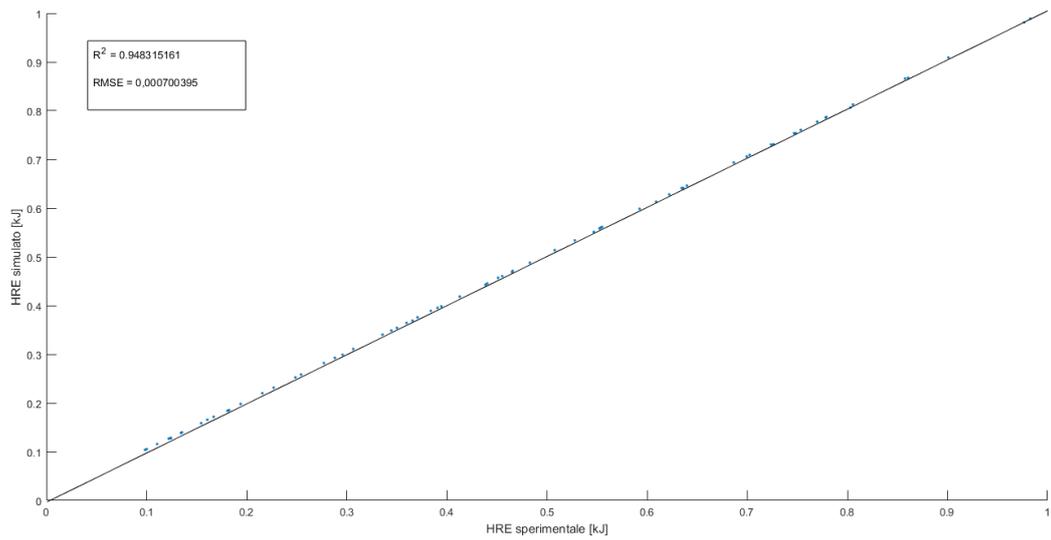


Figura 5.6 integrale del rilascio termico sperimentale (x) vs integrale del rilascio termico simulato (y) con valori di R^2 e RMSE

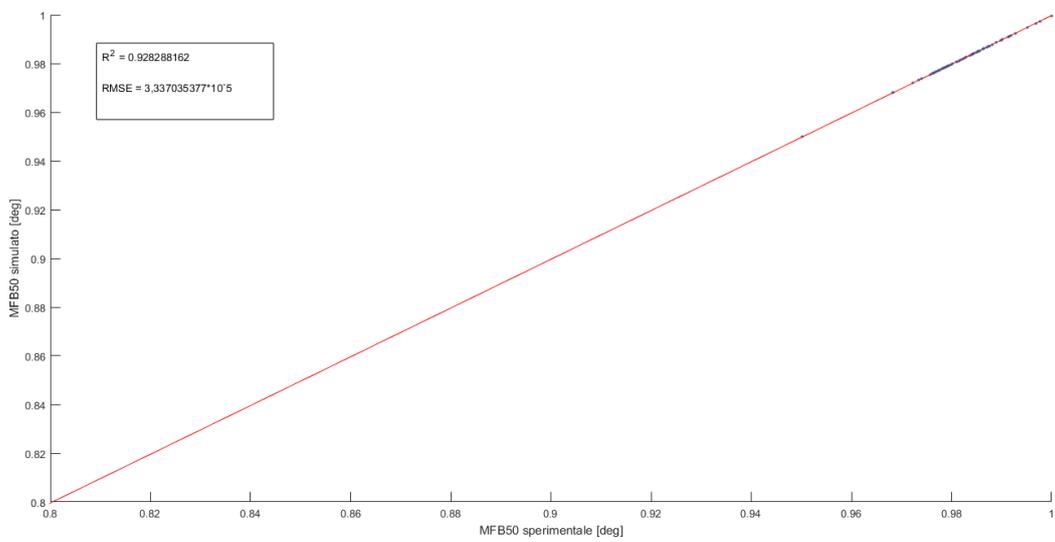


Figura 5.7 MFB50 sperimentale (x) vs MFB50 simulata (y) con valori di R^2 e RMSE

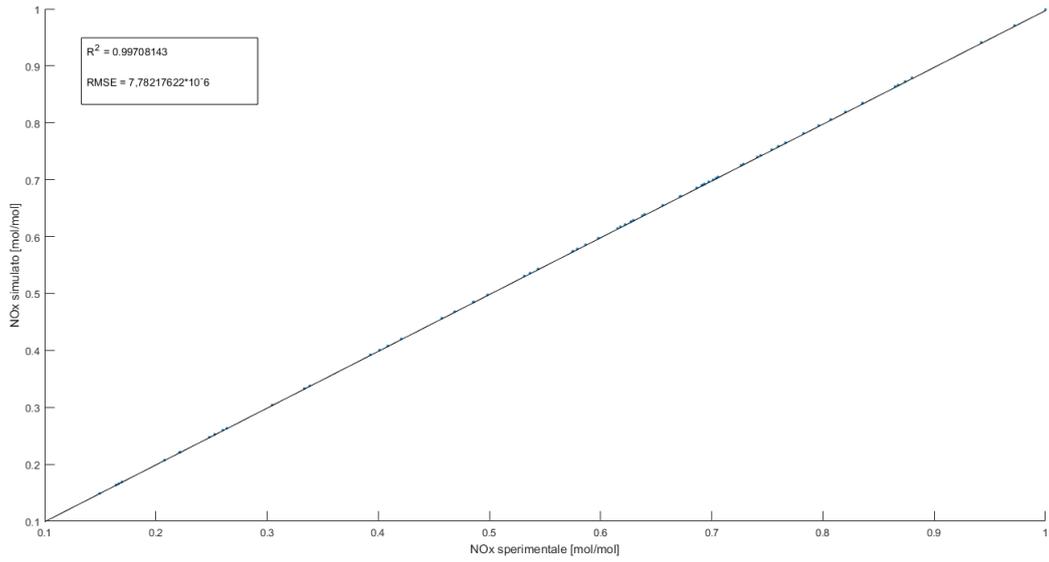


Figura 5.8 concentrazione NOx sperimentale (x) vs concentrazione NOx simulata (y) con valori di R² e RMSE

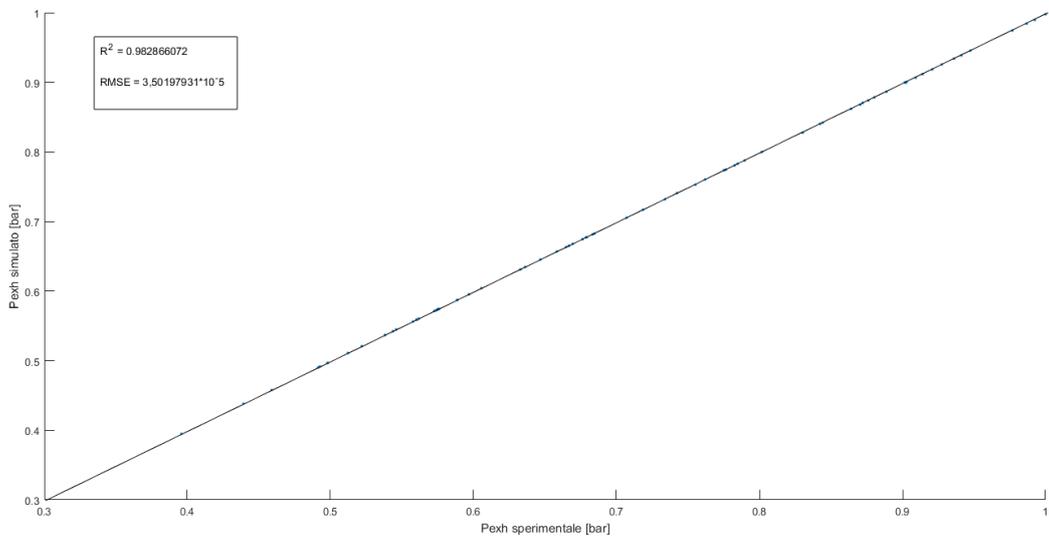


Figura 5.9 pressione di scarico sperimentale (x) vs pressione di scarico simulata (y) con valori di R² e RMSE

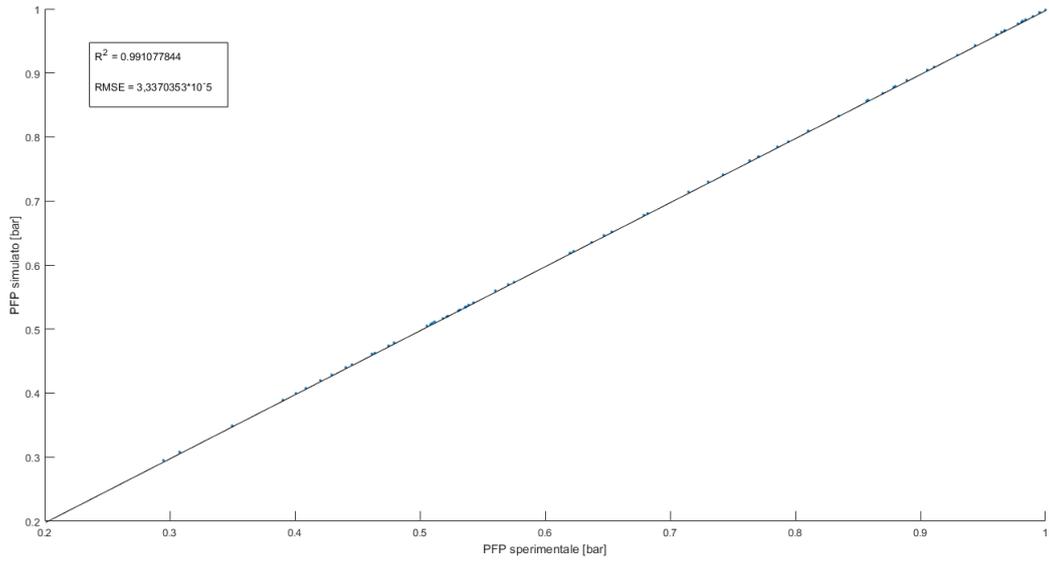


Figura 5.10 PFP sperimentale (x) vs PFP simulata (y) con valori di R^2 e RMSE

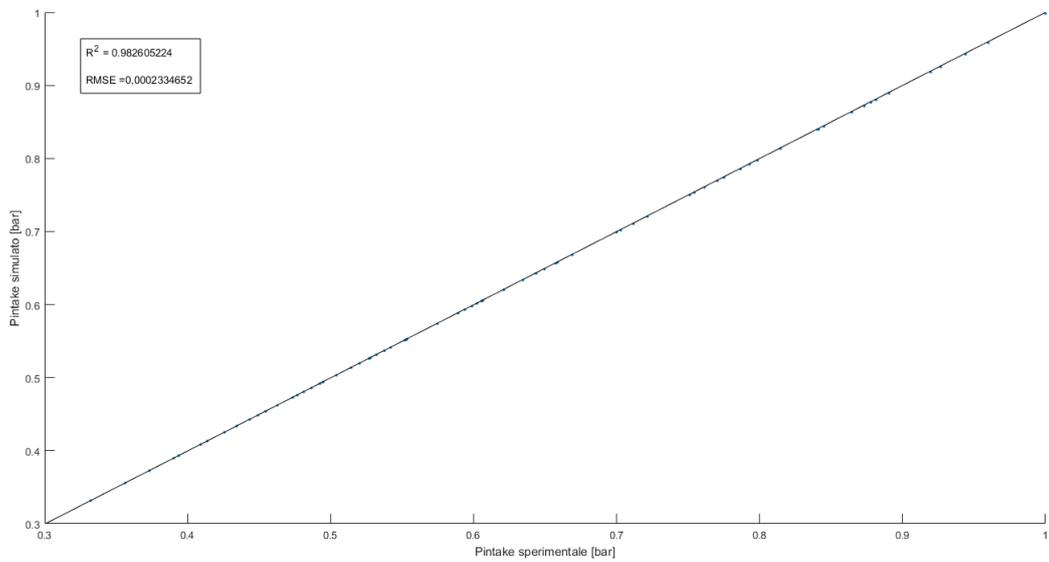


Figura 5.11 pressione aspirazione sperimentale (x) vs pressione aspirazione simulata (y) con valori di R^2 e RMSE

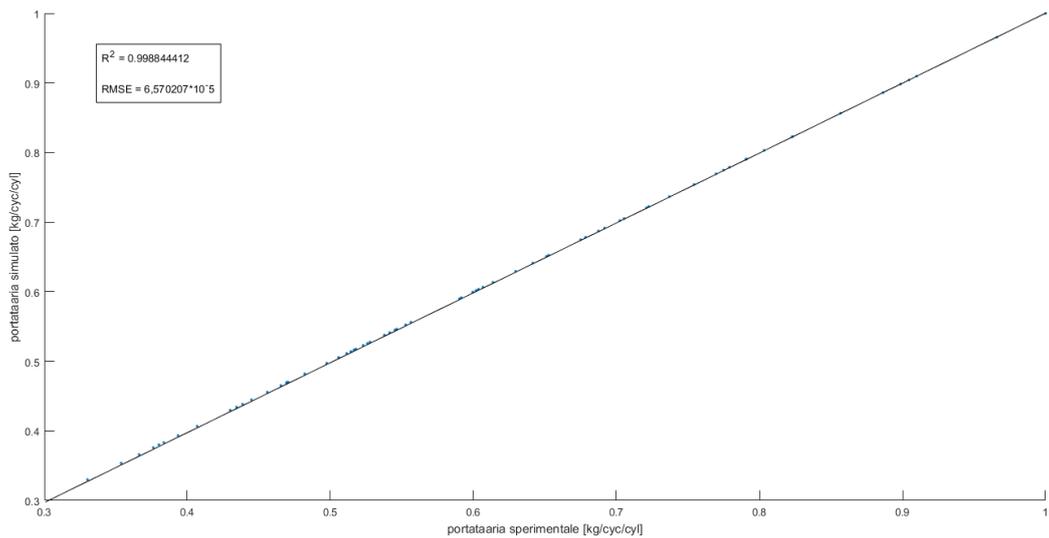


Figura 5.12 portata d'aria sperimentale (x) vs portata d'aria simulata (y) con valori di R² e RMSE

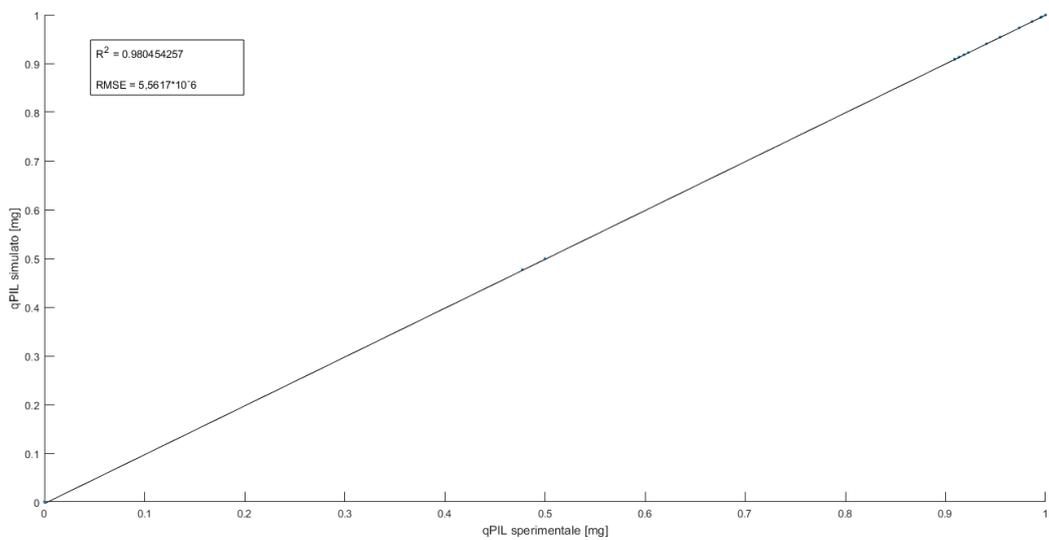


Figura 5.13 quantità iniezione pilota sperimentale (x) vs quantità iniezione pilota simulata (y) con valori di R² e RMSE

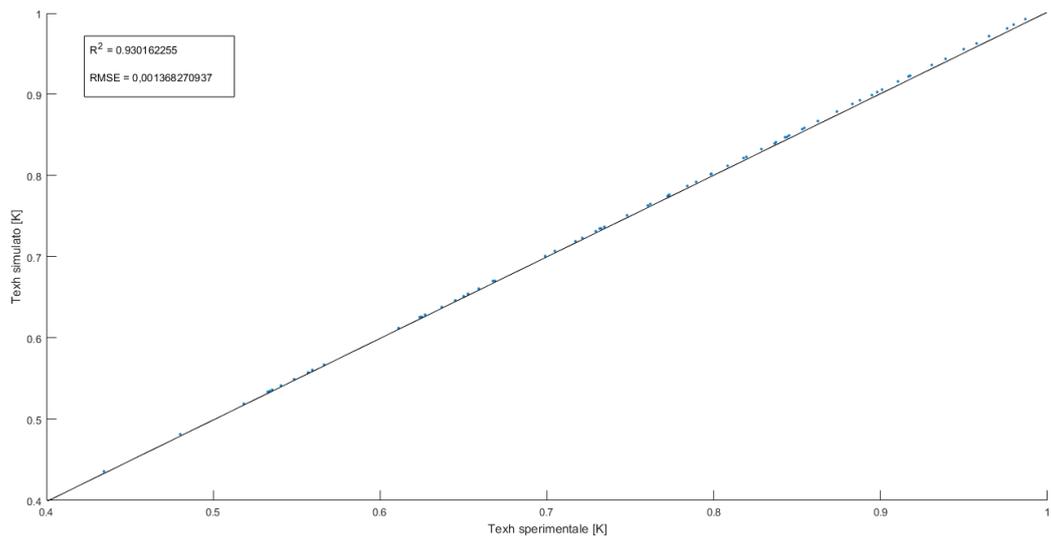


Figura 5.14 temperatura di scarico sperimentale (x) vs temperatura di scarico simulata (y) con valori di R^2 e RMSE

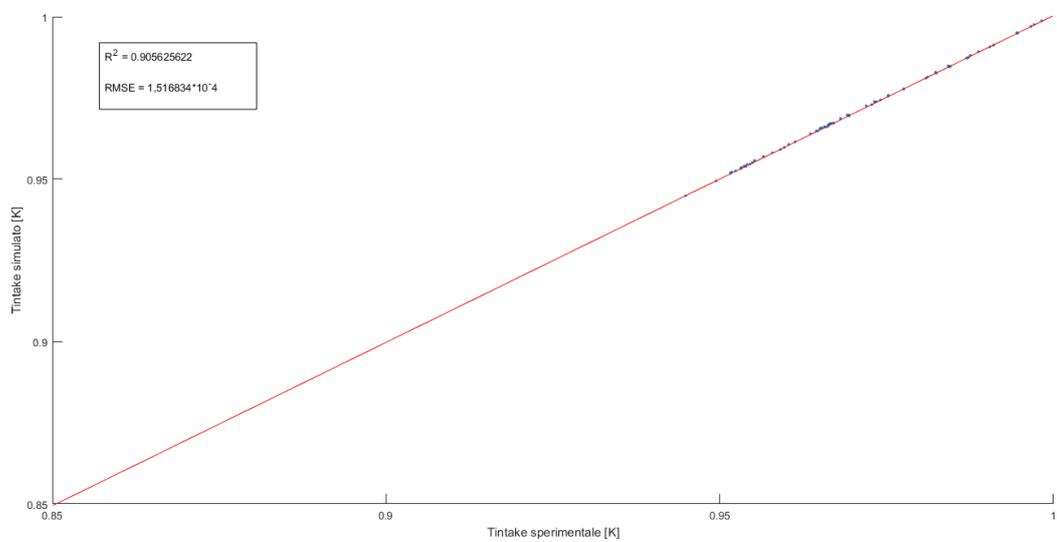


Figura 5.15 temperatura di aspirazione sperimentale (x) vs temperatura di aspirazione simulata (y) con valori di R^2 e RMSE

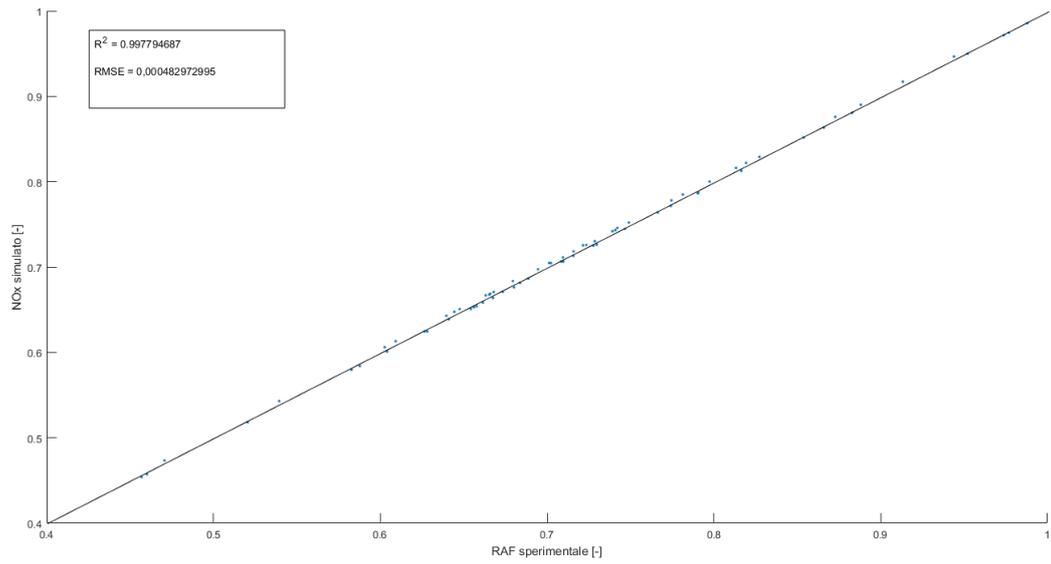


Figura 5.16 rapporto aria/combustibile sperimentale (x) vs rapporto aria/combustibile simulato (y) con valori di R^2 e RMSE

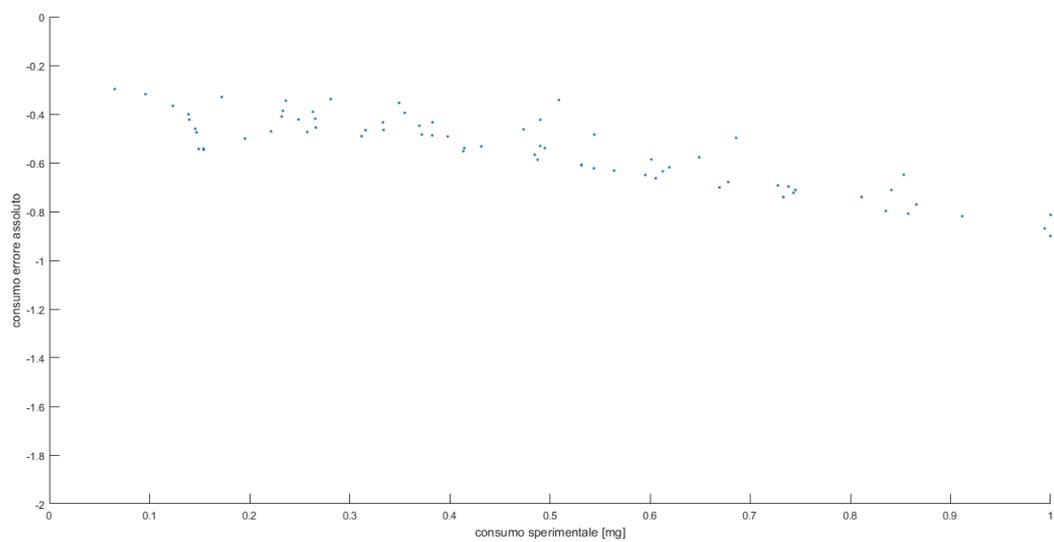


Figura 5.17 consumo sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

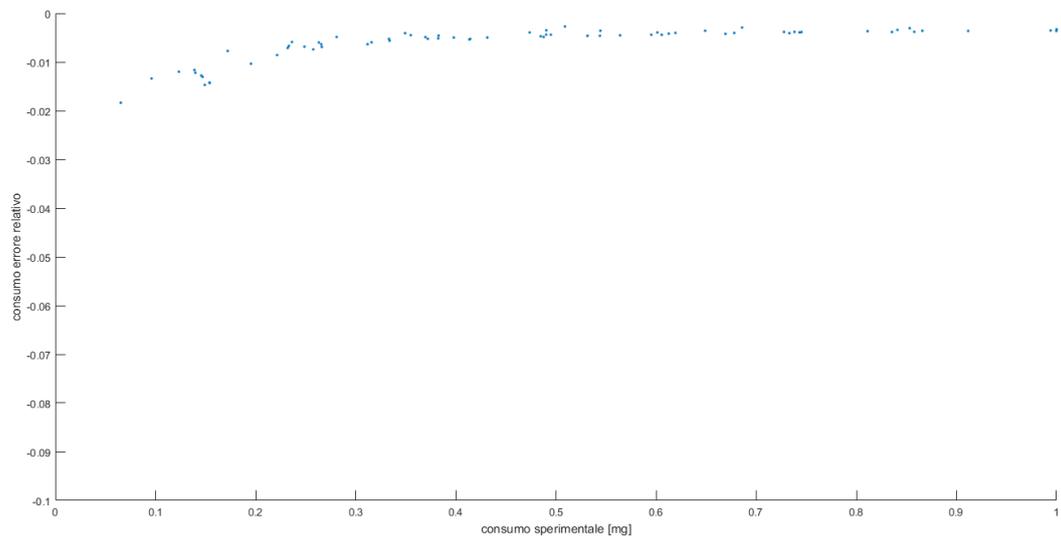


Figura 5.18 consumo sperimentale (x) vs errore relativo (y)

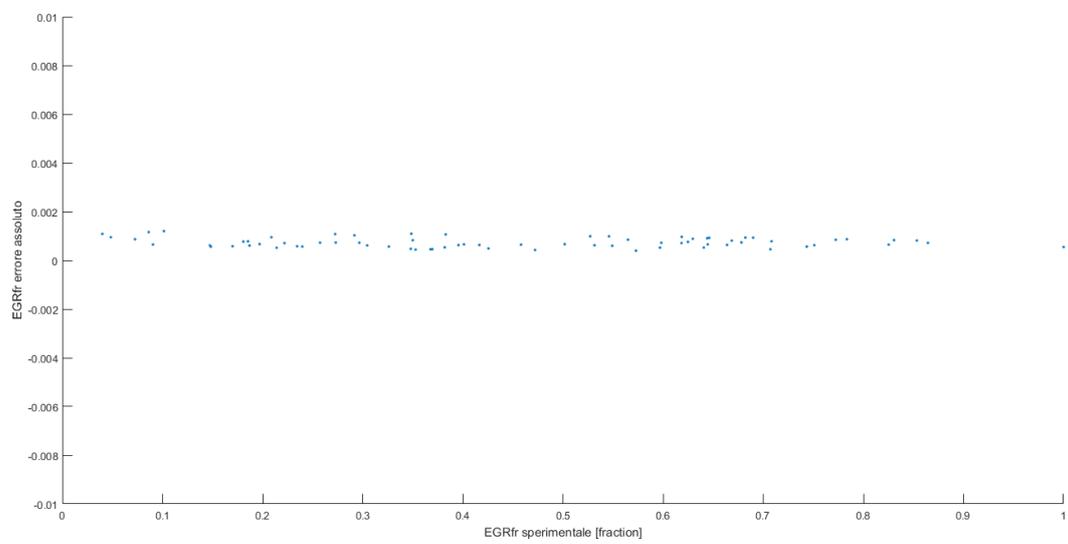


Figura 5.19 frazione EGR sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

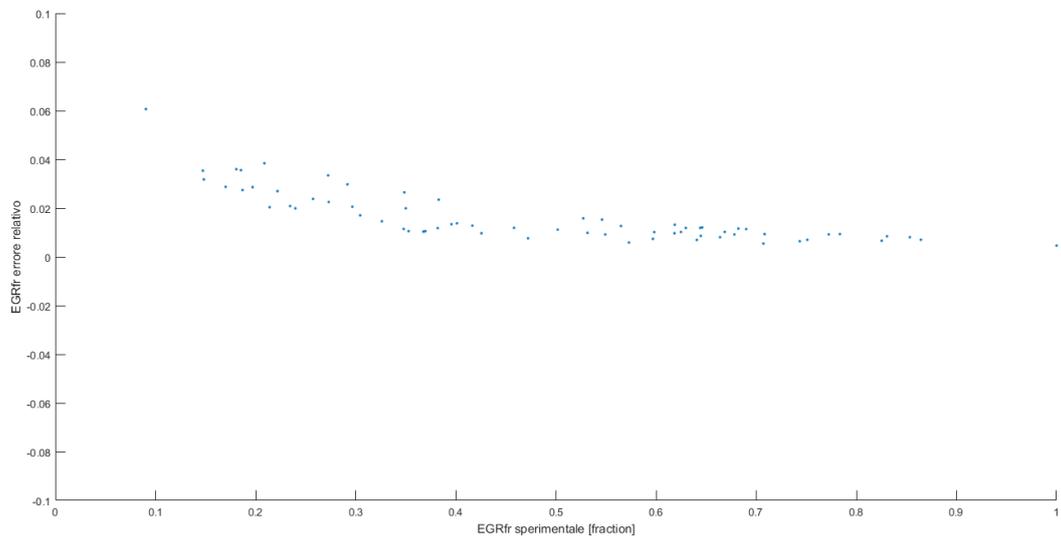


Figura 5.20 frazione EGR sperimentale (x) vs errore relativo (y)

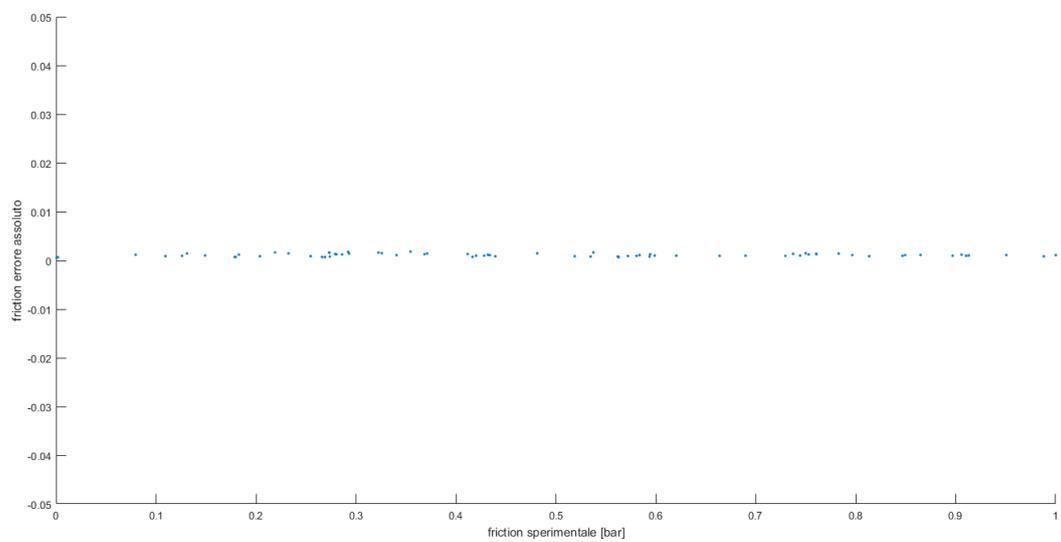


Figura 5.21 attriti sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

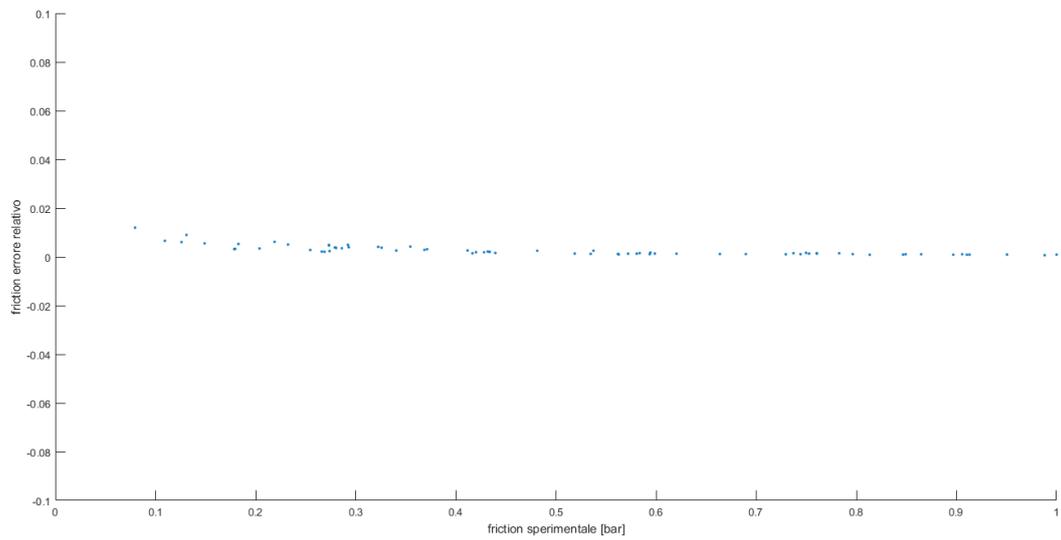


Figura 5.22 attriti sperimentale (x) vs errore relativo (y)

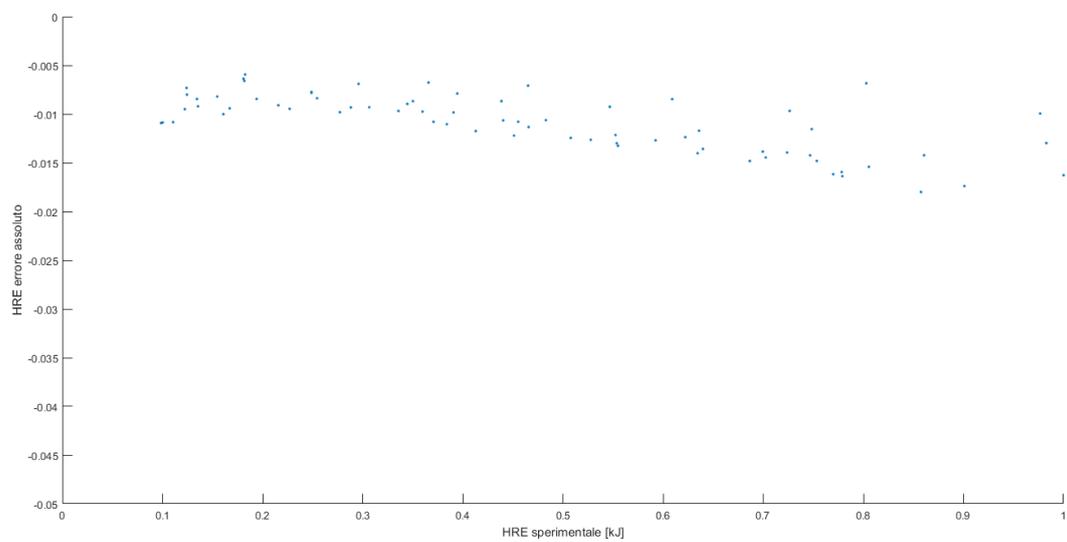


Figura 5.23 integrale rilascio termico sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

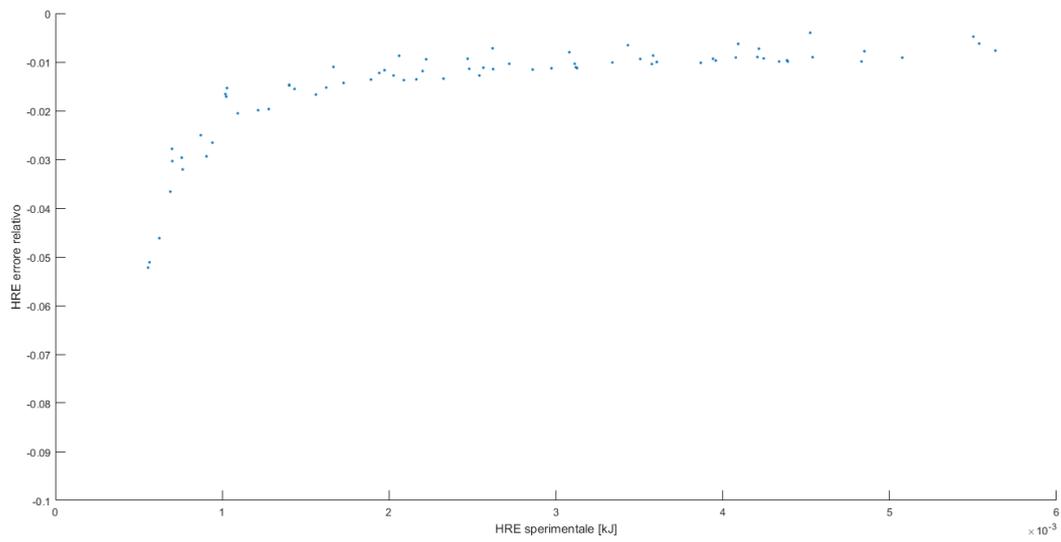


Figura 5.24 integrale rilascio termico sperimentale (x) vs errore relativo (y)

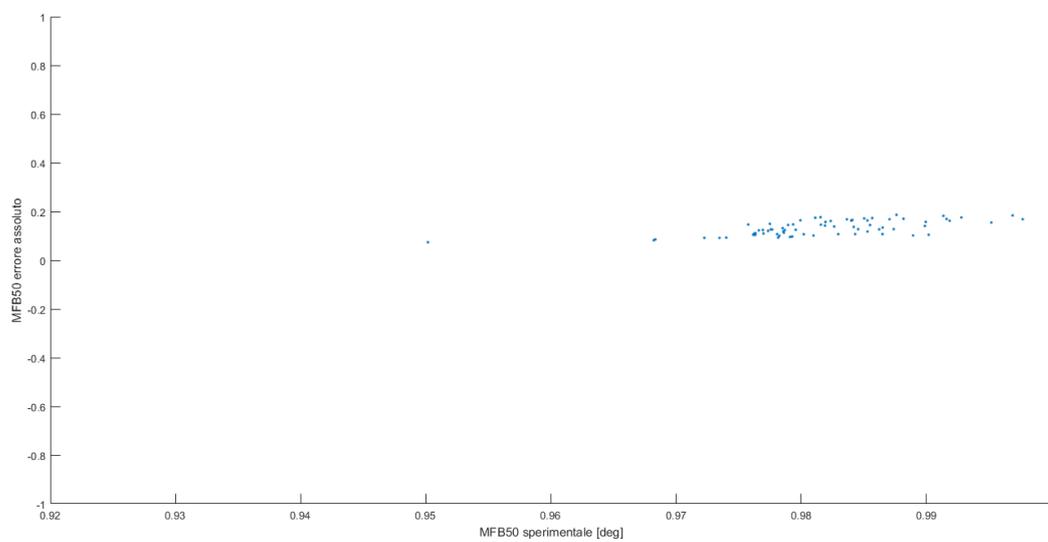


Figura 5.25 MFB50 termico sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

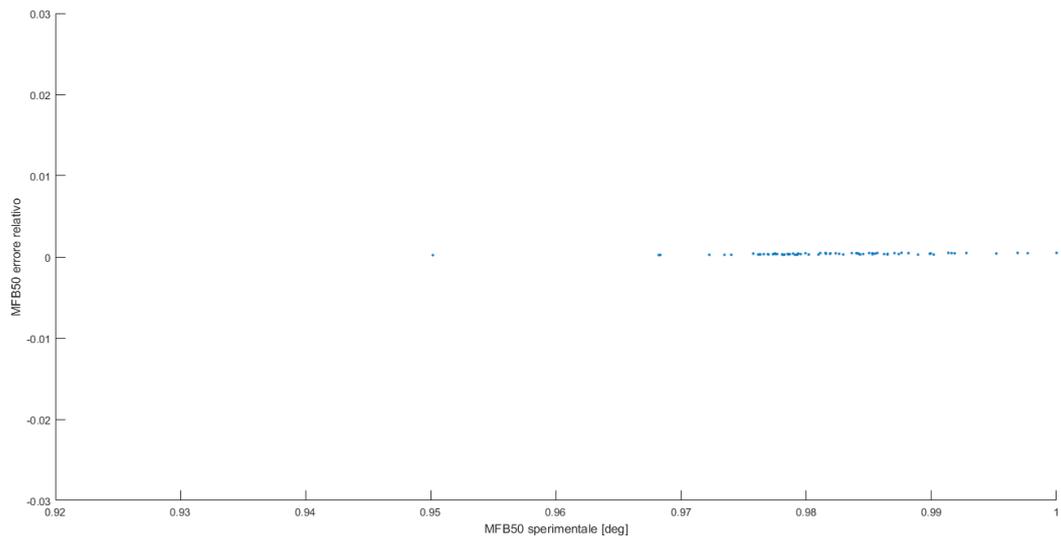


Figura 5.26 MFB50 termico sperimentale (x) vs errore relativo (y)

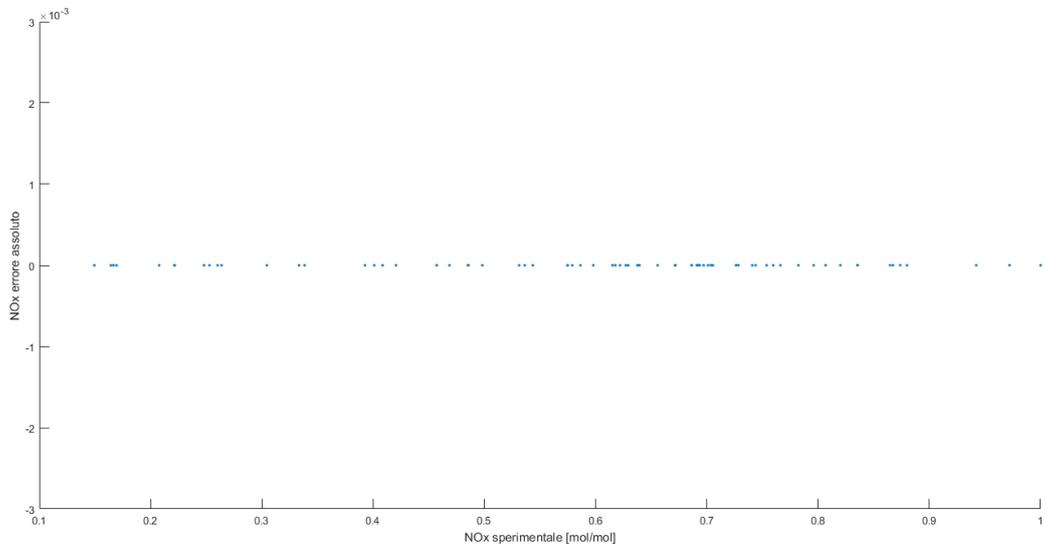


Figura 5.27 concentrazione NOx sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

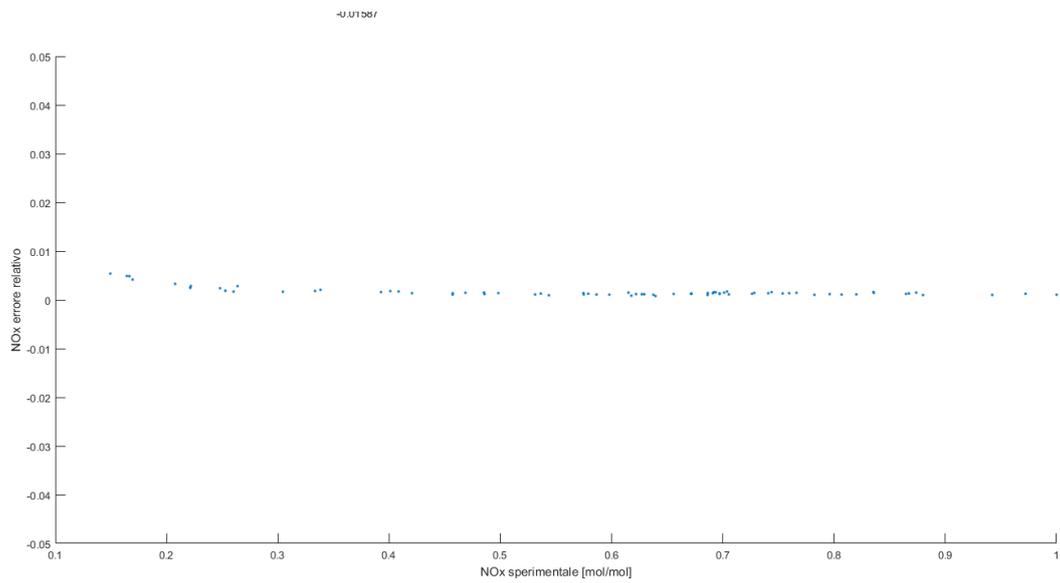


Figura 5.28 concentrazione NOx sperimentale (x) vs errore relativo (y)

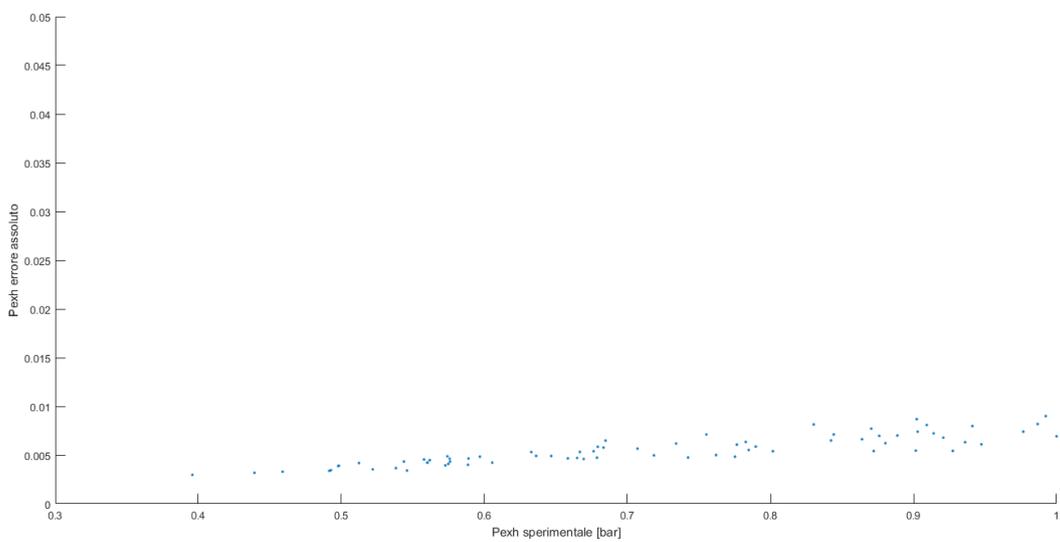


Figura 5.29 pressione di scarico sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

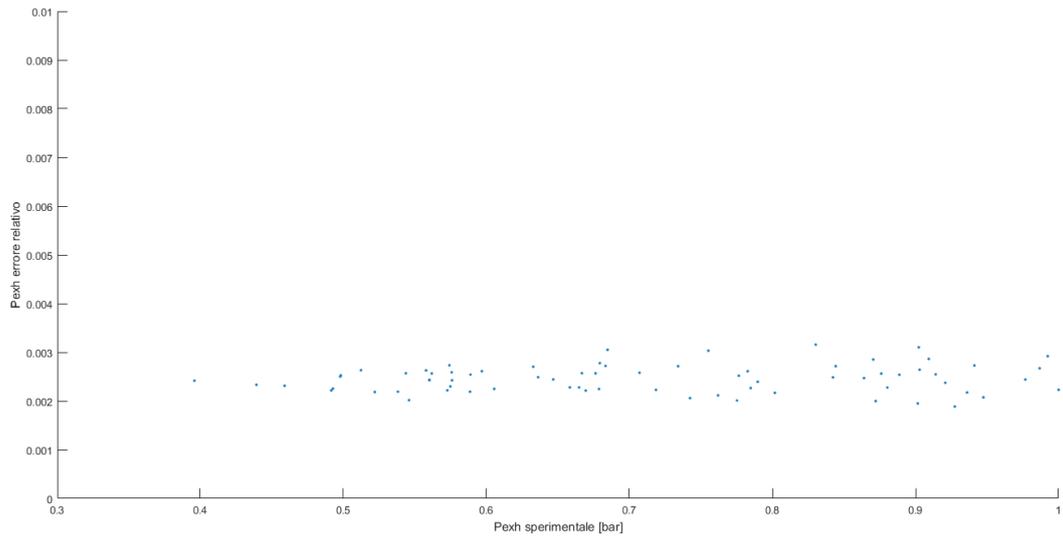


Figura 5.30 pressione di scarico sperimentale (x) vs errore relativo (y)

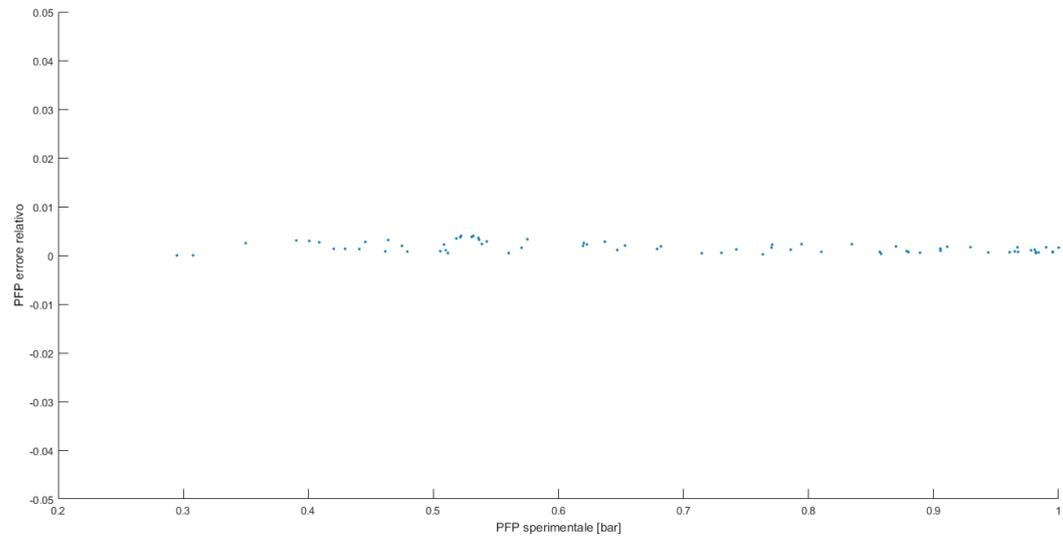


Figura 5.31 PFP sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

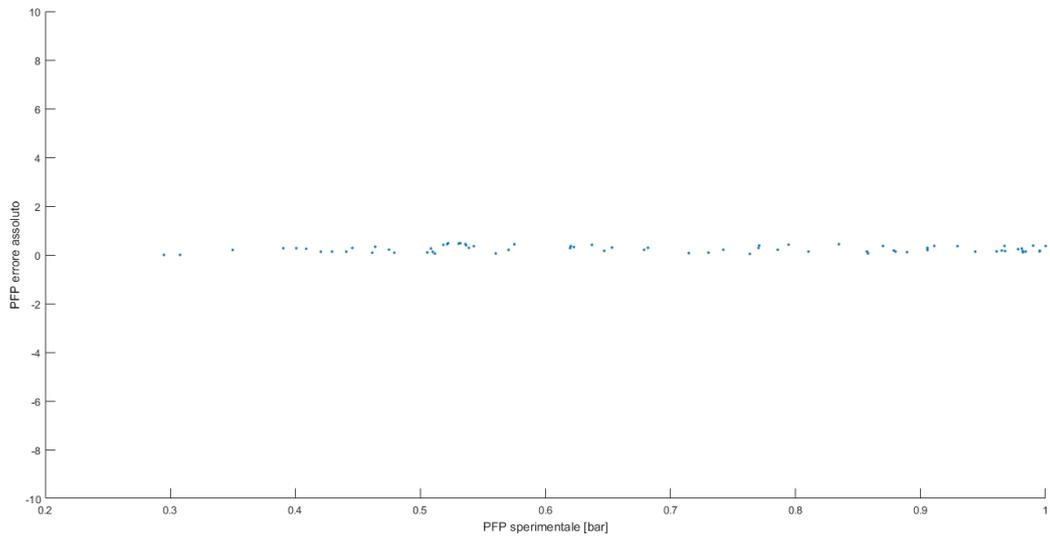


Figura 5.32 PFP sperimentale (x) vs errore relativo (y)

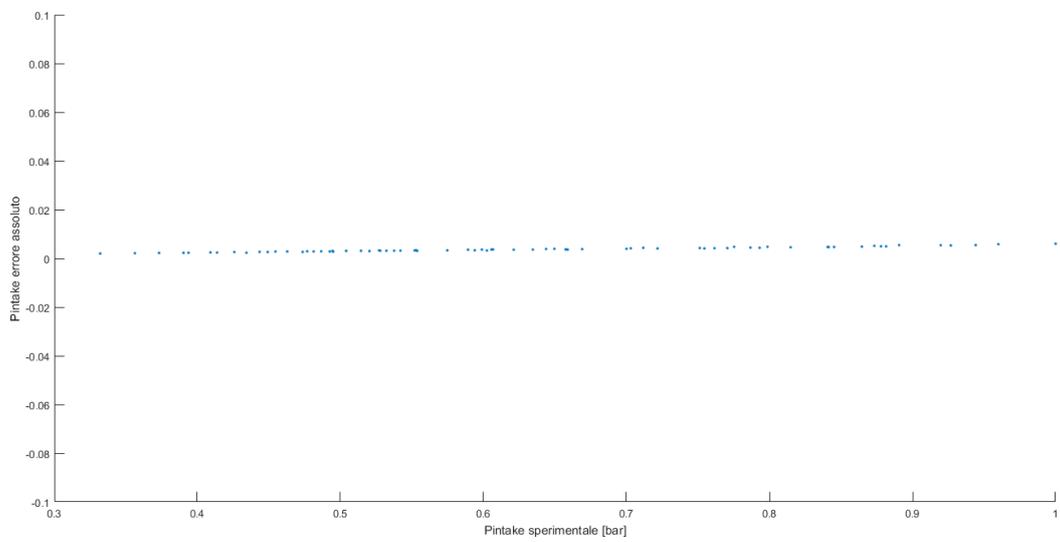


Figura 5.32 pressione aspirazione sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

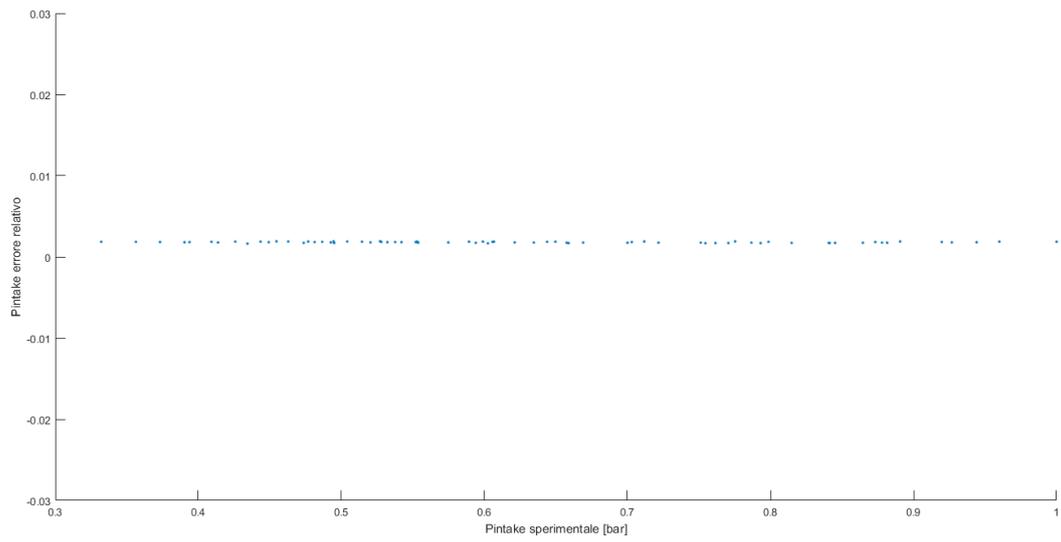


Figura 5.33 pressione aspirazione sperimentale (x) vs errore relativo (y)

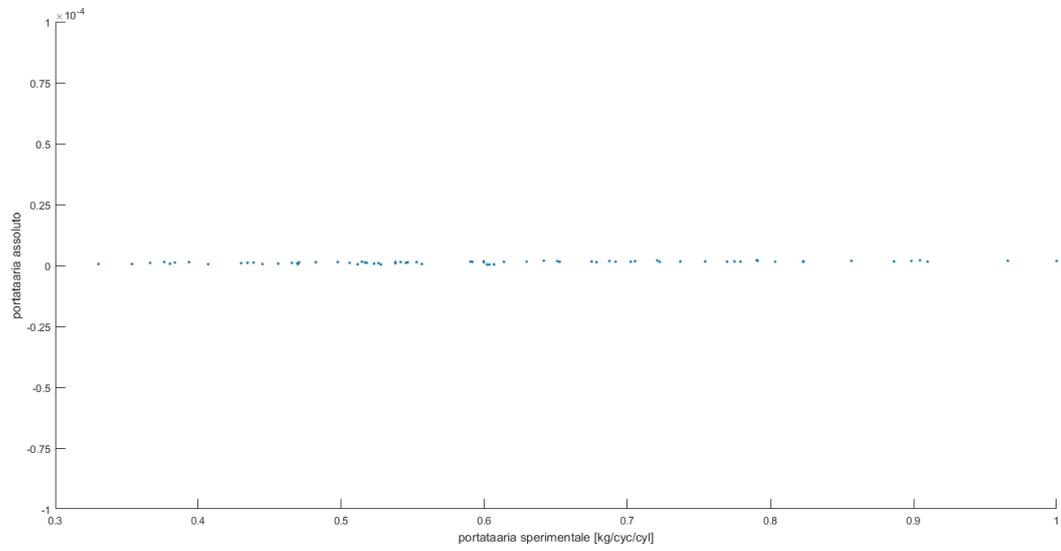


Figura 5.34 portata d'aria sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

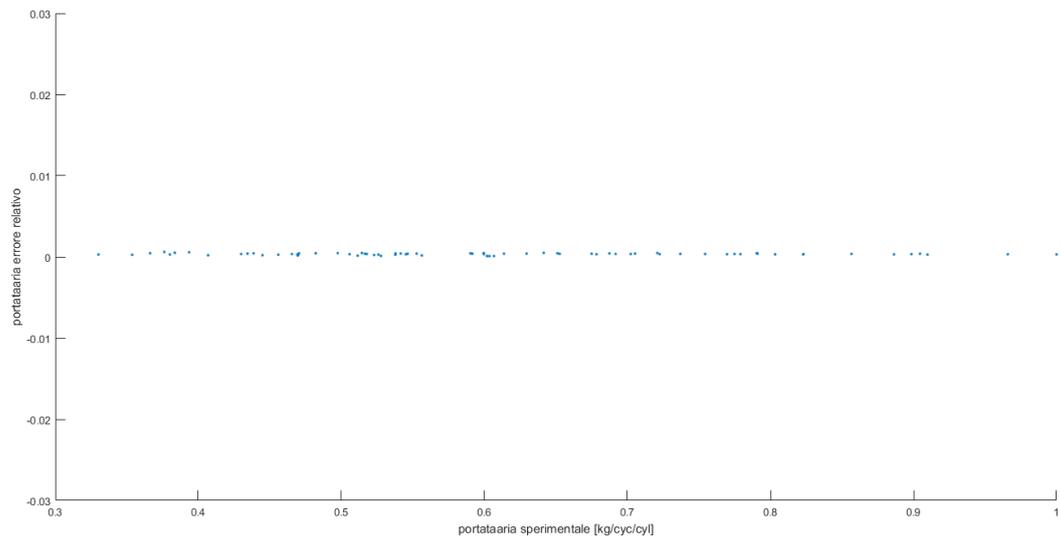


Figura 5.35 portata d'aria sperimentale (x) vs errore relativo (y)

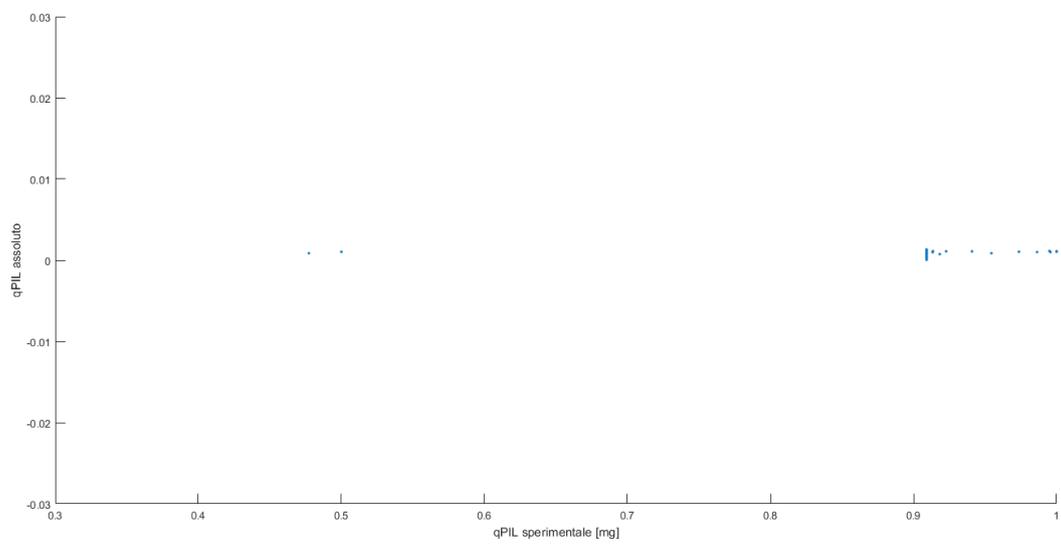


Figura 5.36 quantità iniezione pilota sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

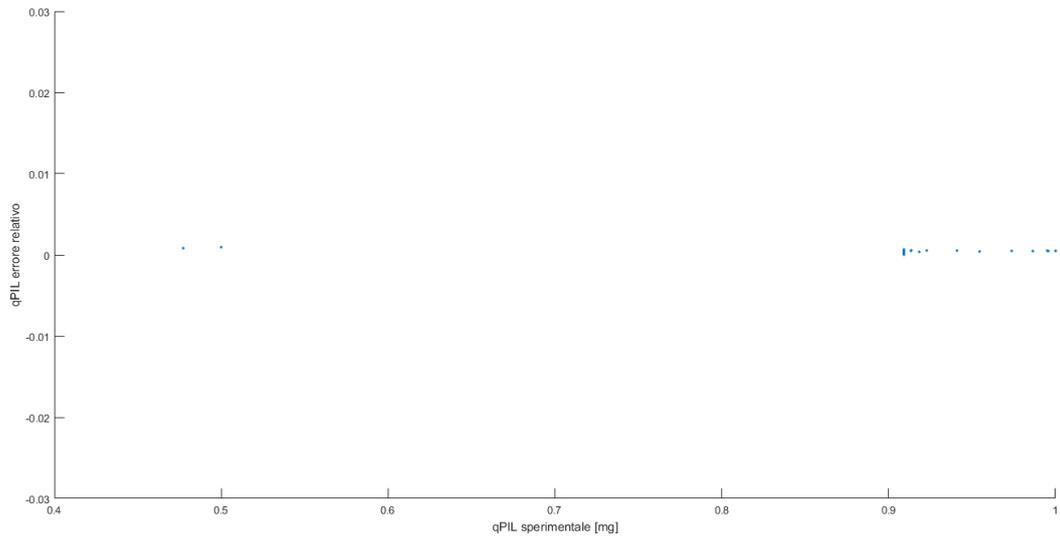


Figura 5.37 quantità iniezione pilota sperimentale (x) vs errore relativo (y)

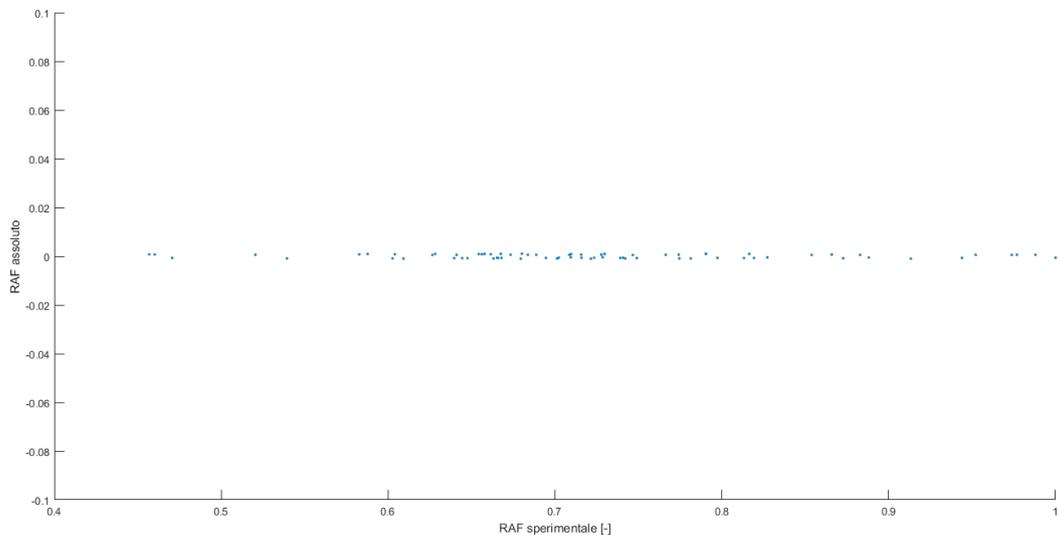


Figura 5.38 rapporto aria/combustibile sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

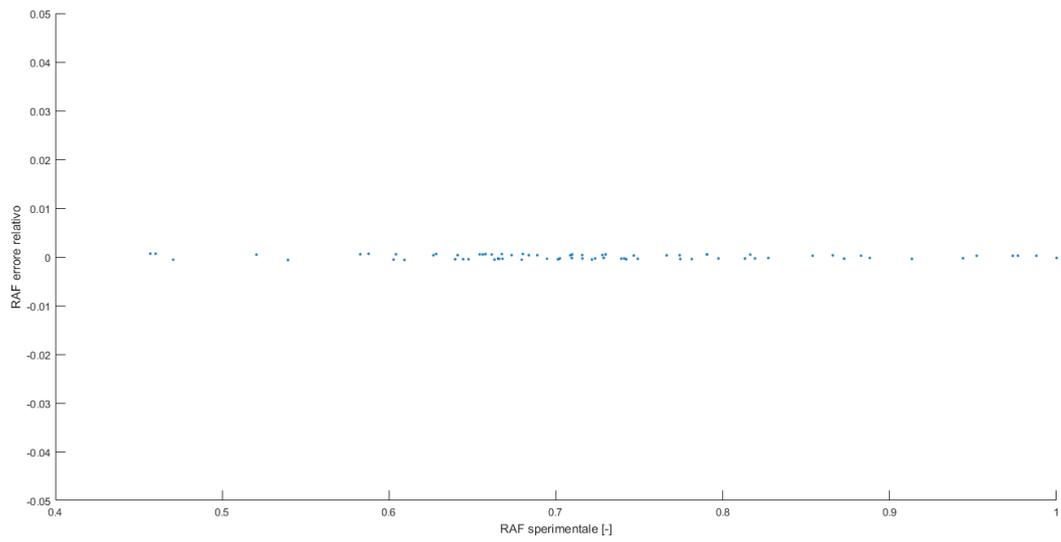


Figura 5.39 rapporto aria/combustibile sperimentale (x) vs errore relativo (y)

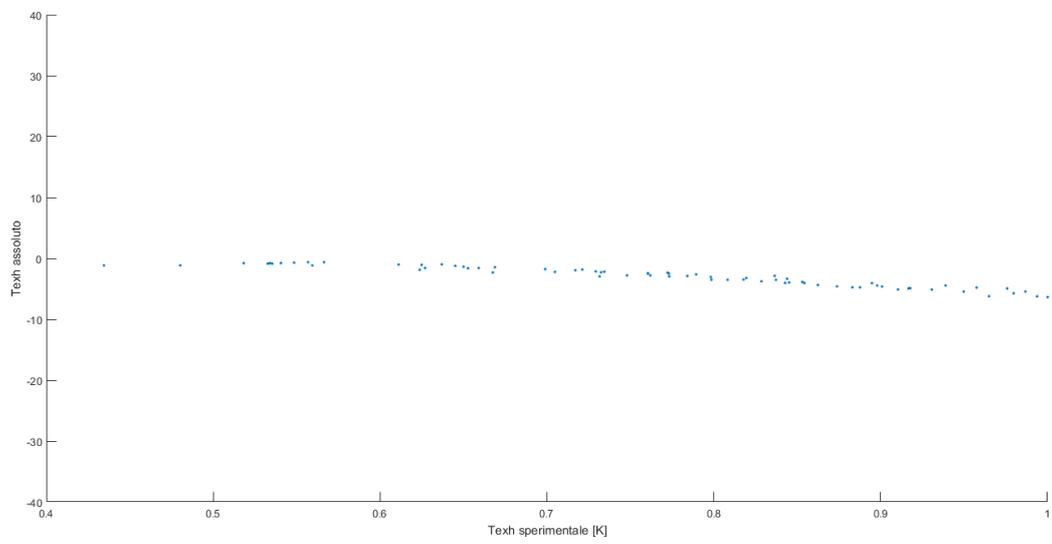


Figura 5.40 temperatura scarico sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

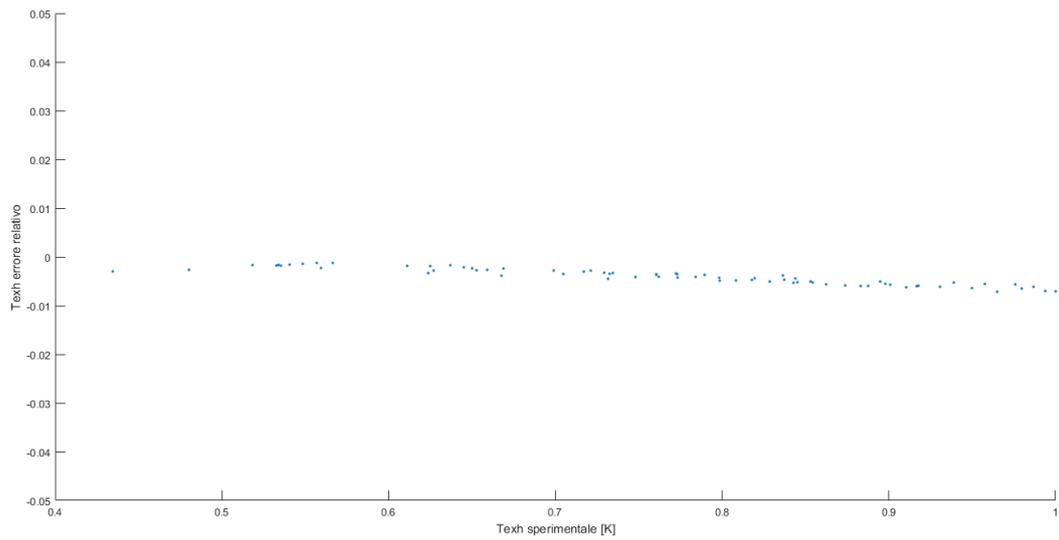


Figura 5.41 temperatura scarico sperimentale (x) vs errore relativo (y)

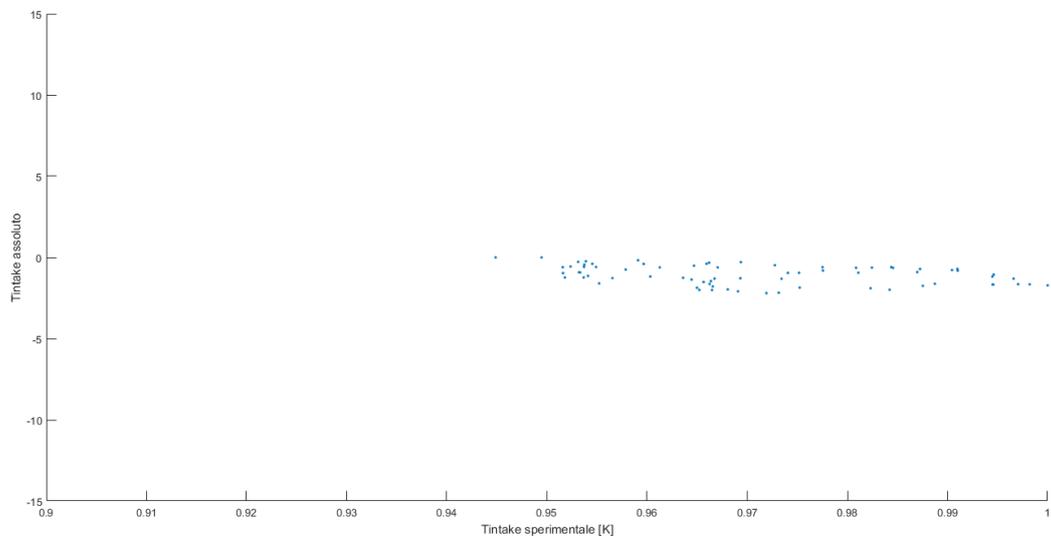


Figura 5.42 temperatura aspirazione sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

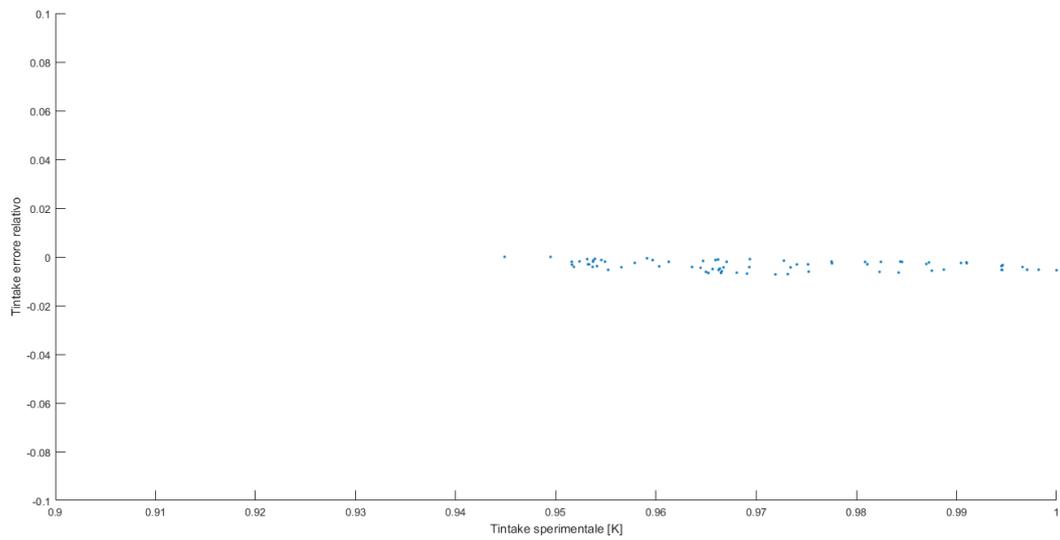


Figura 5.43 temperatura aspirazione sperimentale (x) vs errore relativo (y)

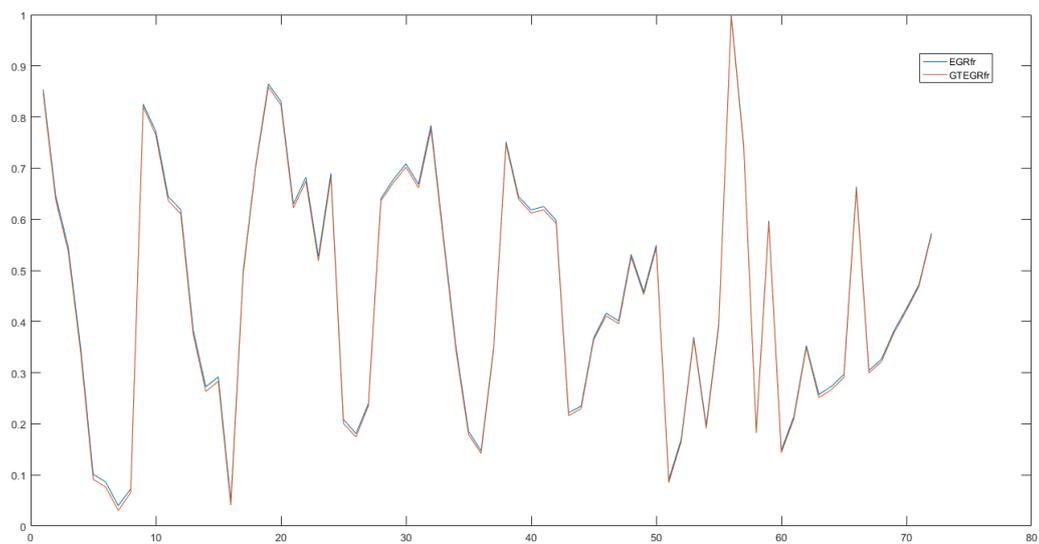


Figura 5.44 sovrapposizione degli andamenti di EGR

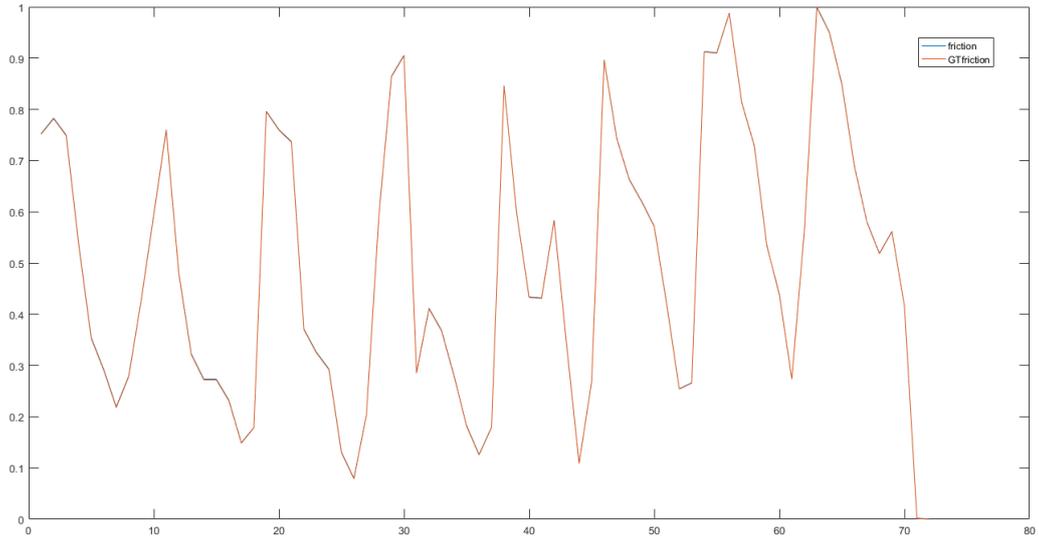


Figura 5.45 sovrapposizione degli andamenti degli attriti

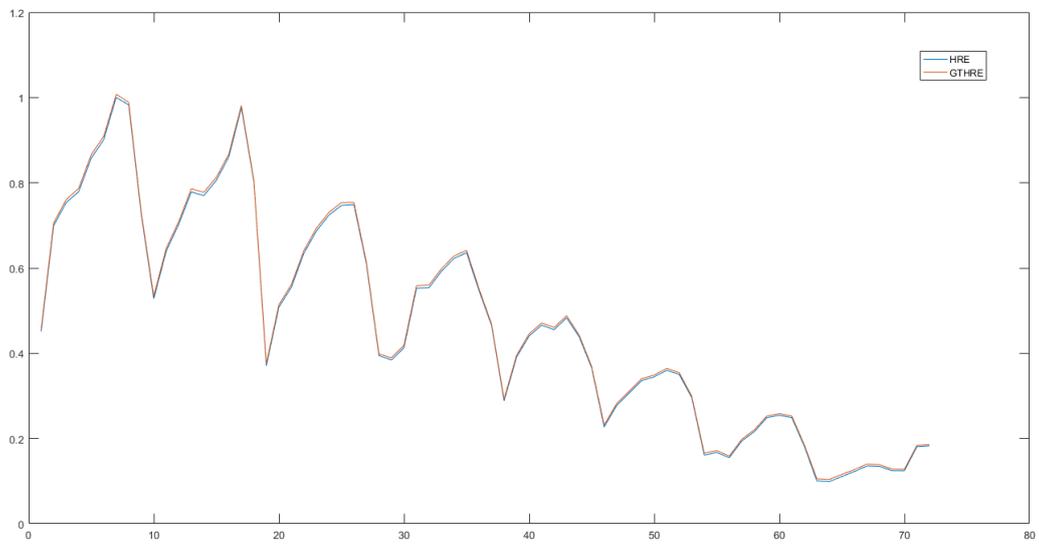


Figura 5.46 sovrapposizione degli andamenti dell'integrale di rilascio termico

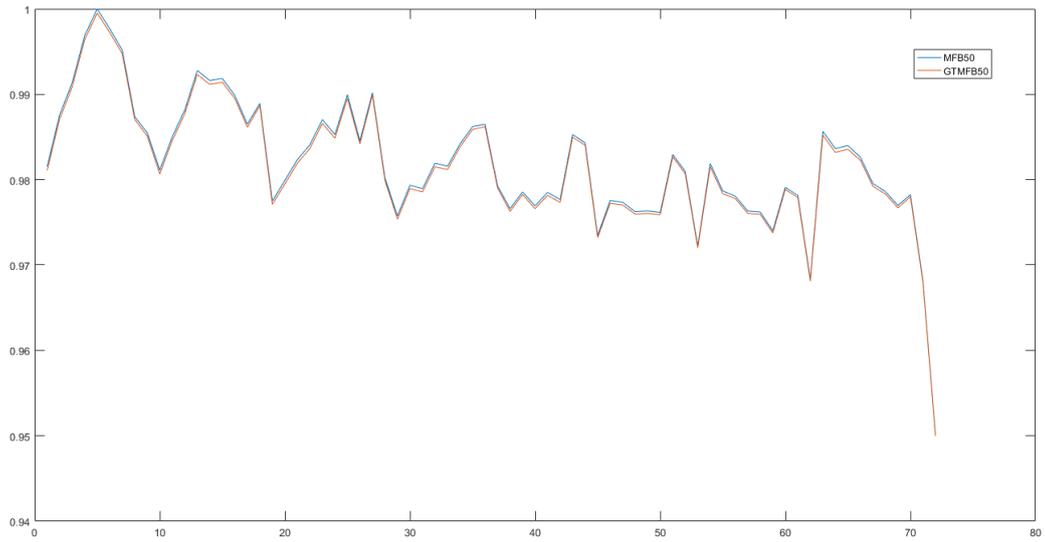


Figura 5.46 sovrapposizione degli andamenti di MFB50

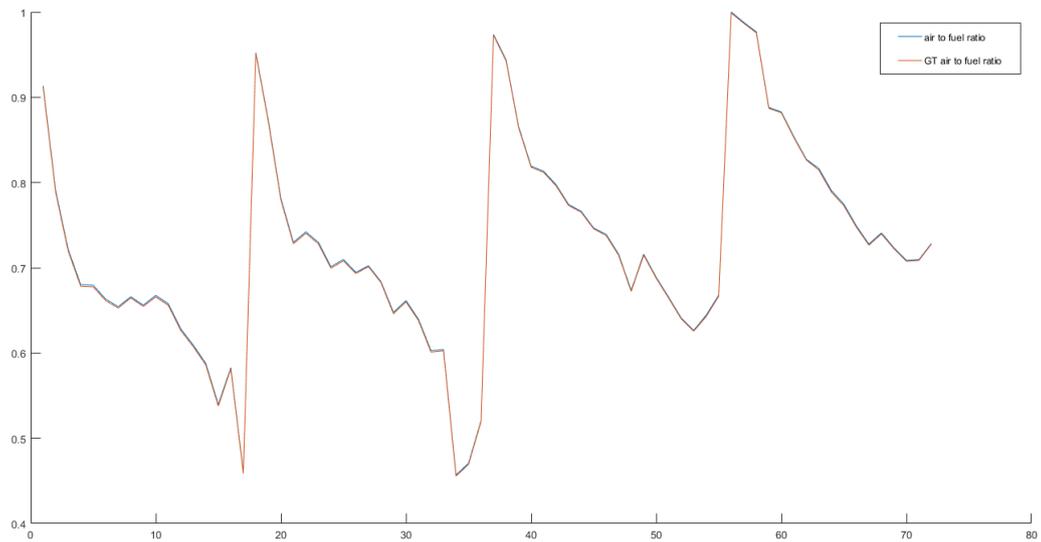


Figura 5.47 sovrapposizione degli andamenti del rapporto aria/combustibile

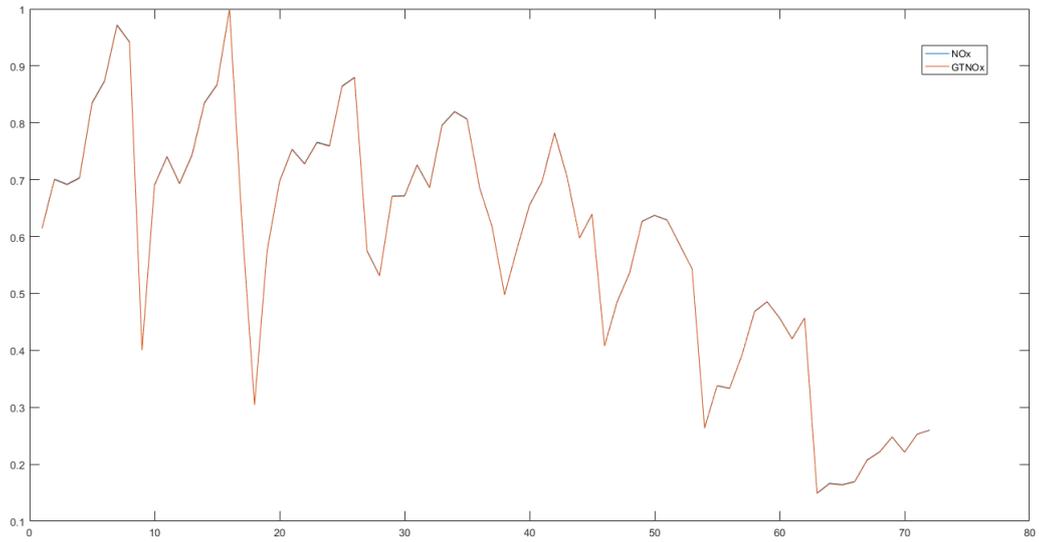


Figura 5.48 sovrapposizione degli andamenti della concentrazione di NOx

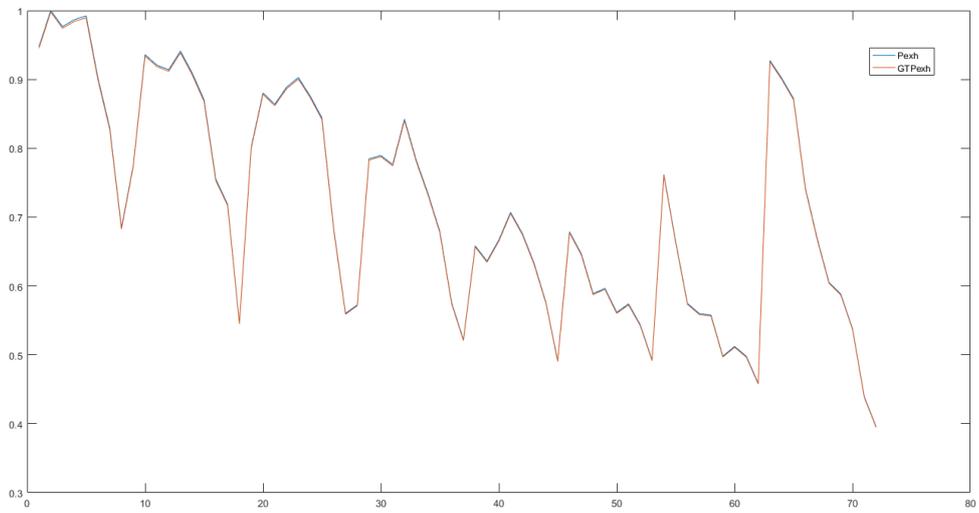


Figura 5.49 sovrapposizione degli andamenti della pressione di scarico

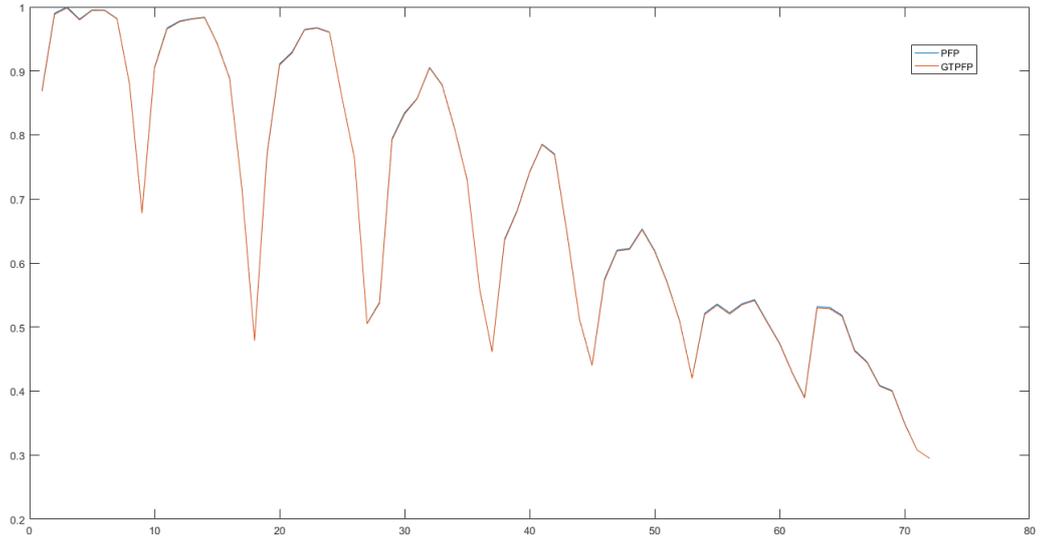


Figura 5.50 sovrapposizione degli andamenti di PFP

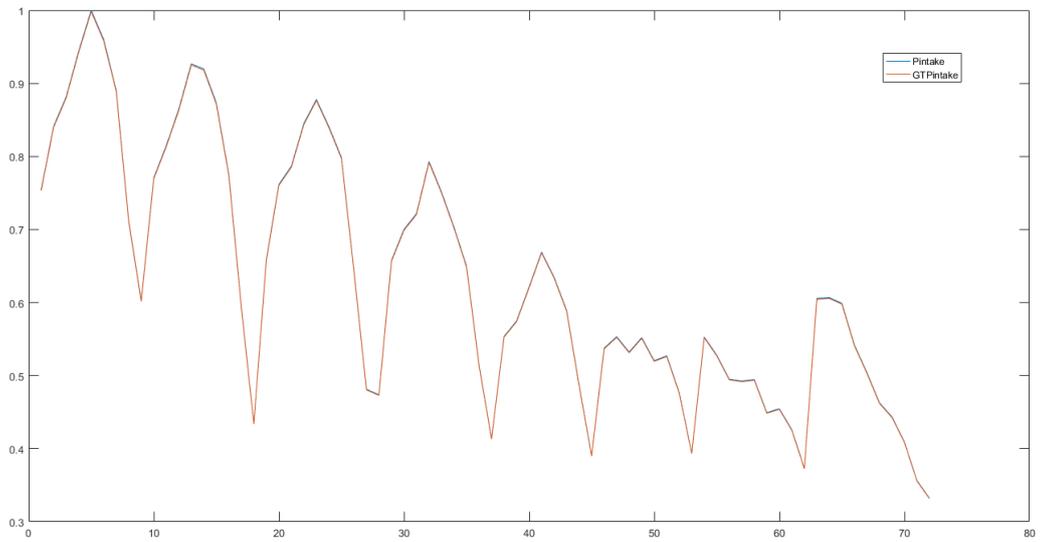


Figura 5.51 sovrapposizione degli andamenti della pressione di aspirazione

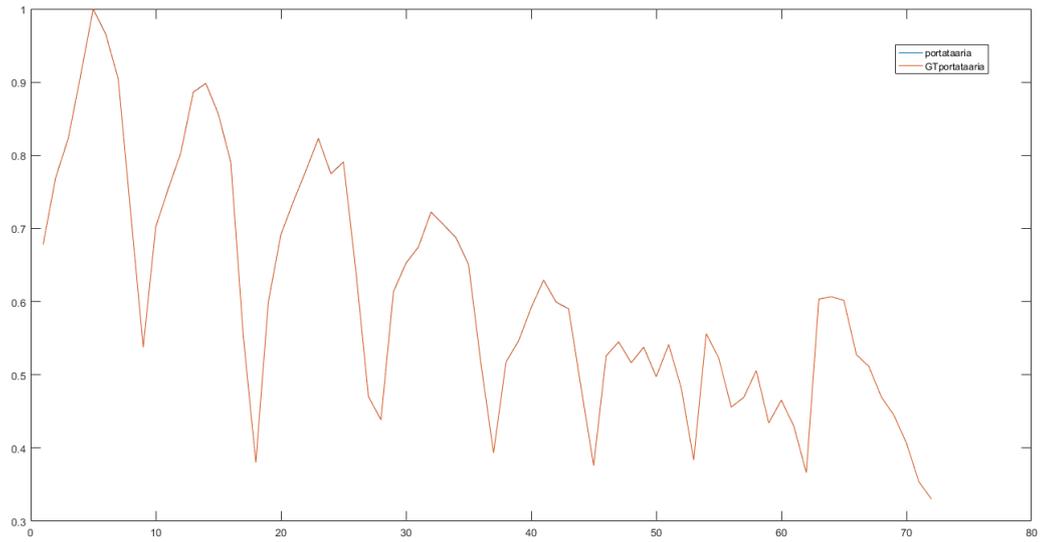


Figura 5.52 sovrapposizione degli andamenti di portata d'aria

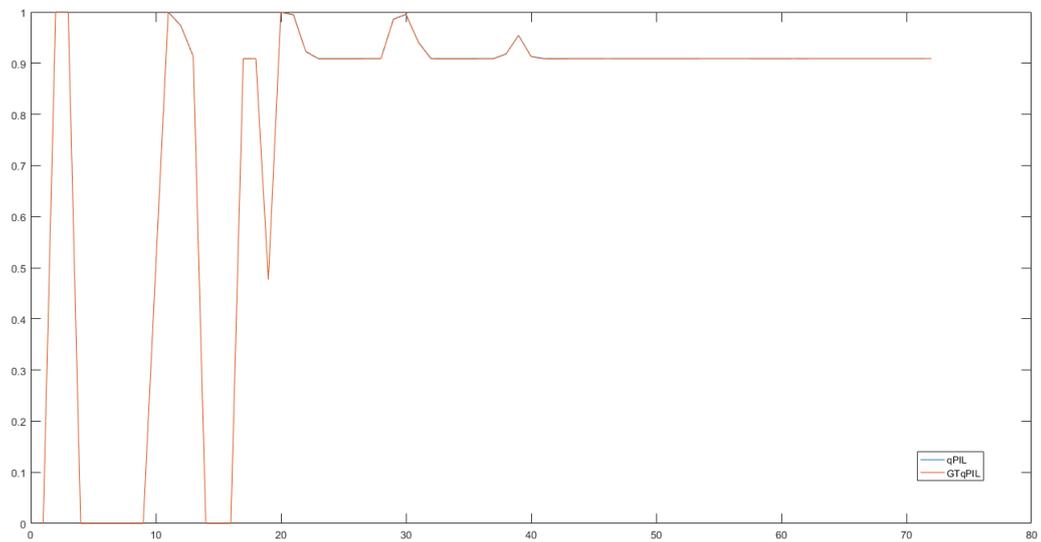


Figura 5.53 sovrapposizione degli andamenti di quantità dell'iniezione pilota

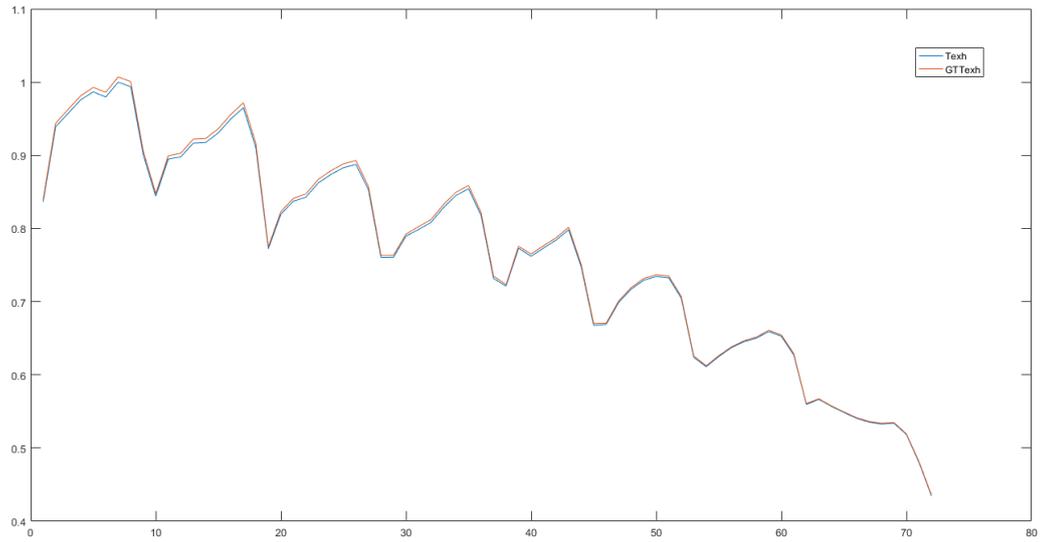


Figura 5.54 sovrapposizione degli andamenti della temperatura di scarico

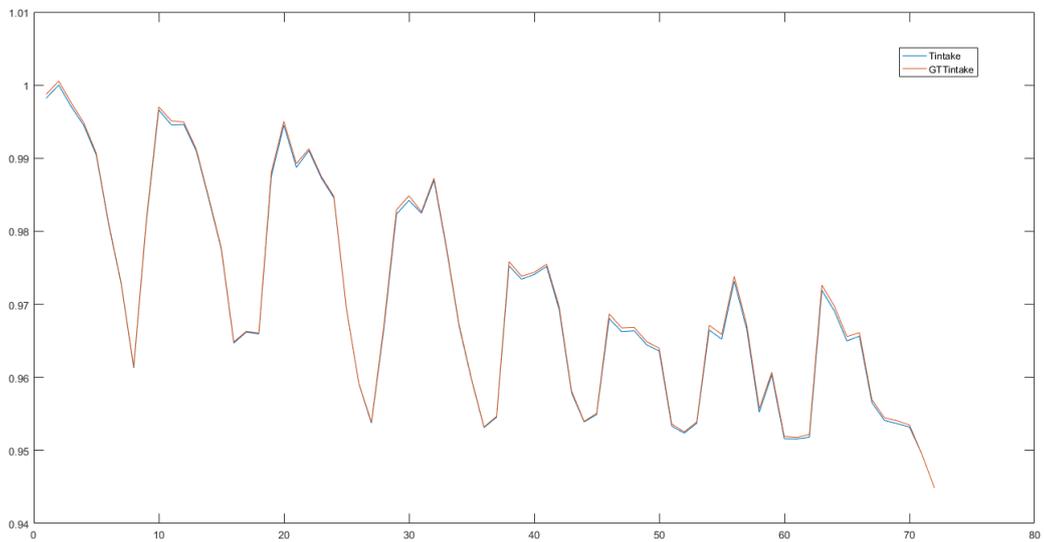


Figura 5.55 sovrapposizione degli andamenti della temperatura di aspirazione

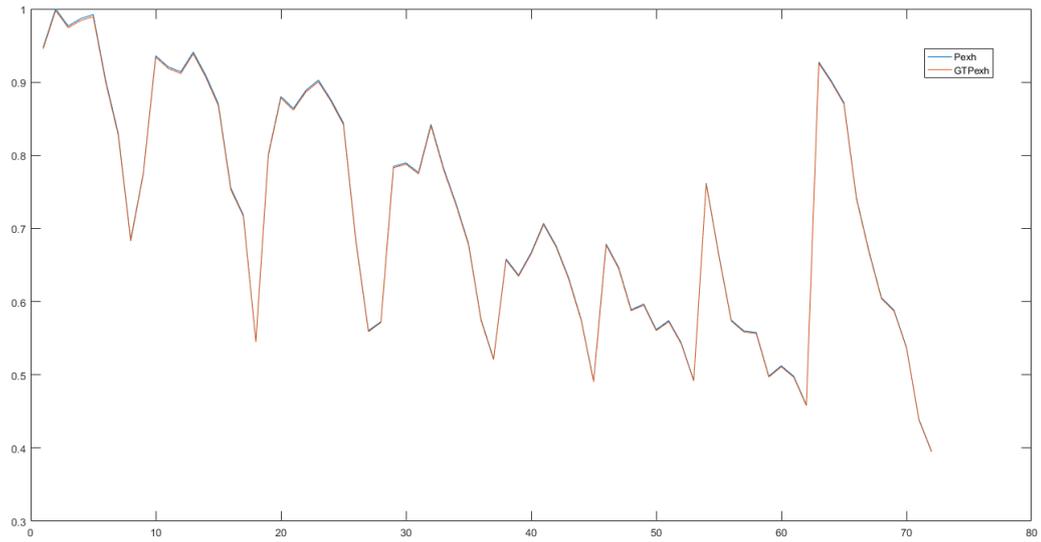


Figura 5.56 sovrapposizione degli andamenti della pressione di scarico

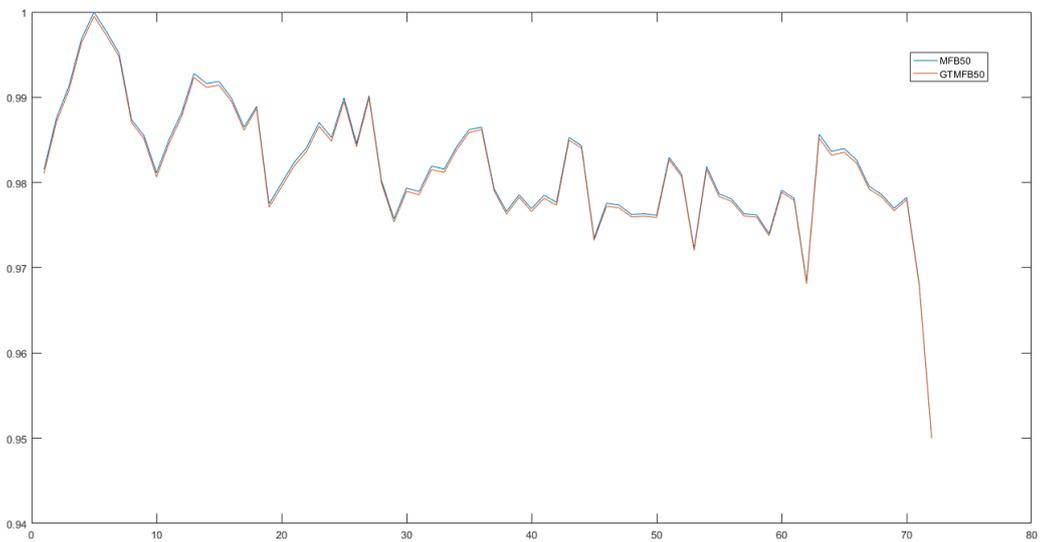


Figura 5.57 sovrapposizione degli andamenti di MFB50

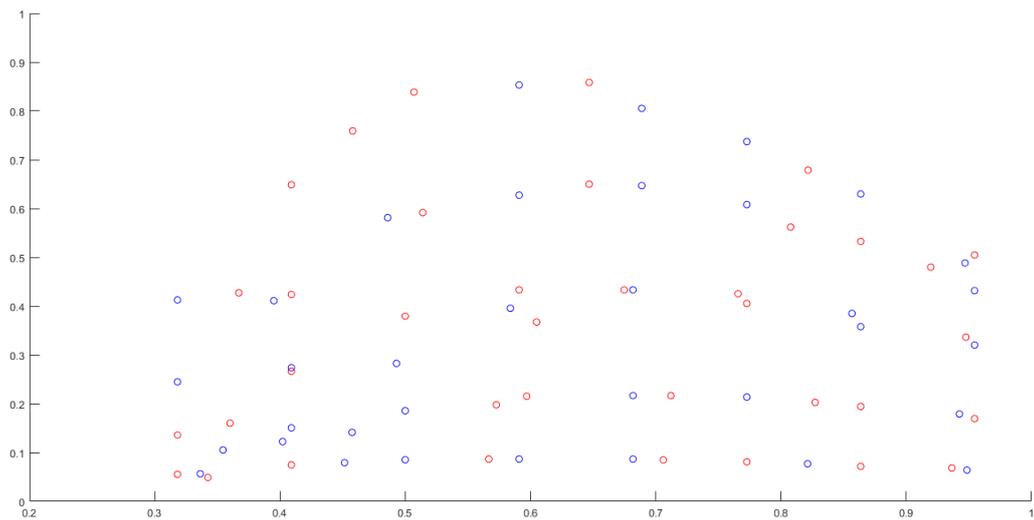


Figura 5.58 mappa motore implementata nel modello

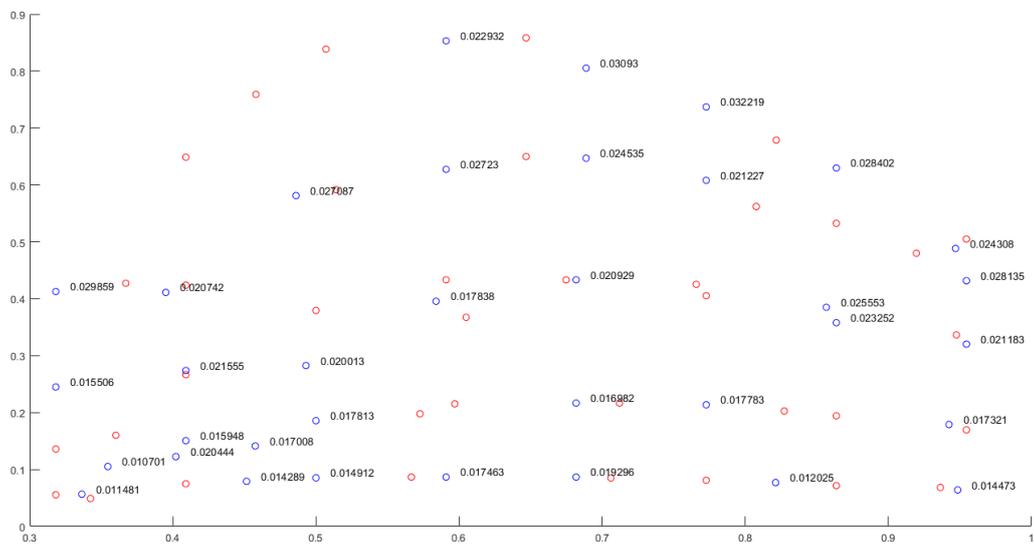


Figura 5.59 mappa motore con i valori positivi dell'errore della stima di O2

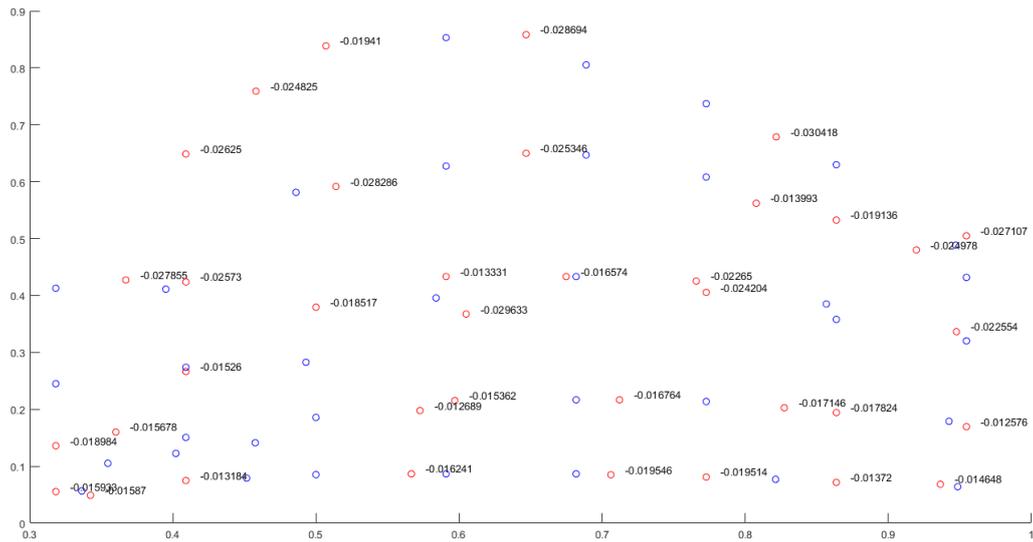


Figura 5.60 mappa motore con i valori negativi dell'errore della stima di O2

5.4 Analisi dei dati

Analizzando i grafici di tipo 2 si osserva una corrispondenza molto buona tra i dati simulati e quelli sperimentali, testimoniata dall'allineamento alla bisettrice tracciata in figura. Inoltre i valori di R^2 prossimi all'unità indicano che tale retta approssima in maniera quasi ottimale i dati, mentre i valori di RMSE riscontrati permettono di sostenere che l'errore che affligge tali dati è molto piccolo.

I grafici del tipo 3 indicano che gli errori (assoluti e relativi) commessi sono molto ridotti. Come accennato in precedenza, non è stato possibile riportare i valori numerici esatti delle grandezze misurate (l'asse x è normalizzato, con valori compresi tra 0 e 1): la scelta dei valori di errore assoluto in ordinata è stata fatta coerentemente con il valore della grandezza, con l'obiettivo di fornire un riferimento nella valutazione dell'errore stesso. A conferma della bontà degli errori rilevati vi sono i grafici riportanti l'errore relativo, i quali mostrano che la quasi totalità dei punti ha un errore inferiore al 5% (molti di essi sotto al 3%). Vi è la presenza occasionale di punti con errore compreso tra il 5% e l'8%.

L'analisi dei grafici di tipo 4 mostra una sovrapposizione quasi totale tra la traccia della grandezza simulata e quella misurata: questo è indice di simulazioni molto precise. Si osserva qualche scostamento nei valori di temperatura, un fatto atteso poiché il metodo di calcolo di GT-Power per questa grandezza è il meno preciso tra i vari adottati; l'analisi degli errori riguardanti le temperature conferma però la bontà anche di questi valori.

CAPITOLO 6: Analisi DOE

Con il termine disegno di esperimenti (dall'inglese DOE, design of experiments) si intende la progettazione di una qualsiasi attività che mira a descrivere o spiegare la variazione dei dati rilevati alla conclusione di una campagna sperimentale in determinate condizioni, che sono ipotizzate per riflettere tale variazione [19].

6.1 Introduzione al DOE e alle sue caratteristiche

Nella sua forma più semplice, un DOE mira a predire il risultato ottenuto introducendo un cambiamento dei dati di input (rappresentato da una o più variabili indipendenti dette anche "variabili di input").

Il cambiamento di una o più variabili indipendenti è generalmente ipotizzato per provocare un cambiamento in una o più variabili dipendenti, dette anche "variabili di uscita". Il disegno sperimentale può anche identificare variabili di controllo che devono essere mantenute costanti per impedire che fattori esterni influenzino i risultati.

La grande importanza dell'analisi DOE risiede nella possibilità di variare contemporaneamente due o più parametri e valutare l'effetto che tale variazione comporta sulle variabili di uscita. Infatti un'analisi più superficiale, in cui si fa variare solo una grandezza alla volta, permette di verificare solo la correlazione che essa ha con la variabile di uscita ma trascura l'effetto combinato di un cambiamento di più variabili allo stesso tempo. E' infatti possibile, se non probabile, che l'effetto sulla variabile di uscita dato dalla variazione contemporanea di due grandezze sia differente dalla variazione che si otterrebbe modificandole sequenzialmente una dopo l'altra.

Lo svolgimento di un DOE permette quindi di valutare, fissato un target sulla variabile di uscita, quale sia la miglior combinazione di valori degli input analizzati per ottenerlo.

6.2 Il DOE applicato al modello

In questa tesi non è stato svolto un disegno degli esperimenti volto a indagare l'interazione tra più grandezze che variano contemporaneamente, ma è stata valutata l'affidabilità del modello nel fornire risultati e processare dati che avessero una variabilità rispetto ad un valore prefissato. Questo è stato possibile svolgendo un disegno degli esperimenti a partire da dati di input forniti e confrontando gli output del modello con le corrispondenti grandezze presenti anch'esse nei dati forniti. Un'analisi con queste caratteristiche si differenzia quindi da quella svolta nel capitolo 5, dove le condizioni della mappa motore di riferimento erano fisse.

L'obiettivo di questa analisi è ottenere una valutazione qualitativa e quantitativa del modello a partire da dati di input diversi da quelli esaminati nel Capitolo 5, e il comportamento dello stesso in presenza di piccole variazioni dei dati. Non è quindi da considerarsi come un'analisi DOE indirizzata allo sviluppo del modello, ma si tratta di applicare questo tipo di analisi a dati già noti per valutare come il modello riesca ad eseguirla. Se i risultati saranno soddisfacenti sarà possibile stabilire che tale modello sia adatto a svolgere disegni di esperimenti "di sviluppo", fornendo risultati sufficientemente simili a quelli reali.

Effettuare una validazione di questo tipo non consente in modo diretto di ottenere dati e informazioni utili allo sviluppo e al miglioramento del modello, ma permette di valutare l'attendibilità del modello su una base di dati molto simile a quelli su cui si basa un DOE, che invece fa ottenere informazioni più specifiche.

Le grandezze scelte per l'analisi sono:

- Pressione nel rail (Prail [bar])
- Inizio dell'iniezione pilota (SOIpil [deg])
- Inizio dell'iniezione principale (SOImain [deg])

La scelta di queste tre grandezze è dovuta sia all'importanza che hanno nel processo di combustione in un motore ad accensione per compressione (si veda il Cap.2) sia al fatto che sono parametri che vengono imposti ed implementati in centralina. Quest'ultimo aspetto svincola le grandezze da ogni tipo di fattore esterno e garantisce che esse siano sempre quelle volute.

In presenza di un set di dati sperimentali adatto a questo tipo di verifica si è proceduto nel seguente modo:

- Escludere le mappe relative alla pressione nel rail e all'inizio delle iniezioni
- Sostituire le mappe con i dati forniti

Come descritto in precedenza, di default il modello fa riferimento alle sue mappe per stabilire i valori di Prail, SOIpil, SOImain, EGR: ciò significa che, per una data coppia di valori di riferimento (le due entrate della tabella), in output viene fornito un unico valore.

Questa caratteristica non è compatibile col tipo di analisi da svolgere, quindi è necessario svincolare il modello da tali mappe e sostituirle con un altro oggetto (poiché si tratta di informazioni necessarie per effettuare una simulazione), come mostrato nelle seguenti figure.

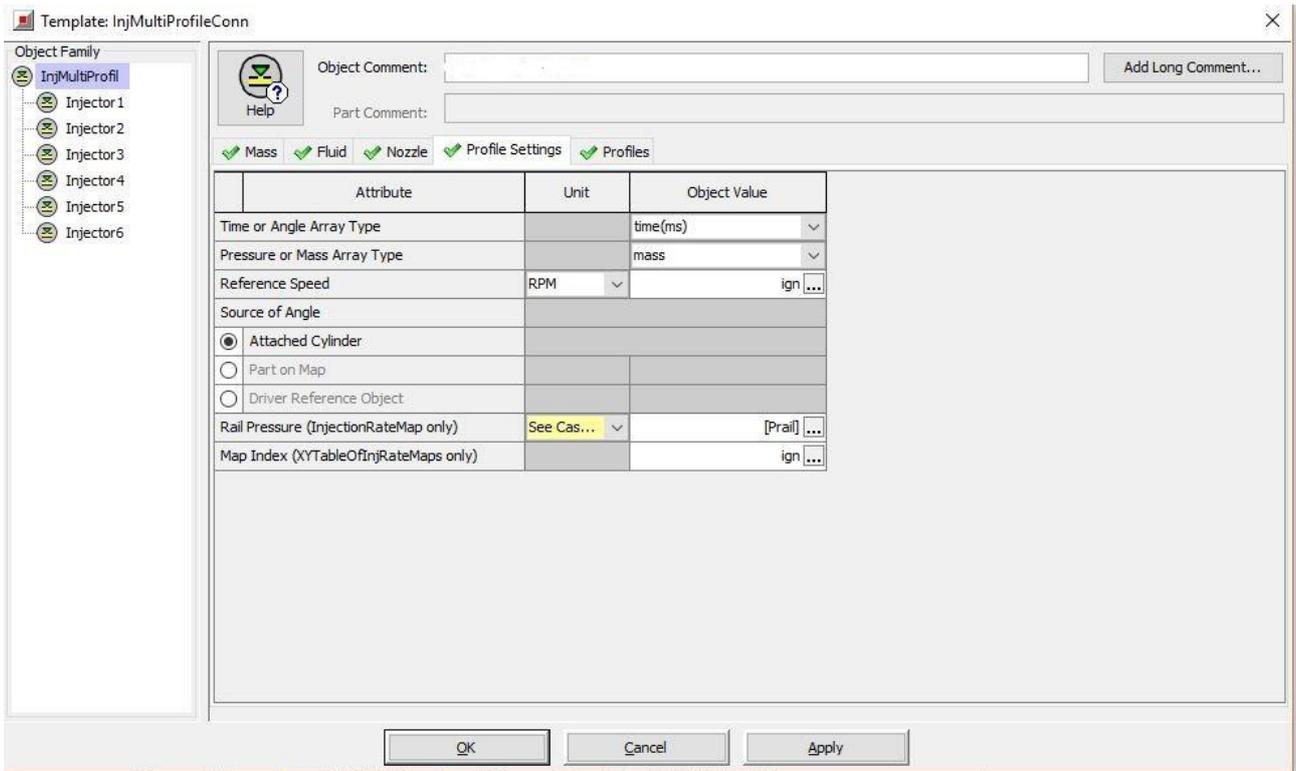


Figura 6.1 creazione dell'oggetto [Prail]

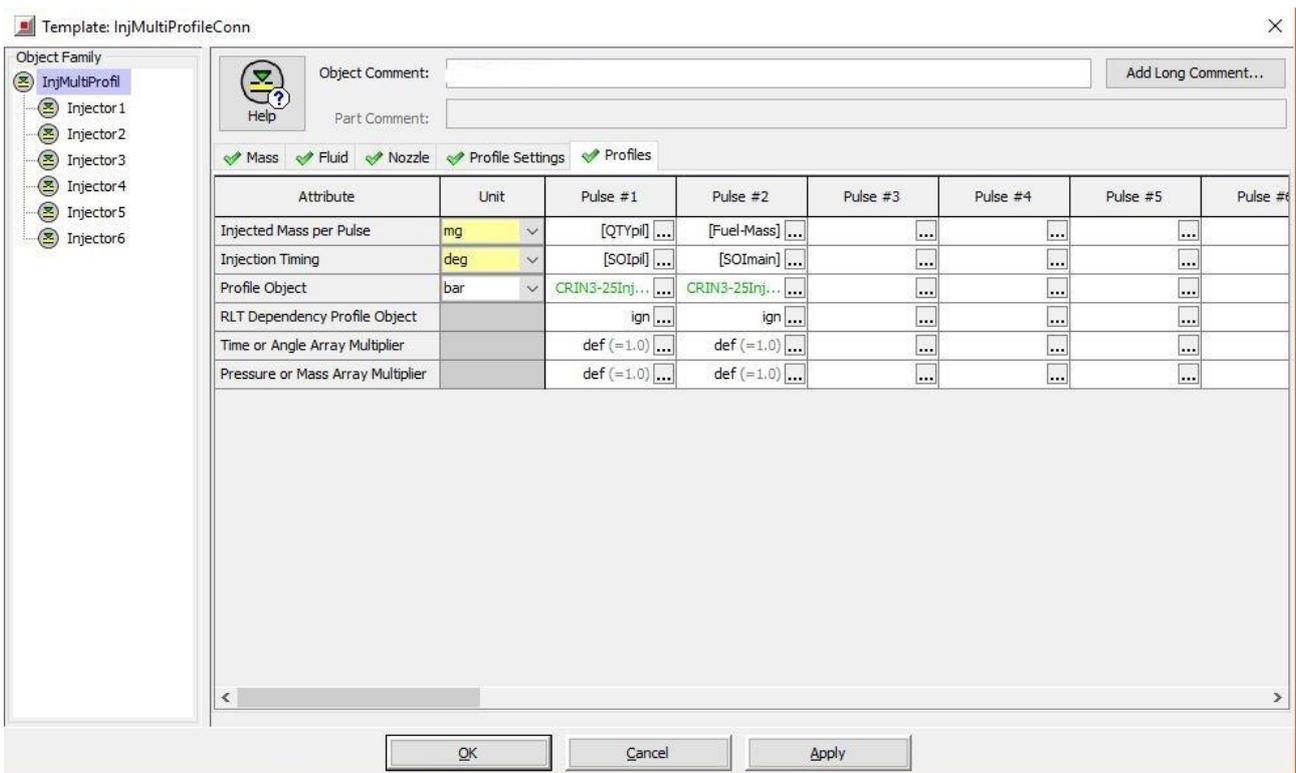


Figura 6.2 creazione degli oggetti [SOIpil] e [SOImain]

Le figure 6.1 e 6.2 rappresentano il menù di impostazione degli iniettori: per modificare la mappa della Prail si inserisce l'oggetto [Prail] (la cui definizione è discussa in seguito) alla voce "Rail Pressure" presente nella sezione "Profile Settings". La modifica delle mappe relative ai SOI si effettua inserendo gli oggetti [SOIpil] e [SOImain] nella sezione "Profiles" alla voce "Injection Timing" rispettivamente nelle colonne Pulse #1 e Pulse 2#.

Il procedimento precedentemente descritto ha solamente creato un collegamento ai tre nuovi oggetti, che devono ora essere definiti: questa operazione viene effettuata nel Case Setup, come mostrato in figura.

Parameter	Unit	Description	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6	Case 7
Case On/Off		Check Box to Turn Case On	<input type="checkbox"/>						
Case Label		Unique Text for Plot Legends	0	1	2	3	4	5	
SPEED	RPM		1900	2100	2100	2100	2100	2100	2100
BMEP	bar		19.12434578	14.63114357	13.91307545	14.03119087	14.09154701	14.12715054	14.189542
BoostPressure	bar		2.02	2.54	2.62	2.65	2.73	2.83	2
Fuel+Mass	mg		98	144	167.5	188	195.5	205.2	2
TurboSpeed	kRPM		82.8	98.9	100	100	100	99.5	9
inlet	mm		85	85	85	85	85	85	
outlet	mm		75	75	75	75	75	75	
SOIpil	deg		-24.69105957	0	0	0	0	0	
SOImain	deg		-12.2507	-14.25510025	-10.30519962	-12.3046999	-14.30420017	-16.30369949	-18.303196
Prail	bar		1975.060059	1906.410034	1522.969971	1522.849976	1522.550049	1523.219971	1522.8196
QTYpil	mg		2.20000048	0	0	0	0	0	
EGR.fr	fraction	Target EGR Fraction (EGR/(Air+EGR))	0.069915407	0.094485081	0.098023526	0.098561794	0.099270759	0.099058647	0.0990128

Figura 6.3 inserimento dei valori numerici di [Prail], [SOIpil] e [SOImain]

In riferimento alla figura 6.3, si nota che sono stati aggiunti alcuni parametri tra cui Prail, SOIpil e SOImain cioè gli stessi richiamati in precedenza nel menù della parte iniettori.

Ora è possibile associare valori numerici a questi oggetti creati appositamente per questa analisi: siccome sono forniti i dati su Excel, è stato sufficiente incollare gli opportuni valori nelle rispettive celle. Una volta eseguita questa operazione, il modello è pronto per svolgere la simulazione precedentemente descritta (durata di circa 50 ore).

Le grandezze di output considerate per la validazione sono (in parentesi la sigla di identificazione utilizzata nei grafici, con la relativa unità di misura):

- Consumo di combustibile (consumo [mg])
- Pressione di aspirazione (Pintake [bar])
- Pressione allo scarico (Pexh [bar])
- Portata di aria nel collettore di aspirazione (portataaria [kg/cyl/cic])
- Temperatura di aspirazione (Tintake [K])
- Temperatura di scarico (Texh [K])
- Produzione di ossidi di azoto (NOx [ppm])
- Frazione di EGR (EGRfr [fraction])

Anche in questa analisi, a causa del segreto industriale, non è stato possibile riportare i valori numerici ottenuti. Tali valori sono stati normalizzati rispetto al valore massimo riscontrato.

L'estrazione dei valori delle grandezze simulate avviene secondo la stessa procedura illustrata nel Capitolo 5, avendo cura di sostituire le precedenti grandezze nel programma di export e implementare le nuove.

L'analisi e la validazione del modello sono state effettuate tramite i grafici descritti ai punti 2,3,4 del Capitolo 5. In relazione ai grafici che riportano l'errore assoluto, è stata scelta una scala coerente col valore assunto dalla grandezza che, anche se non può essere mostrato, permette di valutare l'entità dell'errore commesso.

6.3 Presentazione dei dati ottenuti

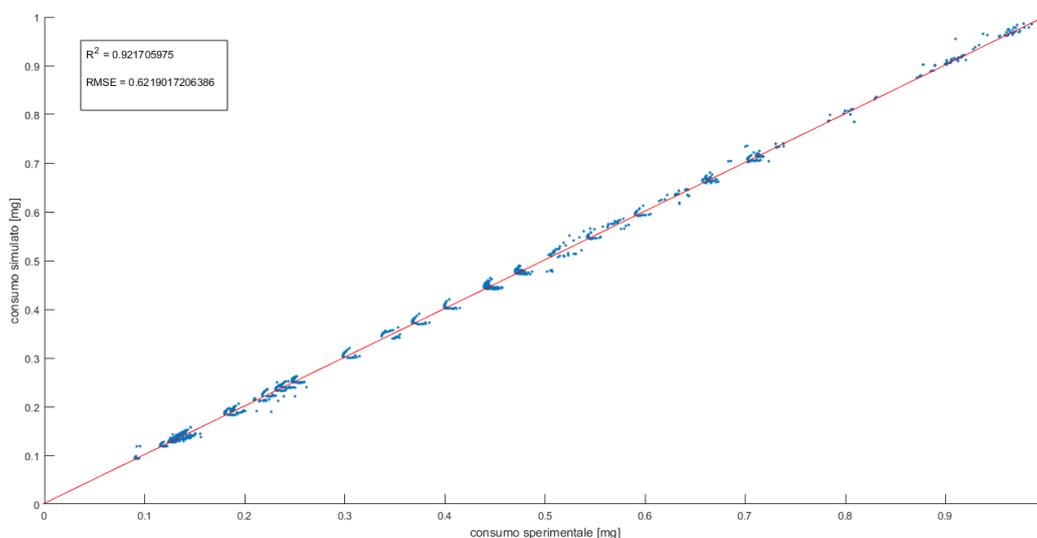


Figura 6.4 consumo sperimentale (x) vs consumo simulato (y) con valori di R^2 e RMSE

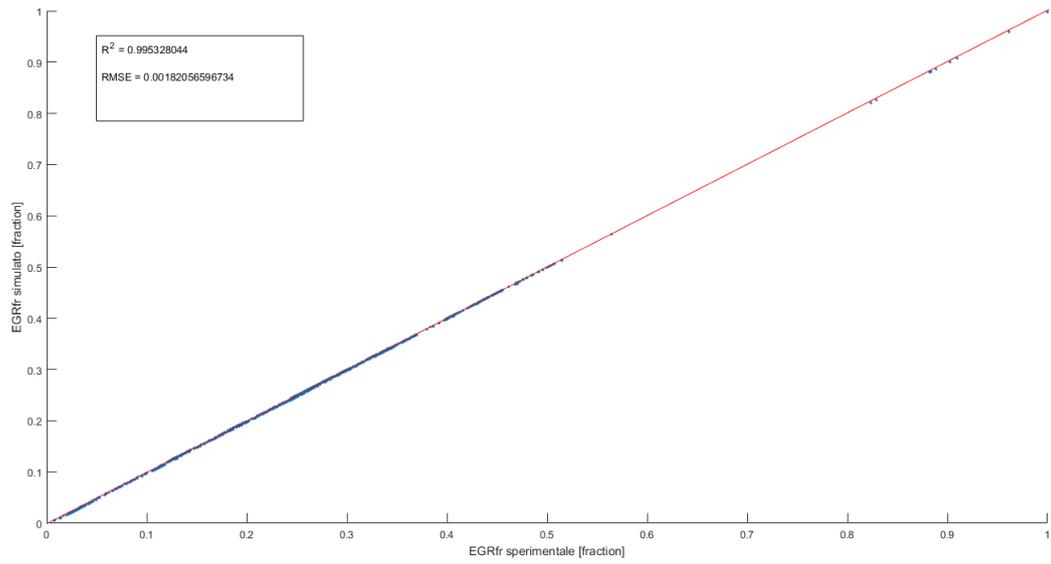


Figura 6.5 frazione di EGR sperimentale (x) vs frazione di EGR simulato (y) con valori di R^2 e RMSE

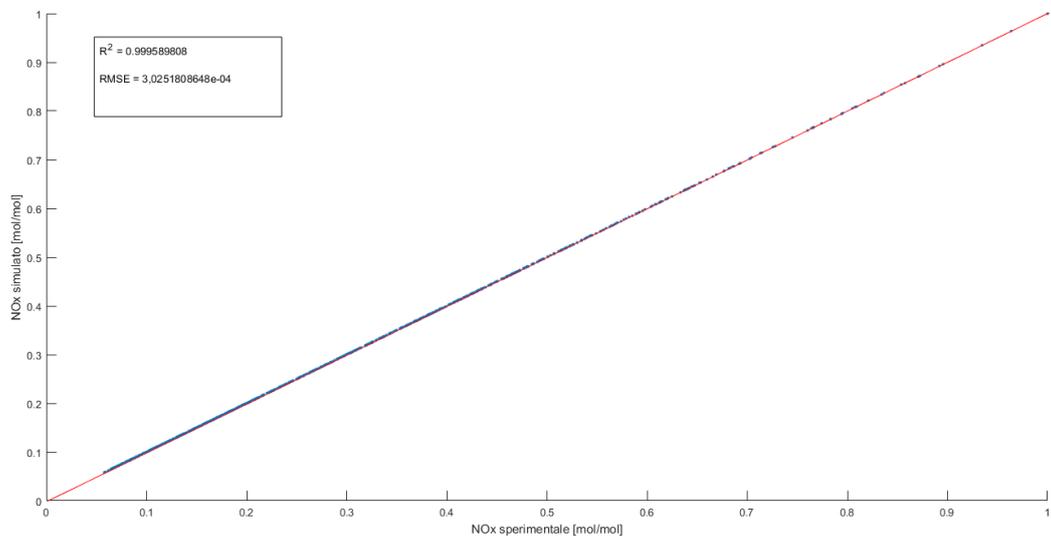


Figura 6.6 concentrazione NOx sperimentale (x) vs concentrazione NOx simulato (y) con valori di R^2 e RMSE

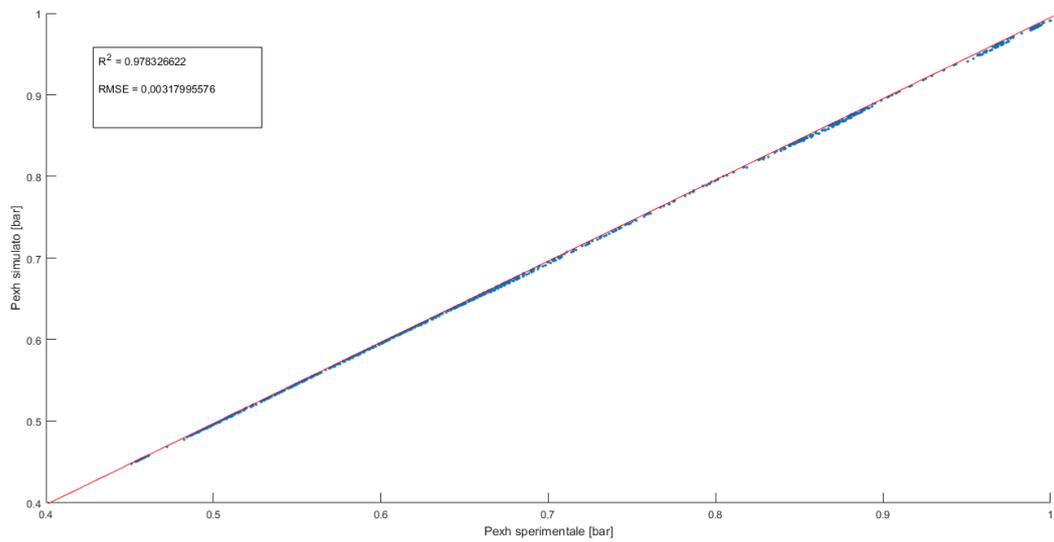


Figura 6.7 pressione allo scarico sperimentale (x) vs pressione allo scarico simulata (y) con valori di R^2 e RMSE

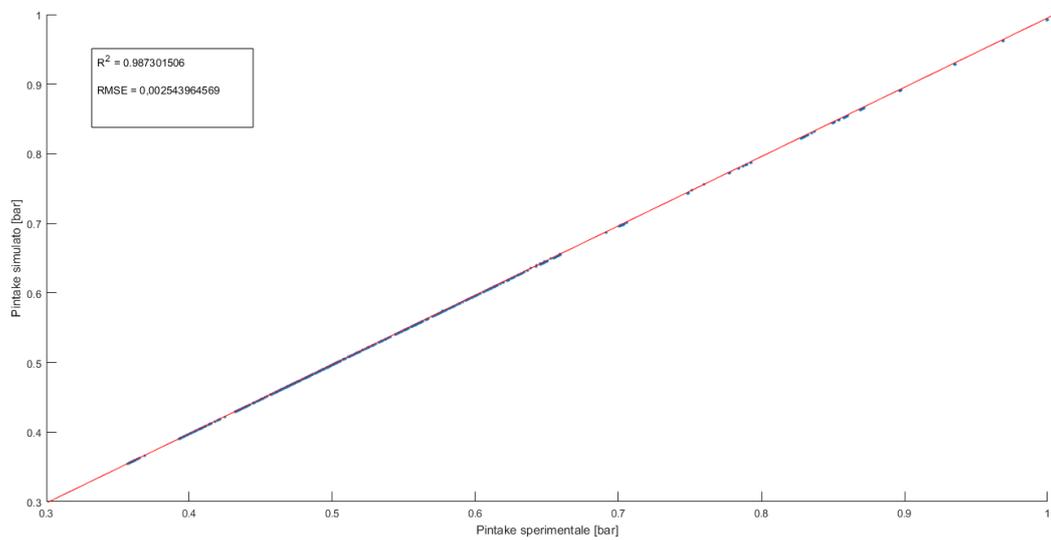


Figura 6.8 pressione all'aspirazione sperimentale (x) vs pressione all'aspirazione simulata (y) con valori di R^2 e RMSE

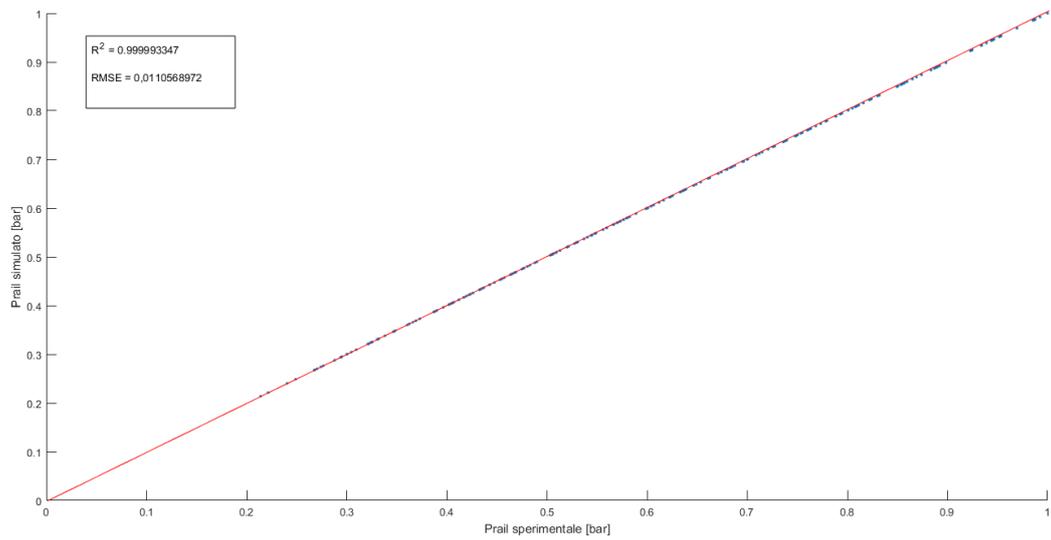


Figura 6.9 Prail sperimentale (x) vs Prail simulato (y) con valori di R^2 e RMSE

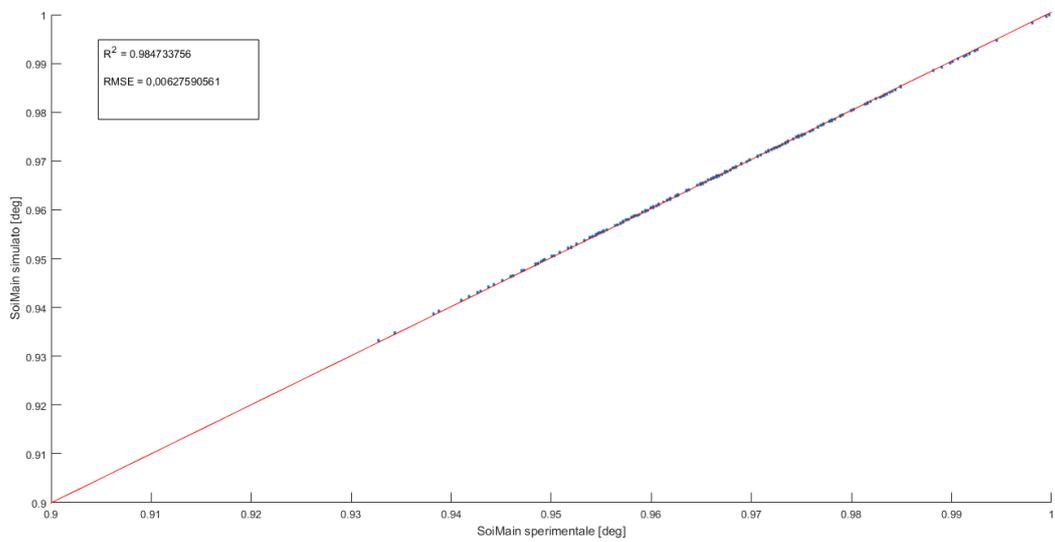


Figura 6.10 SOImain sperimentale (x) vs SOImain simulato (y) con valori di R^2 e RMSE

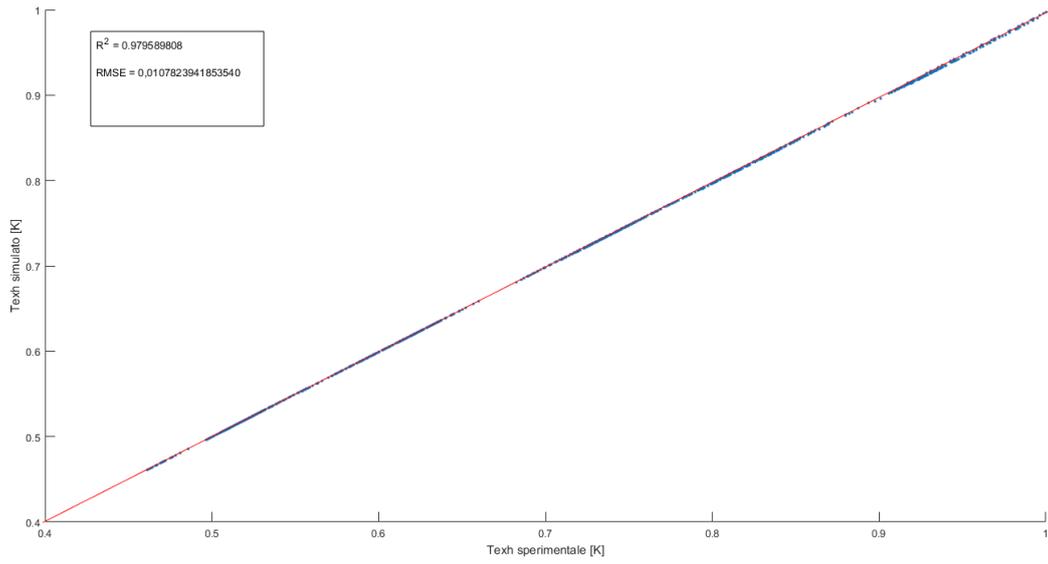


Figura 6.11 temperatura di scarico sperimentale (x) vs temperatura di scarico simulata (y) con valori di R^2 e RMSE

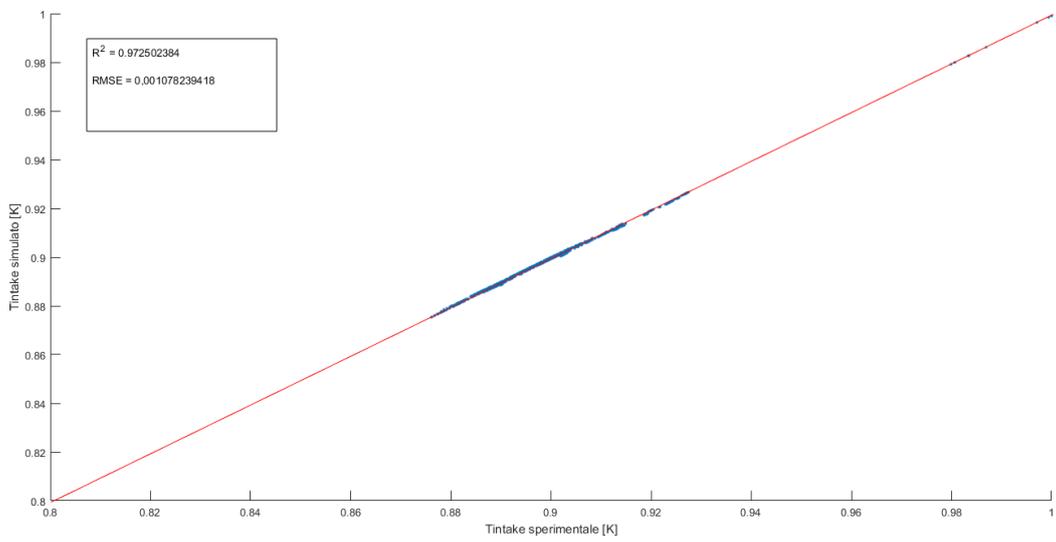


Figura 6.12 temperatura di aspirazione sperimentale (x) vs temperatura di aspirazione simulata (y) con valori di R^2 e RMSE

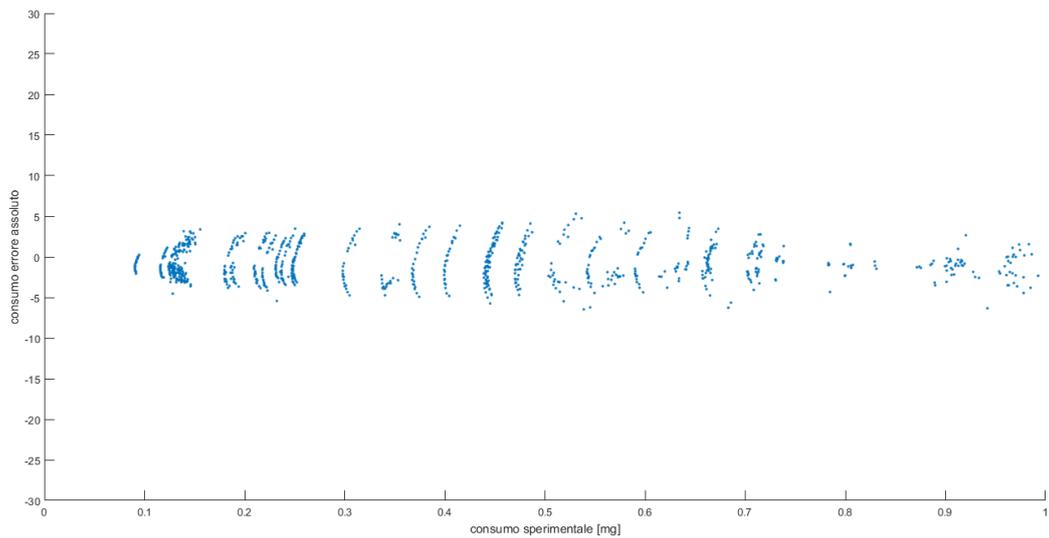


Figura 6.13 consumo sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

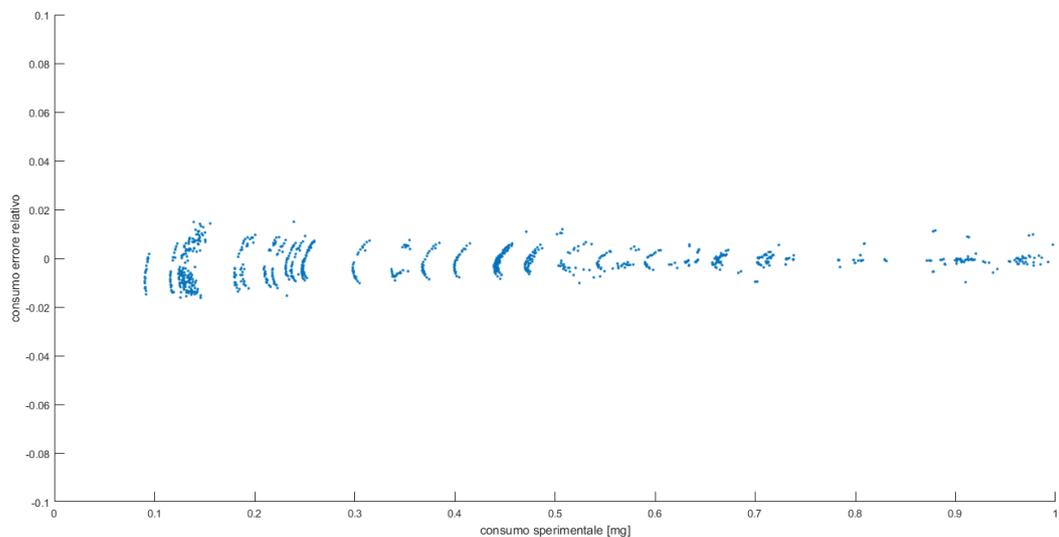


Figura 6.14 consumo sperimentale (x) vs errore relativo (y)

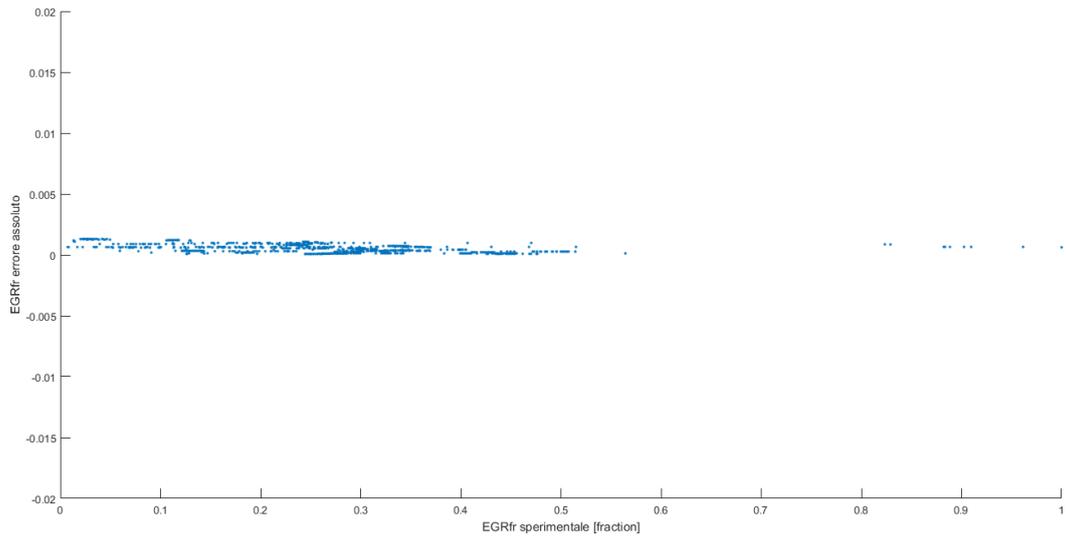


Figura 6.15 frazione di EGR sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

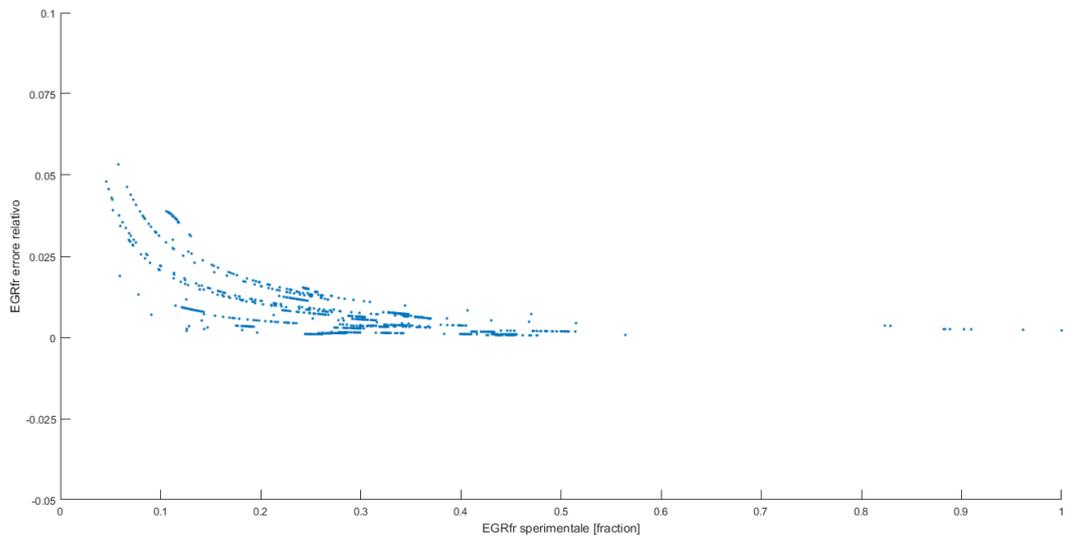


Figura 6.16 frazione di EGR sperimentale (x) vs errore relativo (y)

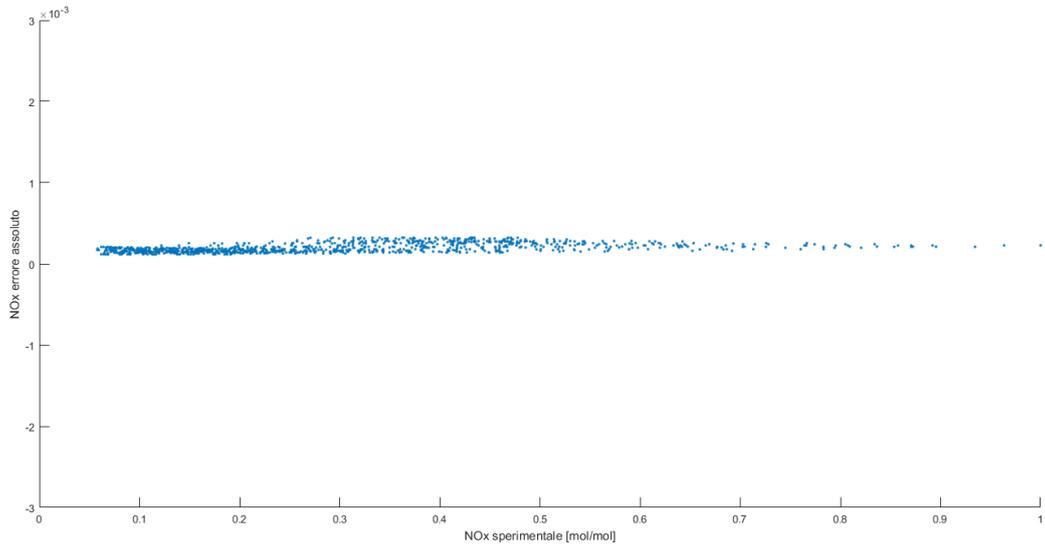


Figura 6.17 concentrazione NOx sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

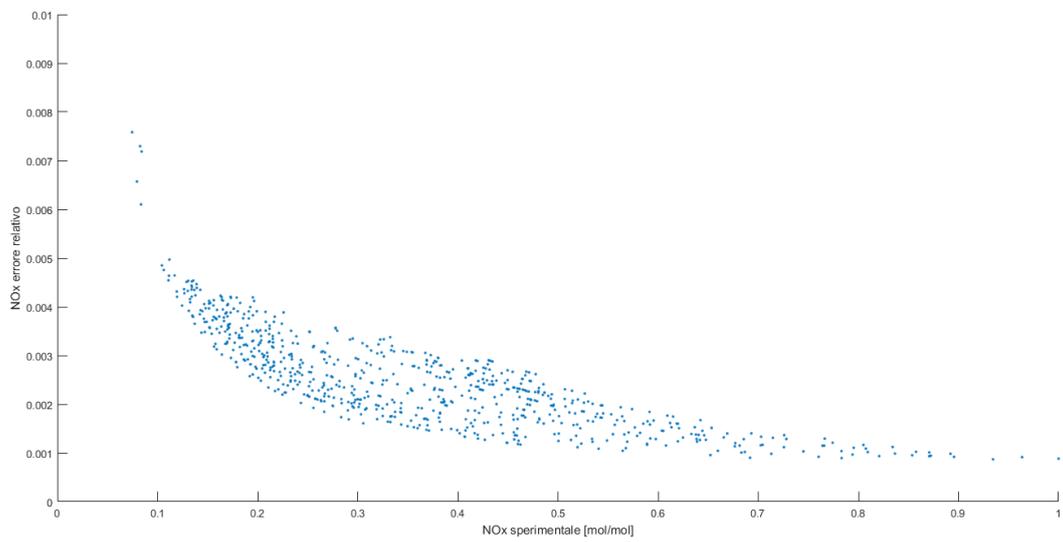


Figura 6.18 concentrazione NOx sperimentale (x) vs errore relativo (y)

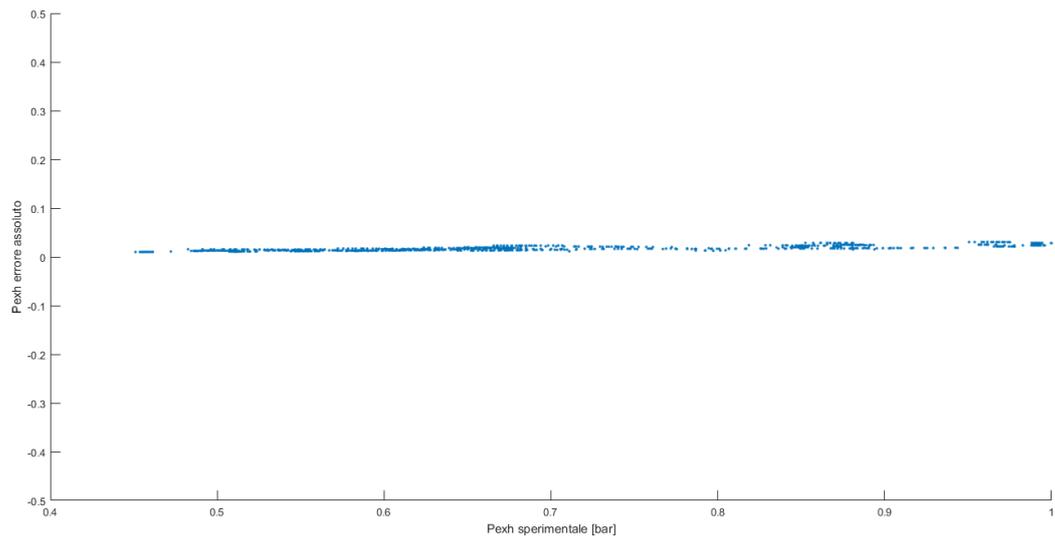


Figura 6.19 pressione allo scarico sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

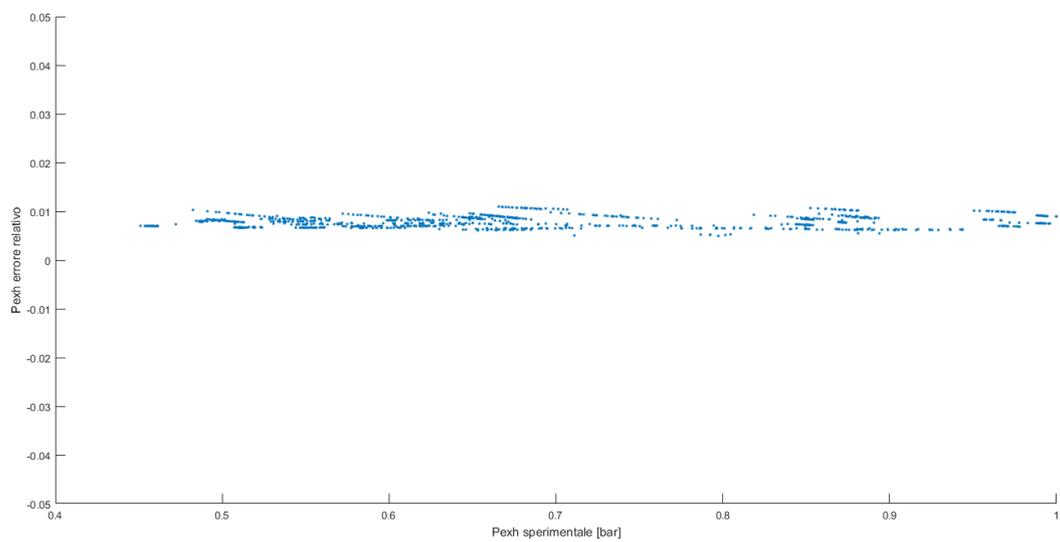


Figura 6.20 pressione allo scarico sperimentale (x) vs errore relativo (y)

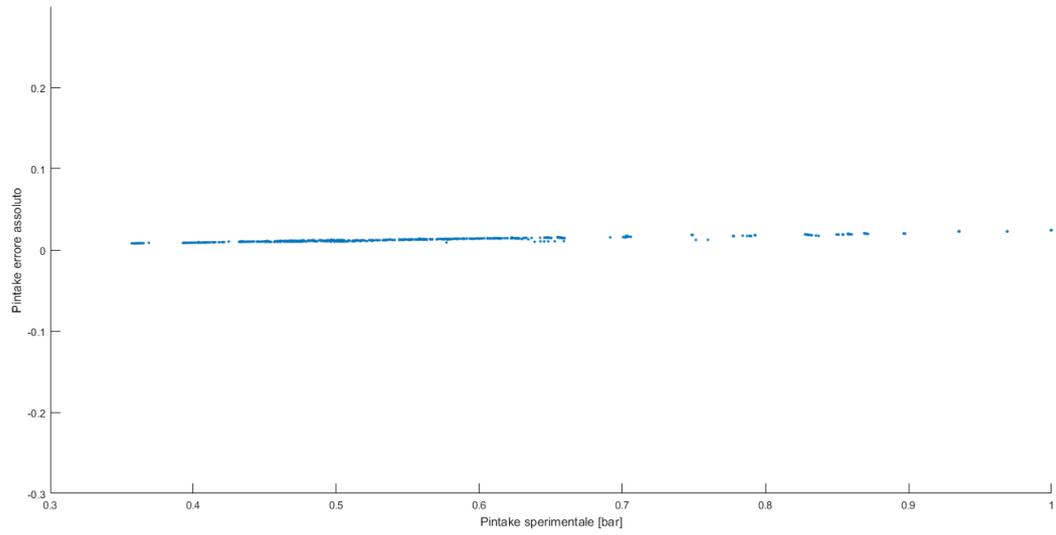


Figura 6.21 pressione di aspirazione sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

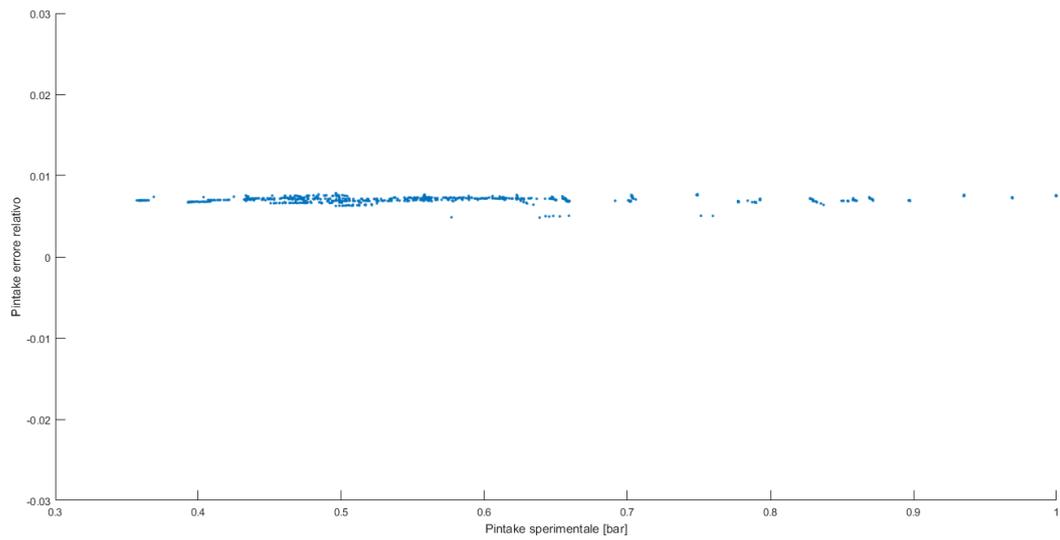


Figura 6.22 pressione di aspirazione sperimentale (x) vs errore relativo (y)

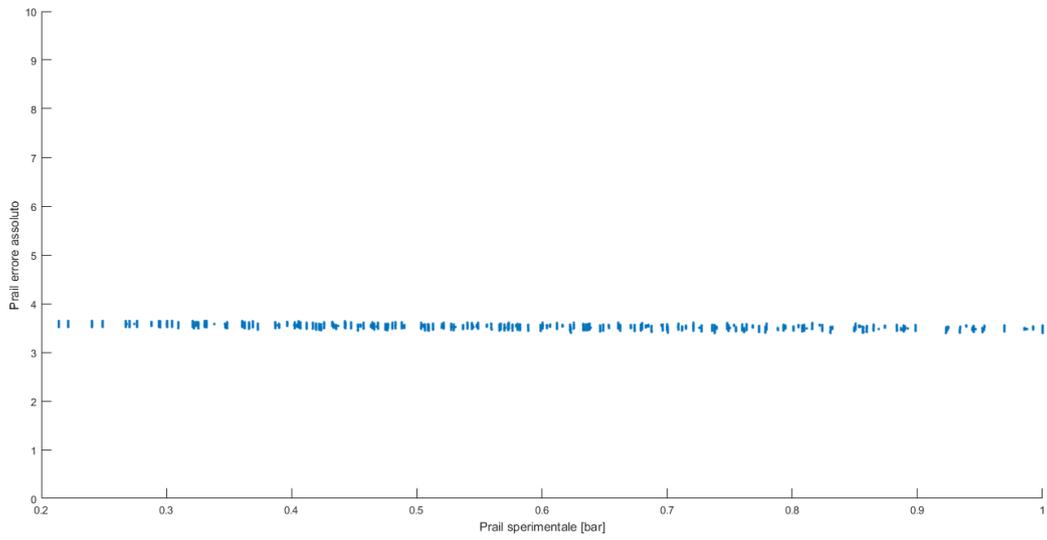


Figura 6.22 Prail sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

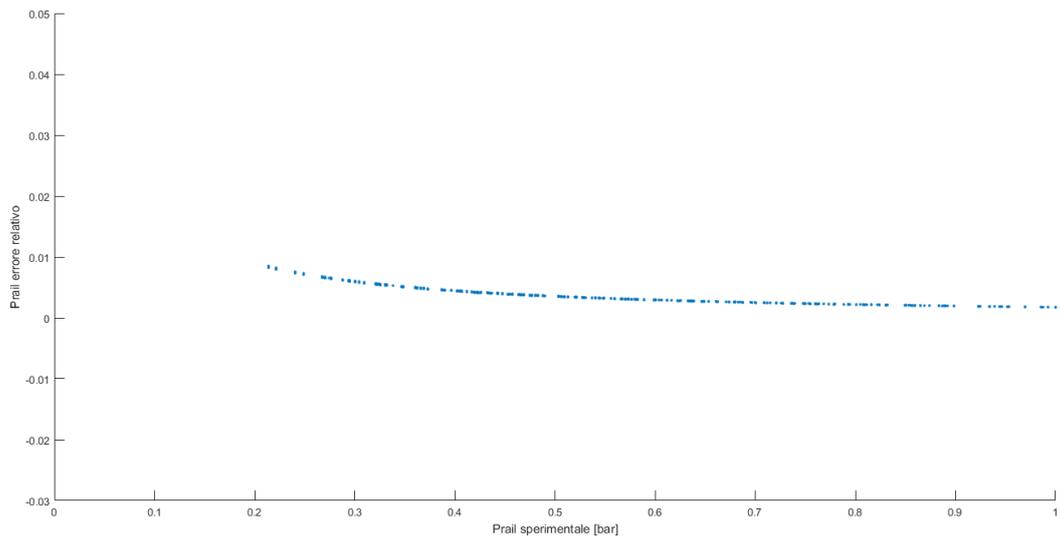


Figura 6.23 Prail sperimentale (x) vs errore relativo (y)

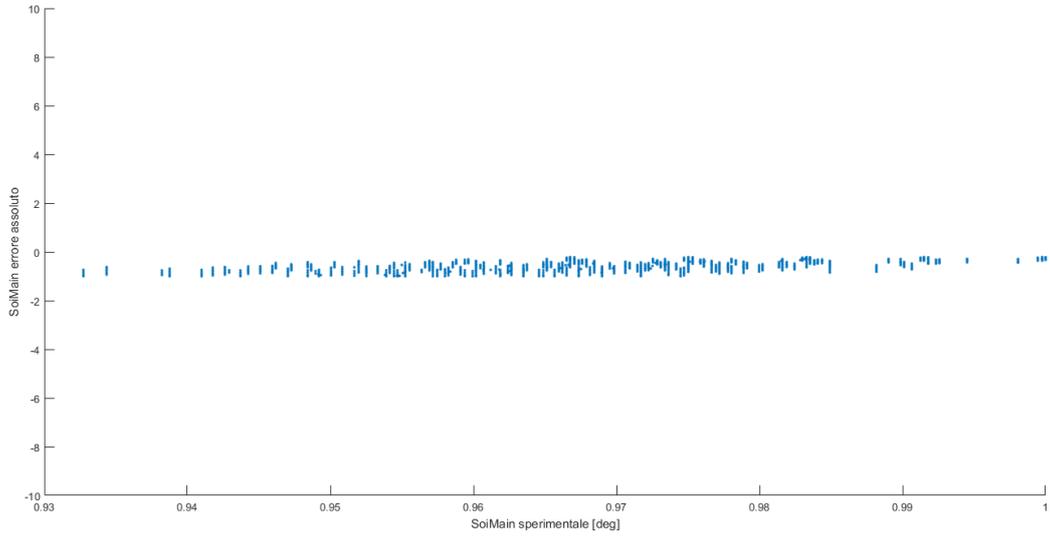


Figura 6.24 SOI main sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

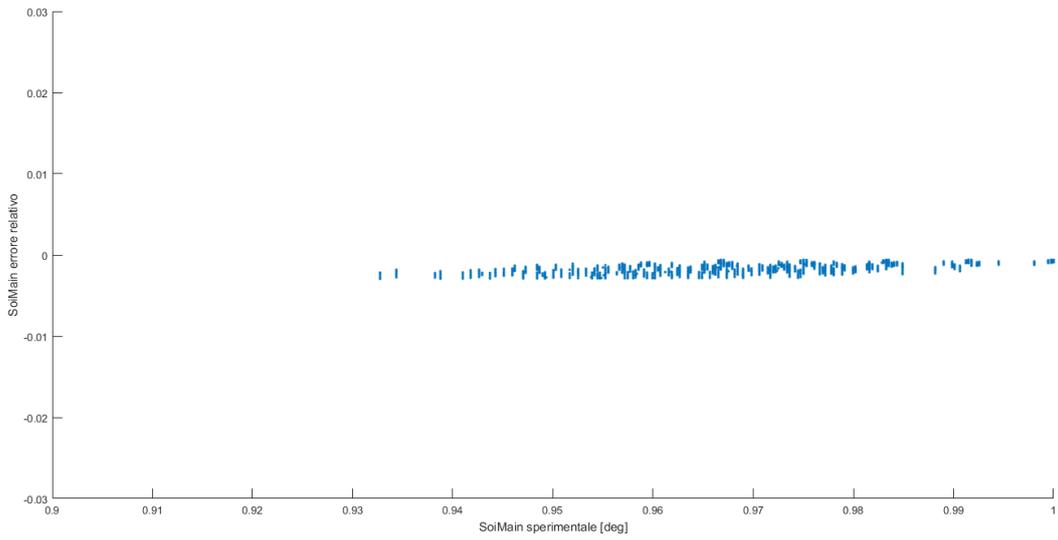


Figura 6.25 SOI main sperimentale (x) vs errore relativo (y)

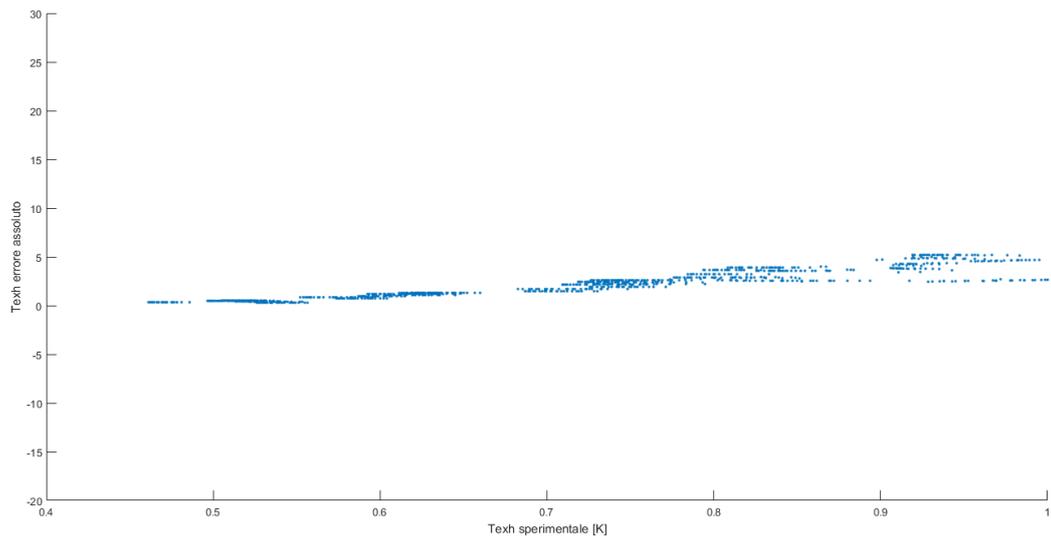


Figura 6.26 temperatura di scarico sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

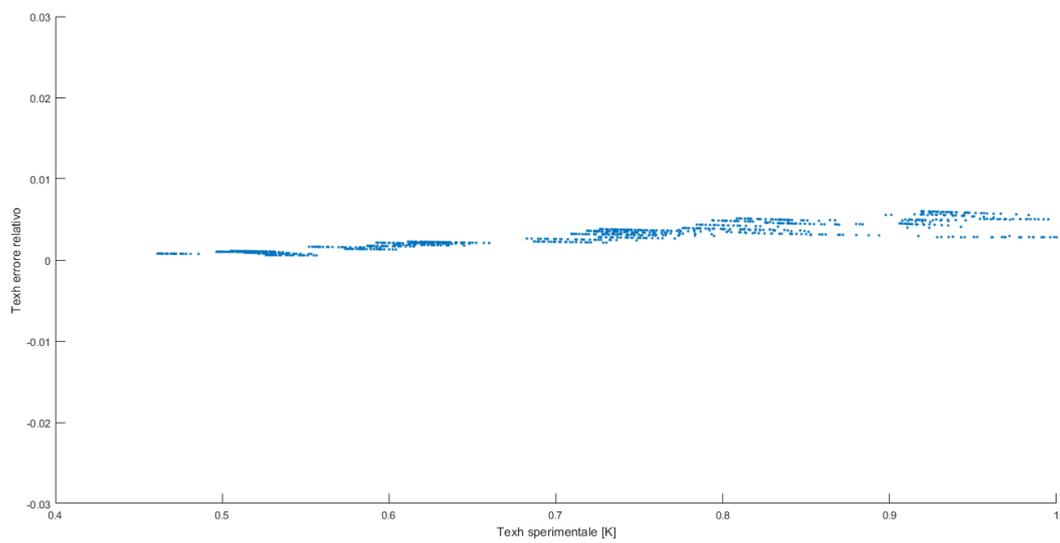


Figura 6.27 temperatura di scarico sperimentale (x) vs errore relativo (y)

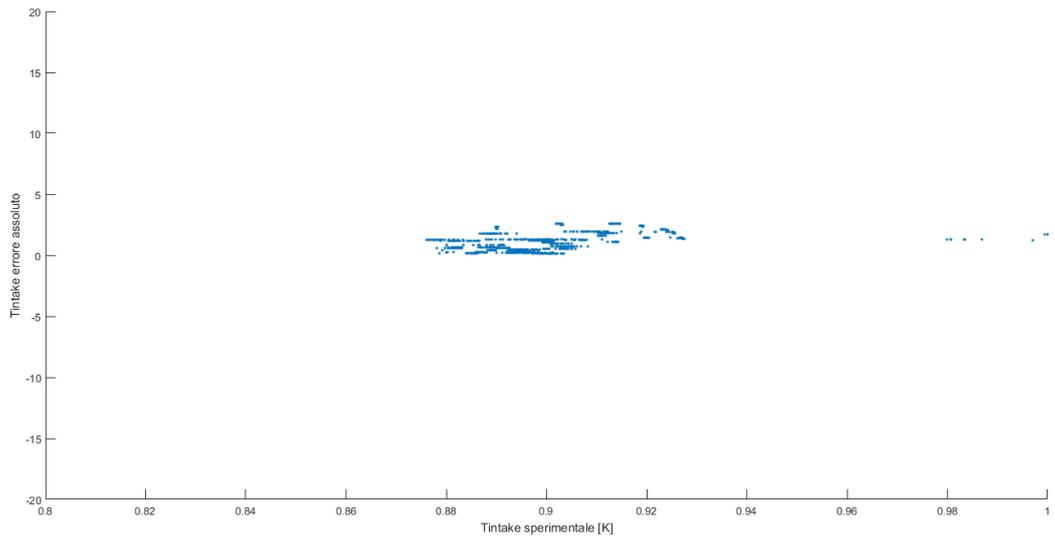


Figura 6.28 temperatura di aspirazione sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

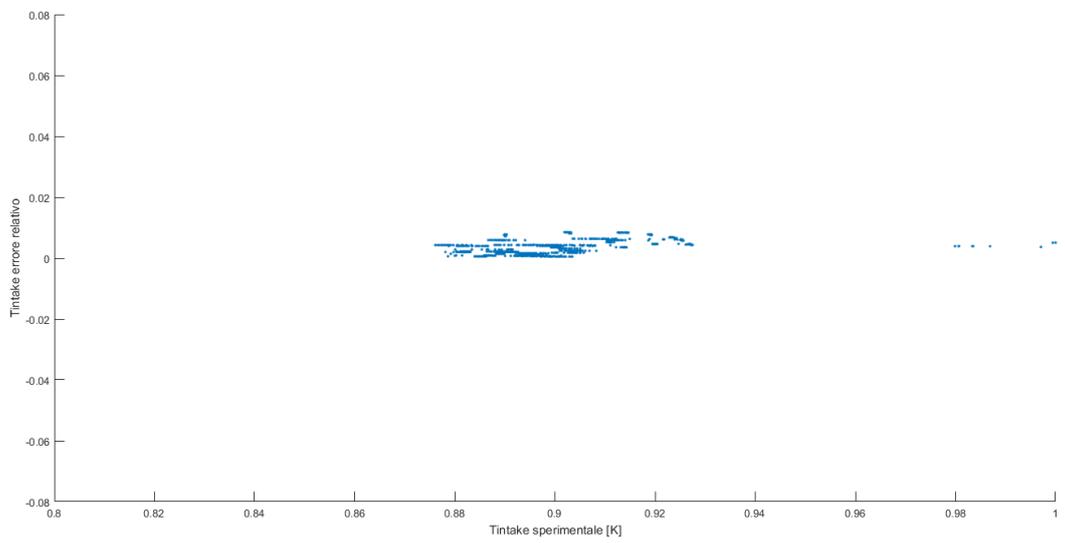


Figura 6.29 temperatura di aspirazione sperimentale (x) vs errore relativo (y)

6.4 Analisi dei dati

Analizzando i grafici di tipo 2 si osserva una corrispondenza molto buona tra i dati simulati e quelli sperimentali, eccetto per la grandezza consumo sperimentale. Quest'ultima grandezza presenta punti maggiormente dispersi rispetto alle altre, associati a un indice $R^2=0.921705975$ mentre per le altre grandezze risultano tutti maggiori di 0.97. Si constata quindi la minor precisione su questo dato, anche se si tratta di un'approssimazione più che buona.

I grafici del tipo 3 indicano che gli errori (assoluti e relativi) commessi sono molto ridotti. A conferma della bontà degli errori rilevati vi sono i grafici riportanti l'errore relativo, i quali mostrano che la quasi totalità dei punti ha un errore inferiore al 5% (molti di essi sotto al 3%). Per le grandezze EGRfr e NOx è stato rilevato un andamento decrescente dell'errore relativo: questo fatto può essere spiegato da una maggior difficoltà nell'ottenere il valore sperimentale della misura nelle condizioni a minor carico motore. Questo andamento non influenza l'analisi di questi grafici, che indicano come il modello sia adatto a replicare un Disegno degli Esperimenti fornendo dati sufficientemente simili a quelli reali.

CAPITOLO 7: Validazione in condizioni di transitorio

Ogni fase di funzionamento del motore in cui si ha la variazione del numero di giri o del carico (con rpm costanti) è chiamata transitorio.

I transitori sono una condizione di utilizzo che si verifica spesso durante il funzionamento di un MCI quindi devono essere studiati in dettaglio per ottenere miglioramenti di performance e riduzione di emissioni inquinanti.

7.1 Definizione di transitorio e sue criticità

Una fase di transitorio presenta problematiche legate ai fenomeni fisici che la caratterizzano [1, 20].

La necessità di aumentare la velocità del veicolo impone un aumento delle rotazioni al minuto necessarie per garantire i livelli di coppia e potenza adeguati. In presenza di variazioni di velocità è necessario fornire una forza (in termini di pressione agente sulla superficie del pistone) che, oltre agli attriti, bilanci anche la forza di inerzia dovuta alle masse rotanti che devono essere accelerate. Questo comporta un aumento di consumo di combustibile, quindi è necessario uno studio approfondito del fenomeno per ridurre al minimo tale incremento.

Un altro problema che si riscontra è il considerevole aumento di emissioni di HC dovute al fenomeno dell'undermixing [2]: questo fenomeno descrive la condizione di insufficiente mescolamento locale del combustibile con l'aria, per cui la combustione non può avvenire (almeno non totalmente) e si ha la presenza di idrocarburi nei gas di scarico.

Bisogna quindi garantire un sufficiente mescolamento in tutte le zone della camera di combustione per ottenere sempre una miscela con un rapporto aria/combustibile tale da rendere possibile la combustione.

7.2 Il transitorio nelle normative

Come accennato nel Cap.2, le normative anti inquinamento per i MCI destinati al trasporto pesante prevedono, dal 2000 con l'introduzione della normativa Euro III, delle prove in transitorio. Il primo dei due test previsti è European Load Response (ELR), introdotto ai fini della misurazione della opacità del fumo dai motori diesel per impieghi gravosi.

La prova (si veda figura 7.1) consiste in una sequenza di tre gradini di carico a ciascuno dei tre regimi del motore:

- A (ciclo 1),
- B (ciclo 2)
- C (ciclo 3)

Il valore del fumo finale viene determinato come media ponderata dai valori medi alle velocità A (fattore di ponderazione (0.43), B (0.56) e C (0.01)).

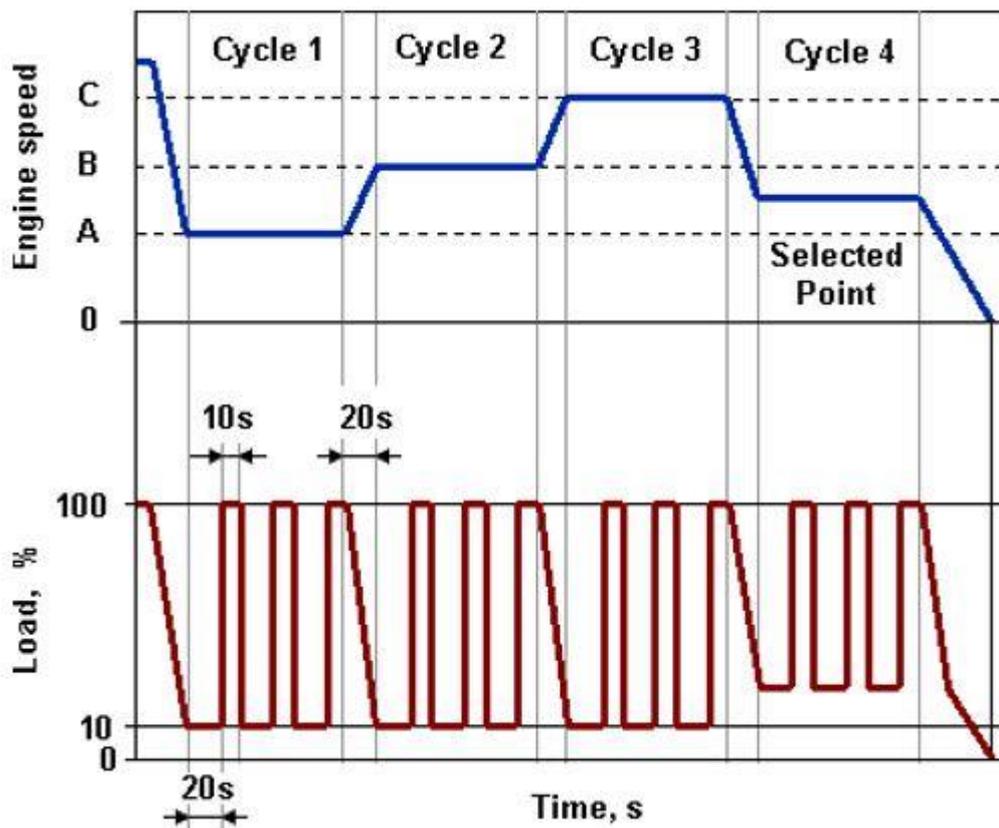


Figura 7.1 profilo del test ELR

Il secondo test in transitorio si basa sul ciclo di prova ETC (European Transient Cycle), che è stato introdotto per la certificazione delle emissioni dei motori Diesel per trasporto pesante in Europa. Il ciclo ETC è stato sviluppato dall'ex Istituto FIGE di Aquisgrana, in Germania, sulla base di misurazioni reali dei percorsi stradali compiuti da veicoli pesanti (rapporto FIGE 104 05 316, gennaio 1994). Il ciclo ETC finale è una versione ridotta e leggermente modificata della proposta originale FIGE.

Tale ciclo è diviso in tre parti (si veda figura 7.2), e rappresenta diverse condizioni di guida tra cui la guida urbana, rurale e autostradale. La durata di ciascuna parte è di 600 secondi, per un totale di 30 minuti. E' possibile caratterizzare le tre fasi come segue:

- La prima parte rappresenta la guida in città con una velocità massima di 50 km / h, partenze frequenti, fermate e giri al minimo.
- La seconda parte è la guida rurale che inizia con un segmento di accelerazione ripido. La velocità media è di circa 72 km / h
- La terza parte è in autostrada con una velocità media di circa 88 km / h.

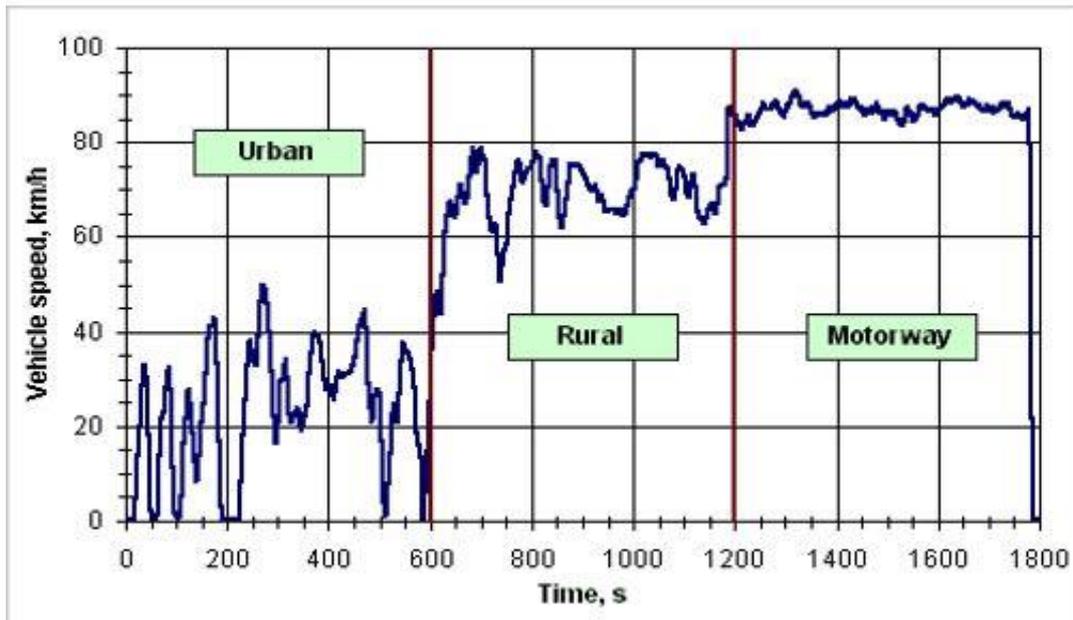


Figura 7.2 profilo del test ETC

7.3 Impostazione ed esecuzione delle simulazioni

Nei paragrafi precedenti si sono espone le criticità e le problematiche dei transitori; siccome sono una condizione di marcia tutt'altro che inusuale, è fondamentale avere gli strumenti adeguati per effettuare approfondite analisi.

Per questa ragione l'ultima parte di questa tesi si occupa di analizzare la capacità del modello di simulare condizioni transitorie.

Sono stati forniti i dati sperimentali relativi a due rampe di carico (identificate come R02 e R04), cioè set di misure rilevate a rpm costante e coppia (quindi PME) variabile. Ambedue le rampe sono state replicate in due configurazioni diverse: con e senza EGR (identificate con EGRon e EGRoff), per un totale di quattro rampe analizzate.

I dati sperimentali sono stati campionati ad intervalli di 0.01 s per una durata di circa 200 s per rampa (si veda in seguito il dettaglio). Ad ogni istante temporale sono associati un valore di coppia e uno di rpm: infatti anche se teoricamente costante, i giri motore subiscono una lieve variazione durante la prova dovuta all'impossibilità di raggiungere istantaneamente il nuovo valore di coppia richiesto. Questa variabilità è trascurabile ai fini della caratterizzazione della rampa, ma va considerata per preparare correttamente le simulazioni.

Lo scopo di questo capitolo è illustrare la validazione del modello in queste quattro condizioni; per raggiungere tale obiettivo si confrontano i dati simulati da GT-Power con i dati sperimentali forniti su Excel. I dati di input considerati sono rpm e PME; quest'ultima non è fornita, ma nota la coppia è immediato calcolarla secondo la formula $PME = (4 \cdot \pi \cdot coppia) / cilindrata$.

Le grandezze di output considerate per la validazione sono (in parentesi la sigla di identificazione utilizzata nei grafici, con la relativa unità di misura):

- Consumo specifico di combustibile (BSFC [g/kWh])
- Pressione nel rail (Prail [bar])
- Portata di aria aspirata da un cilindro (portataaria [g/s])
- Angolo di inizio dell'iniezione principale prima del PMS (SOIMain [deg])
- Quantità di combustibile iniettata (consumo [mg/c])
- Produzione di ossidi di azoto (NOx [ppm])

E' possibile osservare che molte grandezze sono le stesse già considerate nei capitoli precedenti: questo è dovuto, come spiegato in precedenza, alla grande importanza che ricoprono nello studio del funzionamento di un MCI. Si è deciso di valutare anche il consumo specifico: questa grandezza rapporta i grammi di combustibile consumati ai kWh di potenza generati, dando quindi informazioni sulla potenza erogata dal motore.

Analogamente a quanto fatto nel Capitolo 6, è necessario modificare il modello originale prima di procedere alla simulazione: GT-Power prevede uno strumento apposito per simulare i casi transitori, il transient.

Di seguito è illustrato il procedimento svolto per implementare il profilo transitorio della PME:

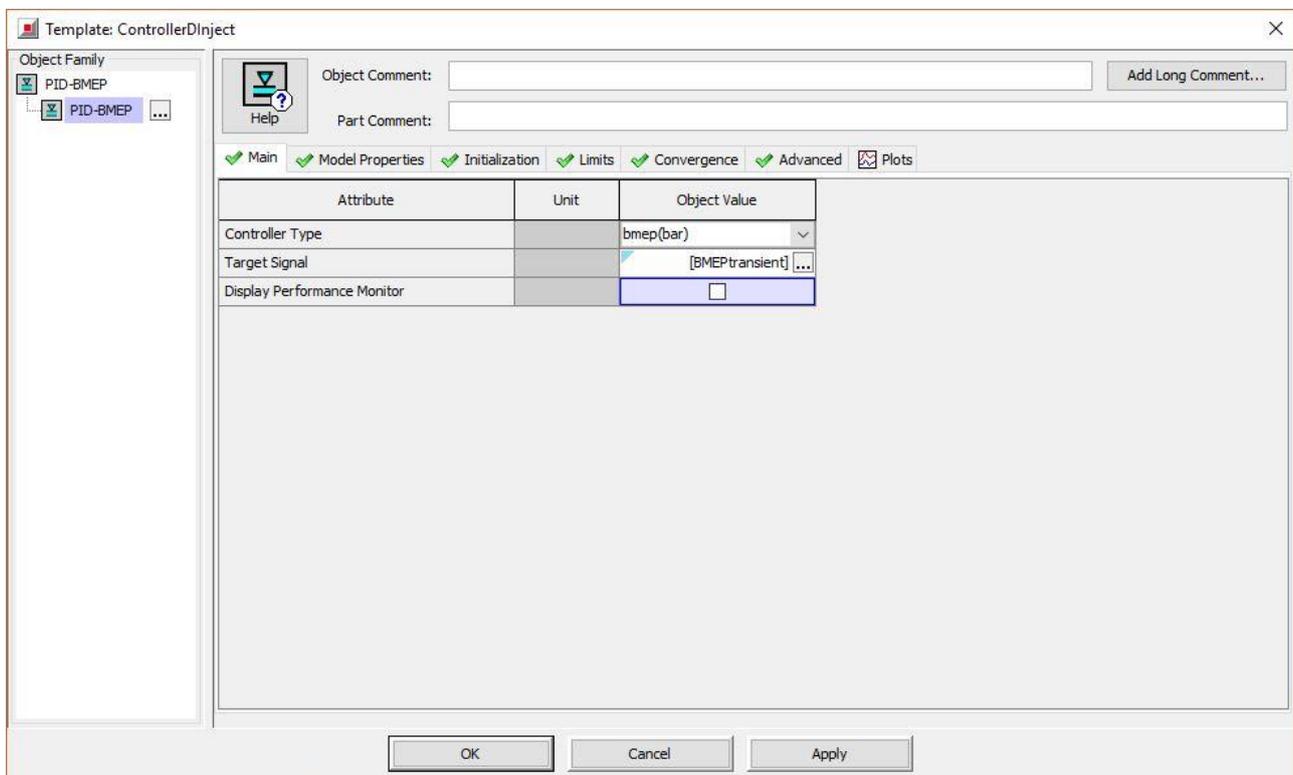


Figura 7.3 inserimento profilo transitorio nel controllore BMEP

Nella sezione “main” del controllore della PME si trova la voce “Target Signal”: qui è presente l’informazione sul valore di PME, che nella prima versione del modello dipende dalla mappa motore.

E’ necessario quindi creare un nuovo oggetto, [BMEPtransient] per due ragioni:

1. L’oggetto che viene sostituito ([BMEP]) è presente in molti altri componenti del modello con la funzione di inizializzare i valori, per cui non è possibile eliminarlo (eccetto che dal controllore di BMEP); l’unica soluzione è la creazione di un oggetto ad hoc da inserire nel controllore.
2. Simulando un transitorio, il valore della PME varia in funzione del tempo quindi non può essere stabilito da una mappa motore.

Tale oggetto, una volta creato, deve essere definito numericamente:

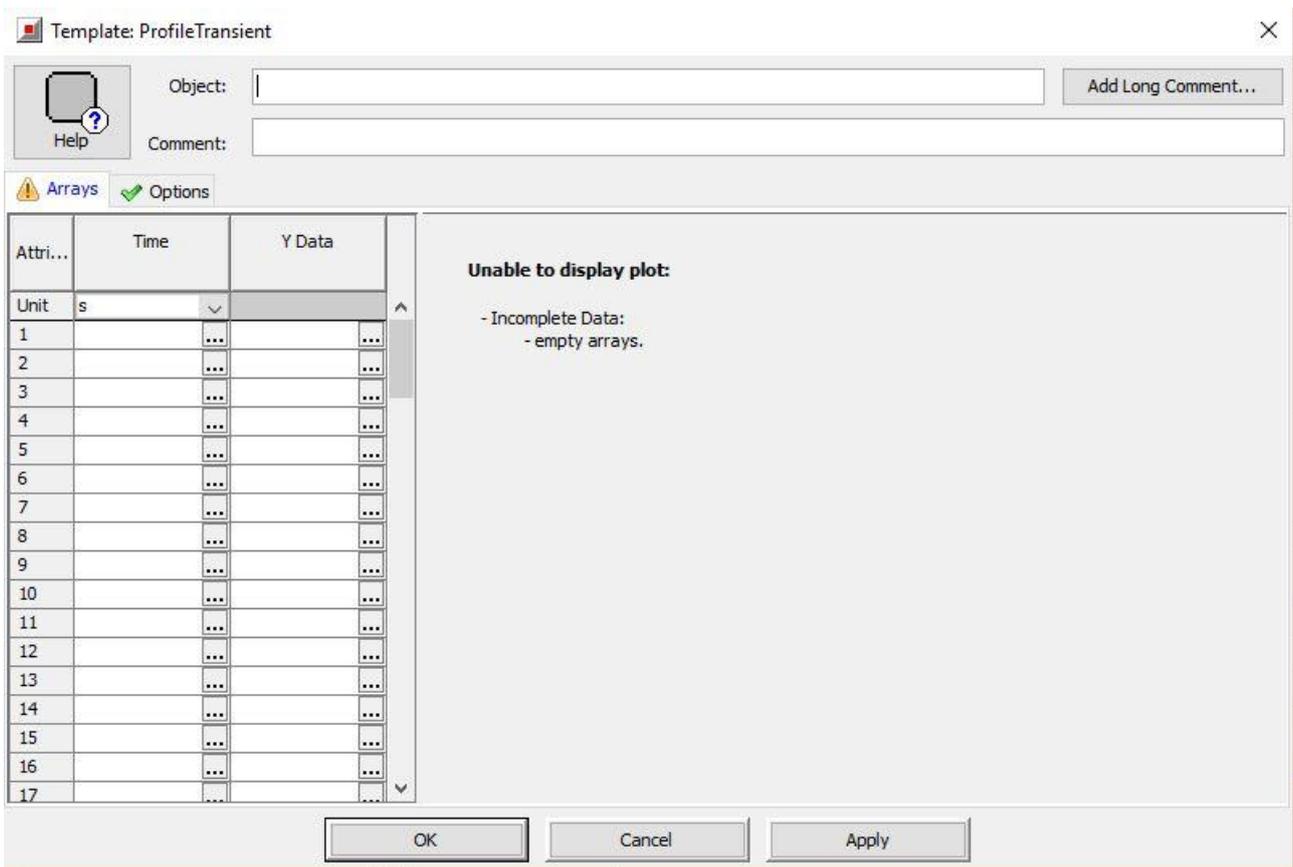


Figura 7.4 inserimento dei valori numerici nel profilo transitorio

Aprendo le impostazioni dell’oggetto appena creato si presenta la finestra rappresentata in figura 7.4: si nota la presenza di due colonne, una per il dato temporale e l’altra per la variabile funzione del tempo.

Le quattro rampe di dati fornite constano rispettivamente di 21309, 21299, 19219 e 19188 campionamenti effettuati ogni 0.01s. Sfortunatamente in GT-Power non è possibile implementare più di 20000 dati, quindi per le due configurazioni della R02 sono stati rimossi i dati iniziali necessari a rispettare il vincolo; questa scelta ha un impatto minimo sulla valutazione del transitorio perché tale rampa inizialmente prevede una condizione pressoché stazionaria, seguita poi dal transitorio vero e proprio che invece è stato mantenuto nei dati inseriti.

Una volta definito il profilo di variazione della grandezza, è necessario eseguire l’operazione evidenziata in figura 7.5.

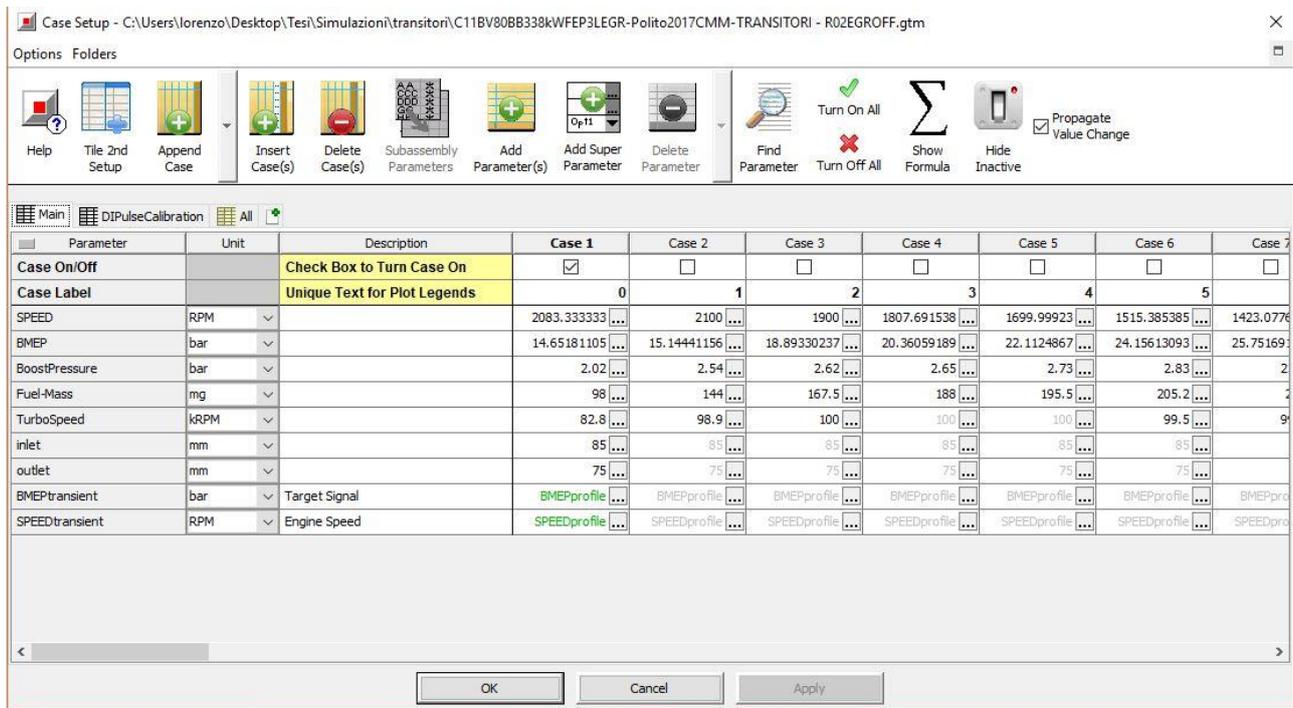


Figura 7.5 impostazione dei profili transitori nel controllore Case Setup

Nel Case Setup bisogna aggiungere un nuovo parametro per ogni profilo transitorio creato e, limitatamente al Case 1 (gli altri non vengono considerati), linkare a questo parametro il profilo transitorio precedentemente creato. Coerentemente con quanto affermato prima, non sono stati rimossi i parametri SPEED e BMEP poiché inizializzano i valori in molti altri componenti del modello, ma l'introduzione dei due profili transitori obbliga il modello a seguire quei valori in funzione del tempo.

Il procedimento illustrato per la creazione del profilo transitorio della PME si replica identicamente per la creazione del profilo della velocità di rotazione, con due differenze: la variabile y deve rappresentare gli rpm e tale profilo va creato nel controllore della velocità di rotazione e non in quello della PME.

Il link del profilo di velocità è anch'esso mostrato in figura 7.5.

Le due rampe assegnate sono state valutate in due condizioni di funzionamento differenti: con e senza EGR.

Questa differenza viene introdotta in GT-Power semplicemente azzerando la mappa dell'EGR, presente nel medesimo controllore, per i due casi valutati senza EGR.

L'estrazione dei valori delle grandezze simulate avviene secondo la stessa procedura illustrata nel Capitolo 5, avendo cura di sostituire le precedenti grandezze nel programma di export e implementare le nuove. Per esportare i dati variabili in funzione del tempo è necessaria un'ulteriore modifica al programma di export: bisogna selezionare l'opzione Time RLT al posto di Case RLT (impostazione di default).

Anche in questa analisi, a causa del segreto industriale, non è stato possibile riportare i valori numerici ottenuti. Tali valori sono stati normalizzati rispetto al valore massimo riscontrato.

L'analisi e la validazione del modello sono state effettuate tramite i grafici descritti ai punti 2, 3, 4 del Capitolo 5. In relazione ai grafici che riportano l'errore assoluto, è stata scelta una scala coerente col valore assunto dalla grandezza che, anche se non può essere mostrato, permette di valutare l'entità dell'errore commesso.

7.4 Presentazione dei dati ottenuti

I grafici ottenuti dalle simulazioni in condizioni di transitorio vengono riportati di seguito, suddividendoli in quattro gruppi corrispondenti alle quattro differenti rampe.

R02EGRon

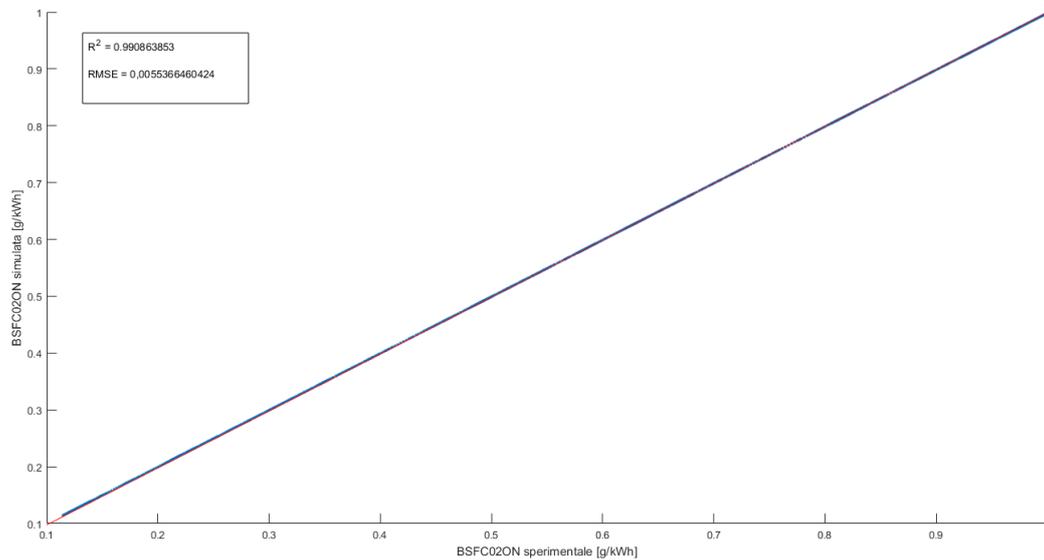


Figura 7.6 consumo specifico sperimentale (x) vs consumo specifico simulato (y) con R^2 e RMSE

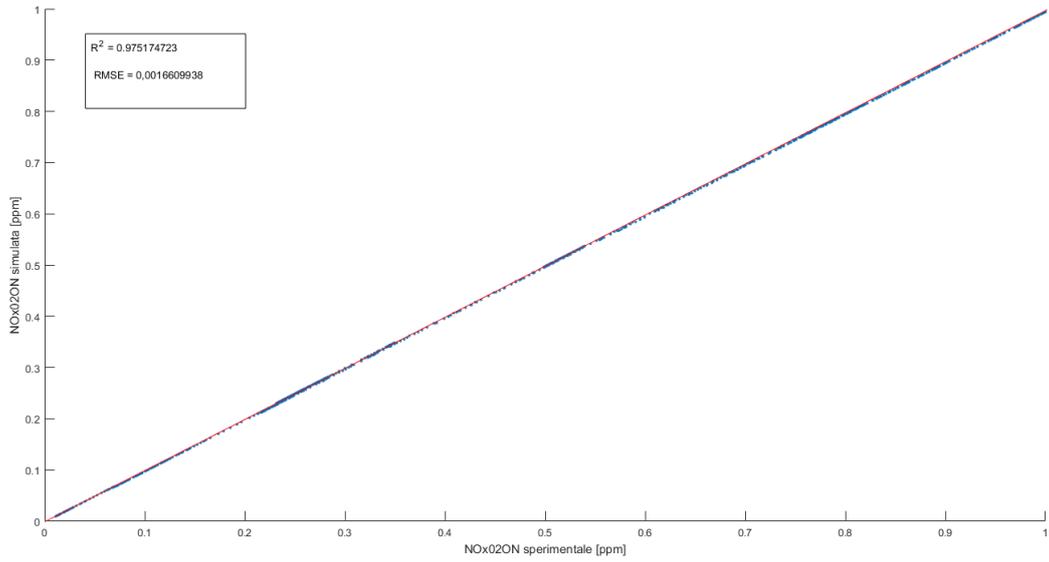


Figura 7.7 concentrazione NOx sperimentale (x) vs concentrazione NOx simulato (y) con R^2 e RMSE

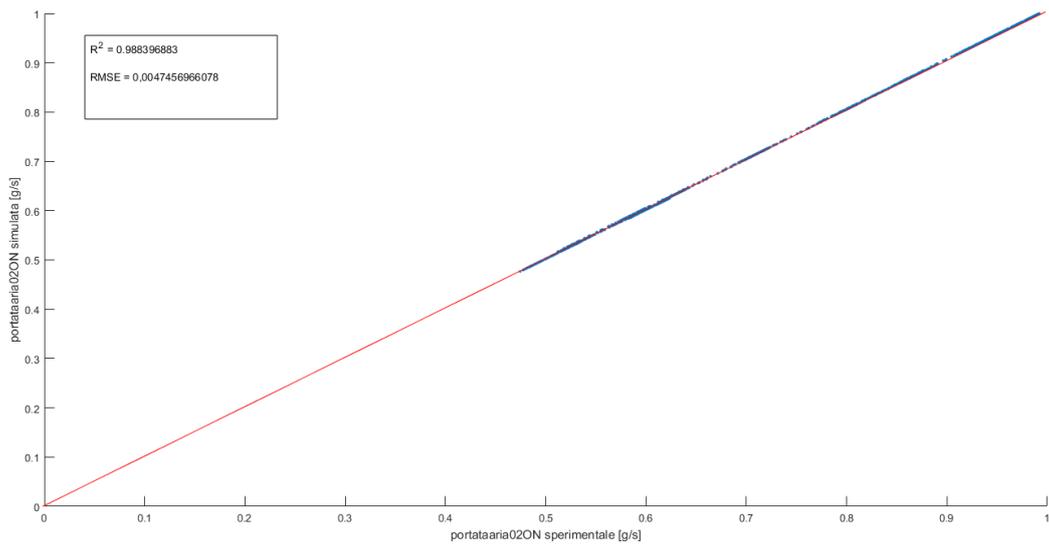


Figura 7.8 portata d'aria sperimentale (x) vs portata d'aria simulata (y) con R^2 e RMSE

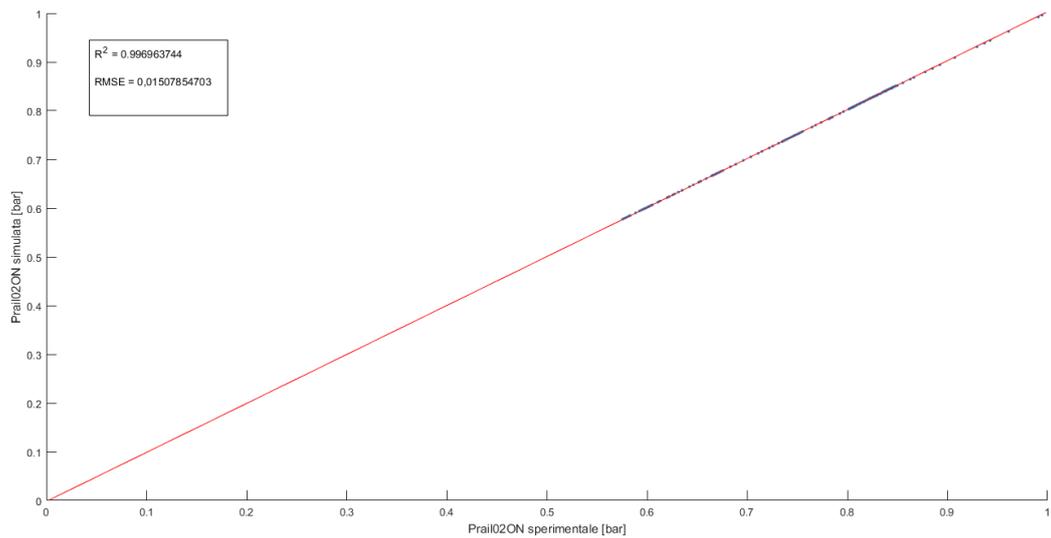


Figura 7.9 Prail sperimentale (x) vs Prail simulato (y) con R^2 e RMSE

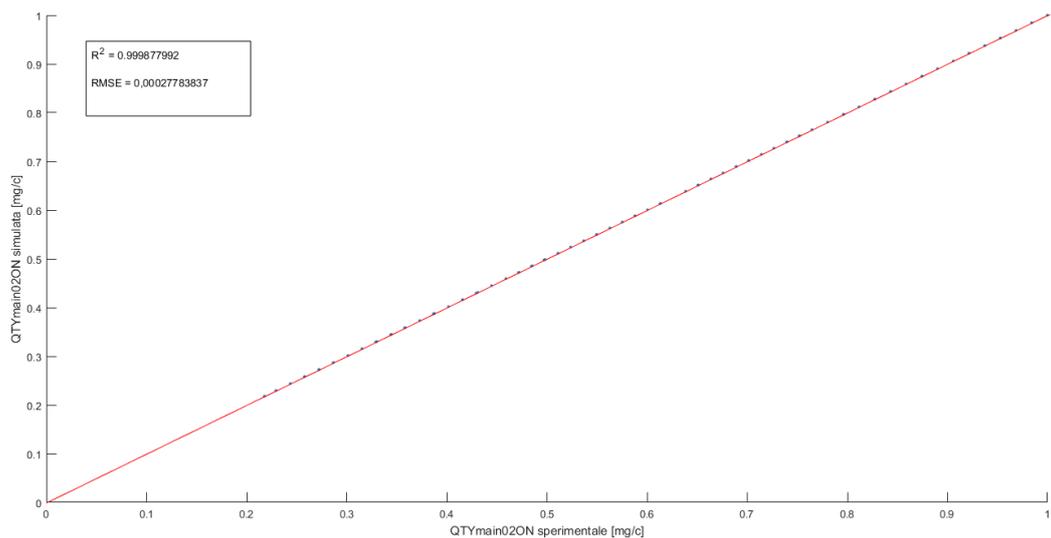


Figura 7.10 quantità iniettata main sperimentale (x) vs quantità iniettata main simulato (y) con R^2 e RMSE

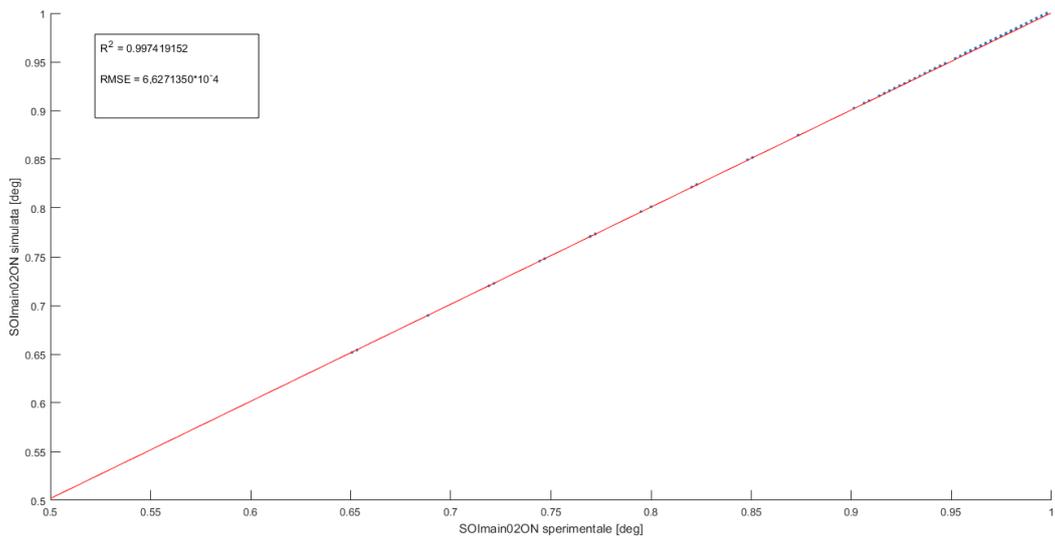


Figura 7.11 SOImain sperimentale (x) vs SOImain simulato (y) con R^2 e RMSE

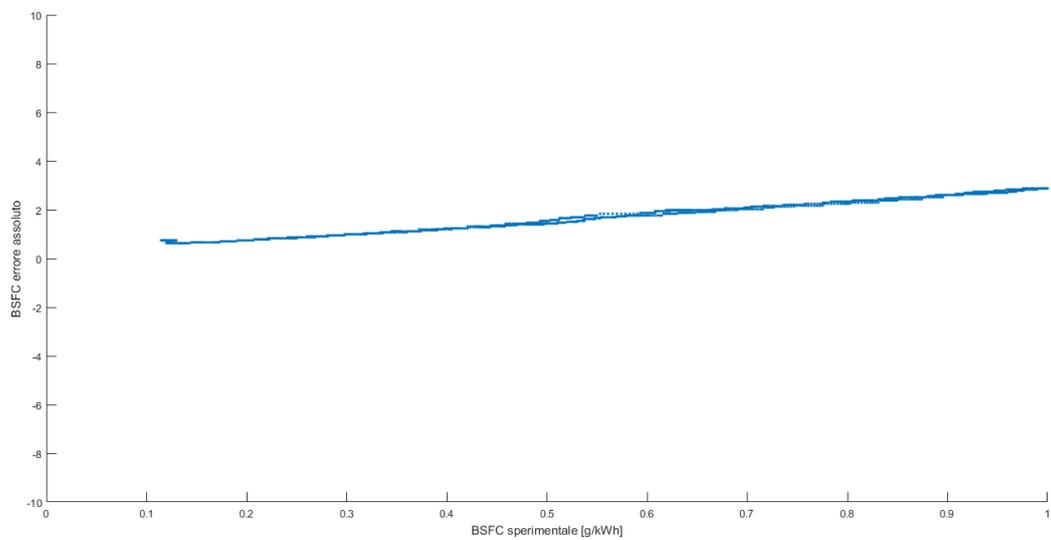


Figura 7.12 BSFC sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

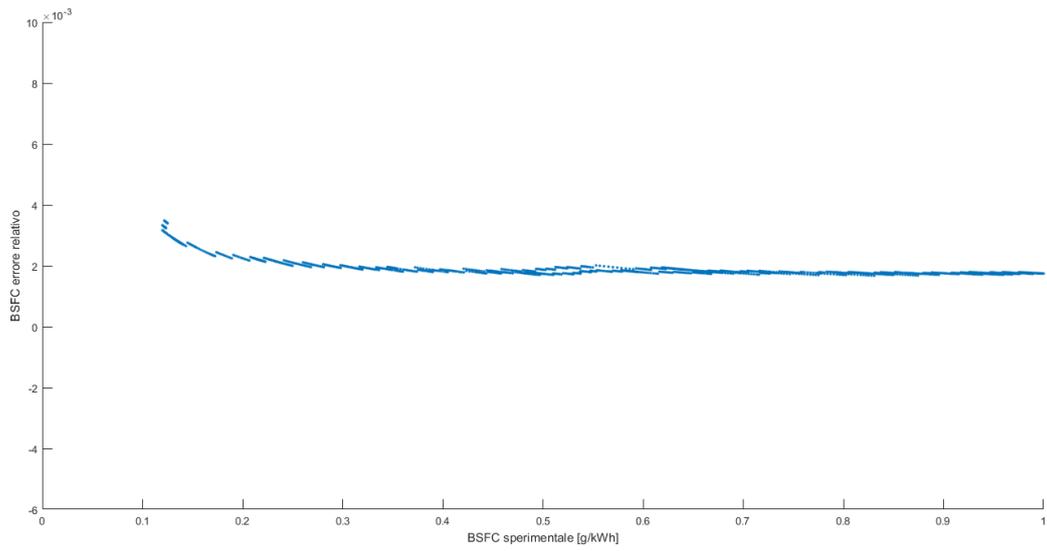


Figura 7.13 BSFC sperimentale (x) vs errore relativo (y)

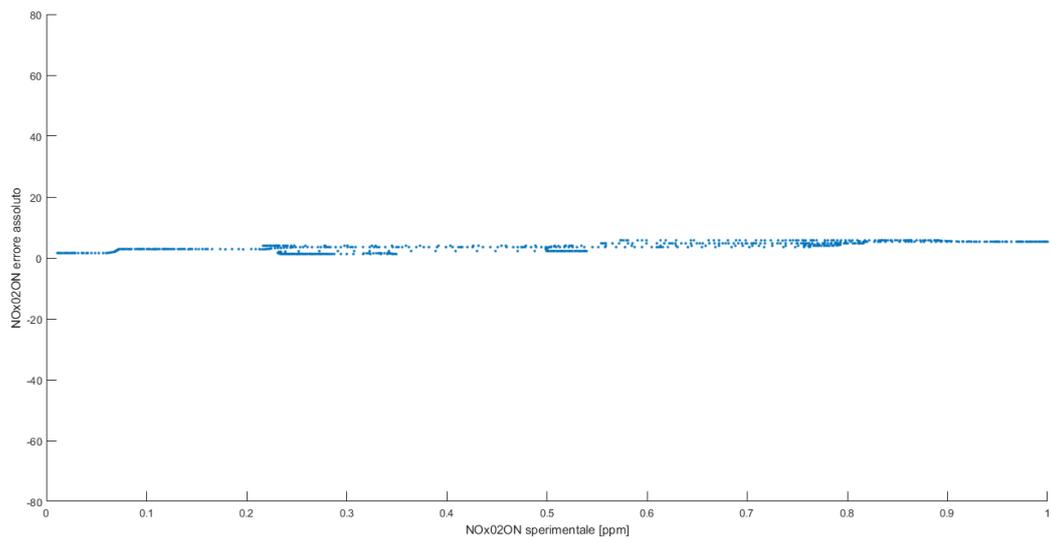


Figura 7.14 concentrazione NOx sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

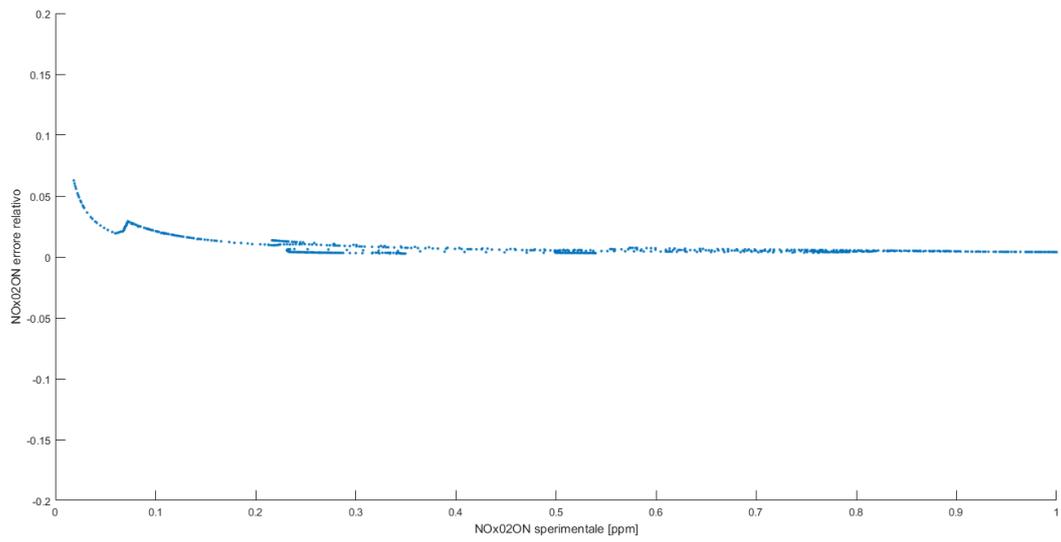


Figura 7.15 concentrazione NOx sperimentale (x) vs errore relativo (y)

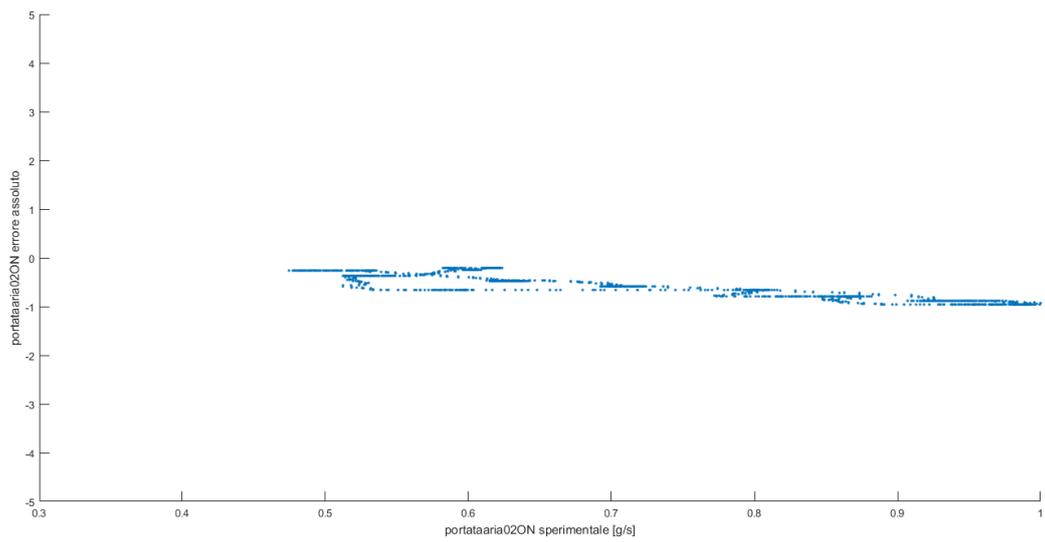


Figura 7.16 portata d'aria sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

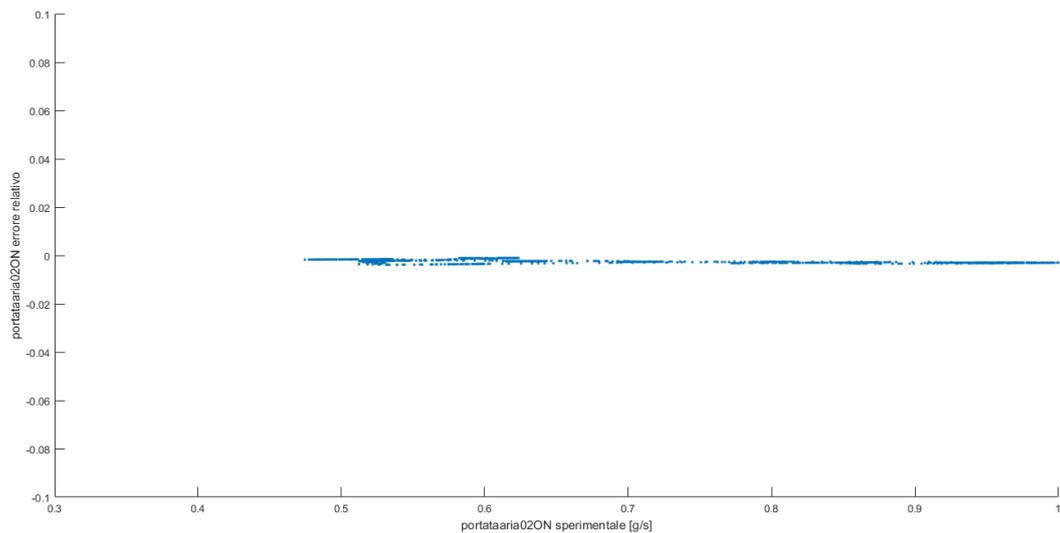


Figura 7.17 portata d'aria sperimentale (x) vs errore relativo (y)

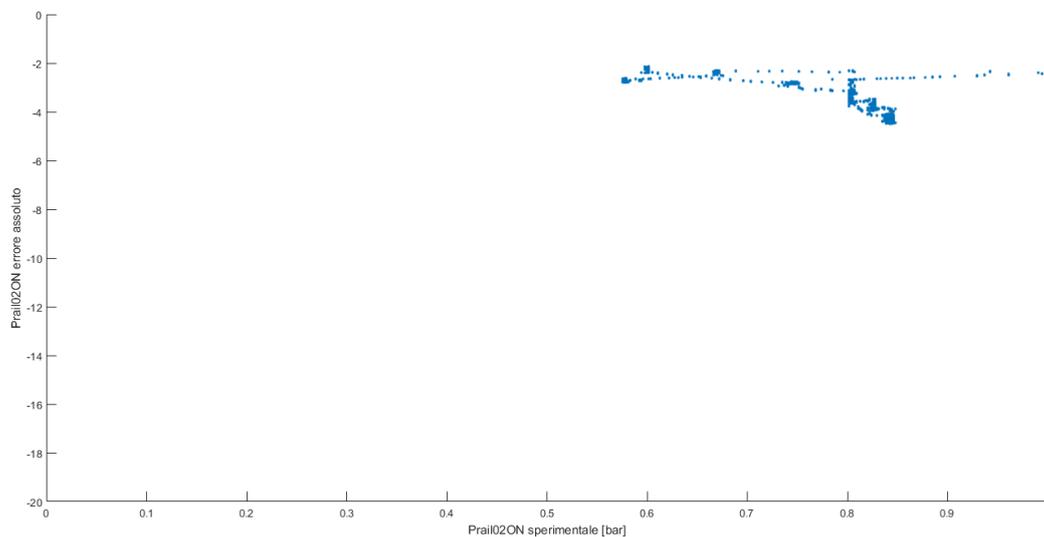


Figura 7.18 Prail sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

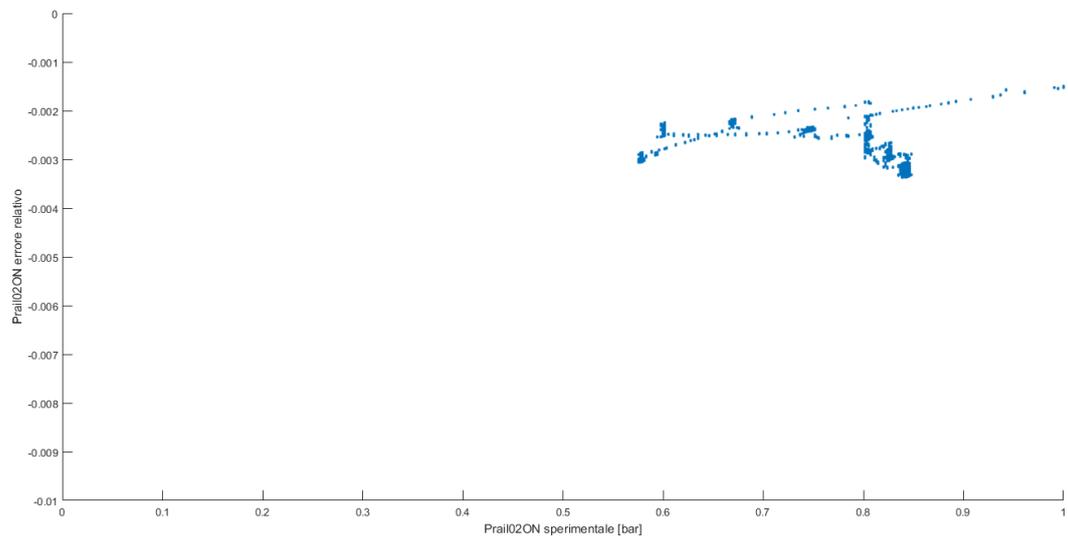


Figura 7.19 Prail sperimentale (x) vs errore relativo (y)

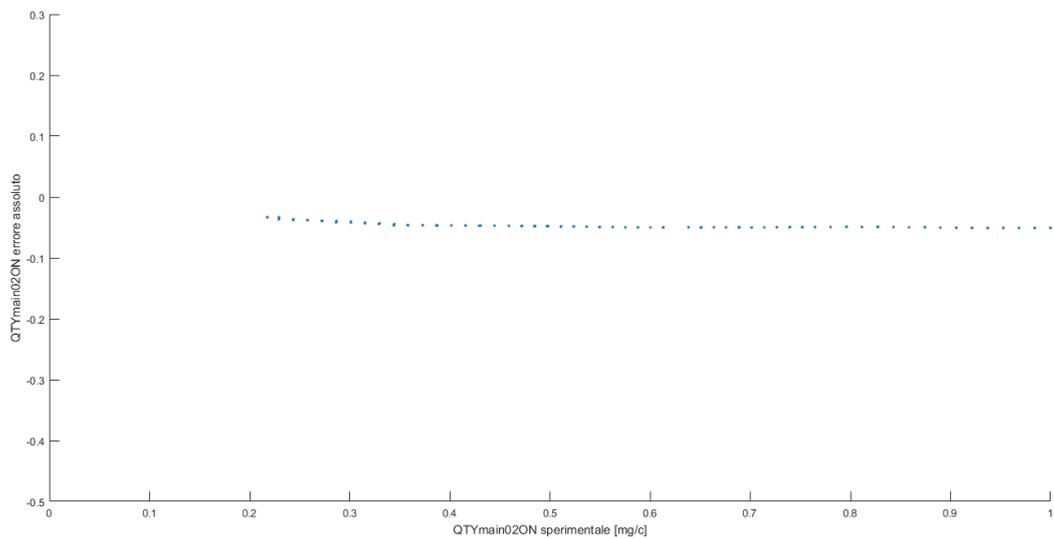


Figura 7.20 quantità iniettata main sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

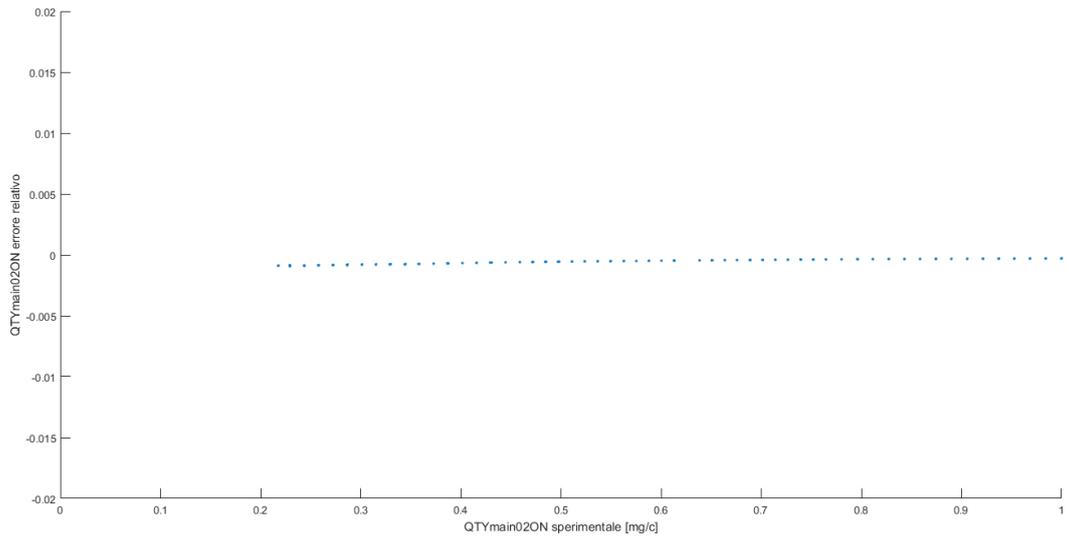


Figura 7.21 quantità iniettata main sperimentale (x) vs errore relativo (y)

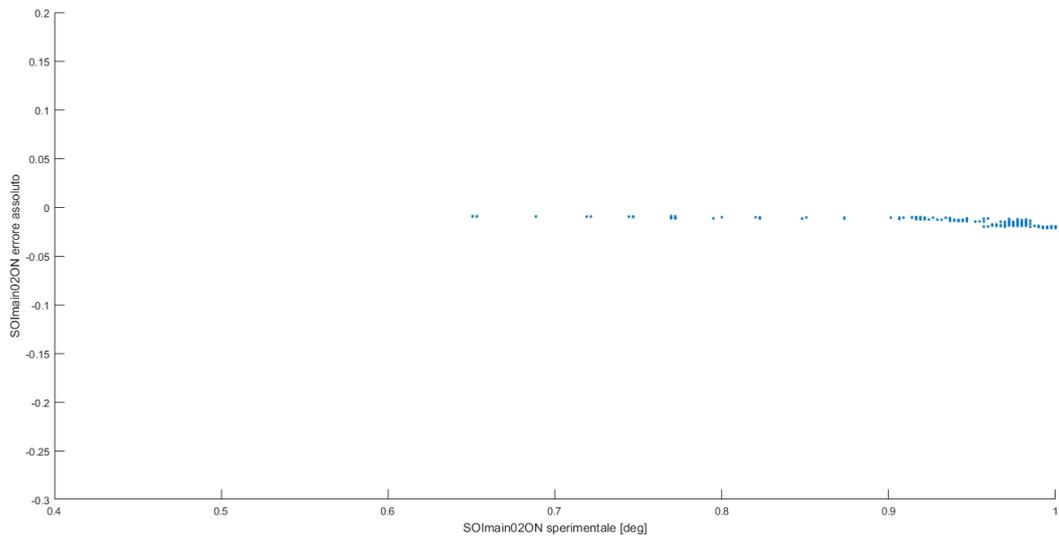


Figura 7.22 SOImain sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

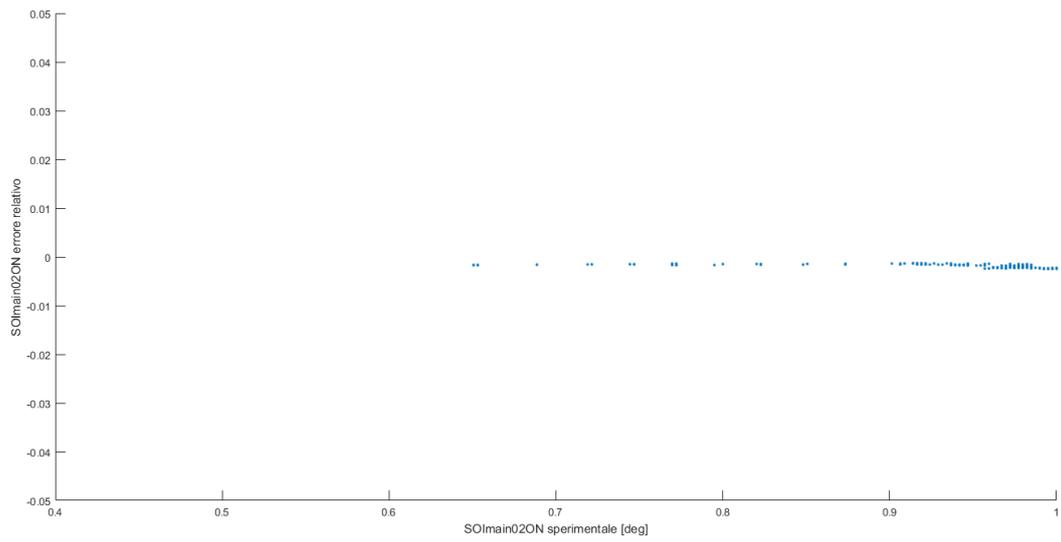


Figura 7.23 SOI main sperimentale (x) vs errore relativo (y)

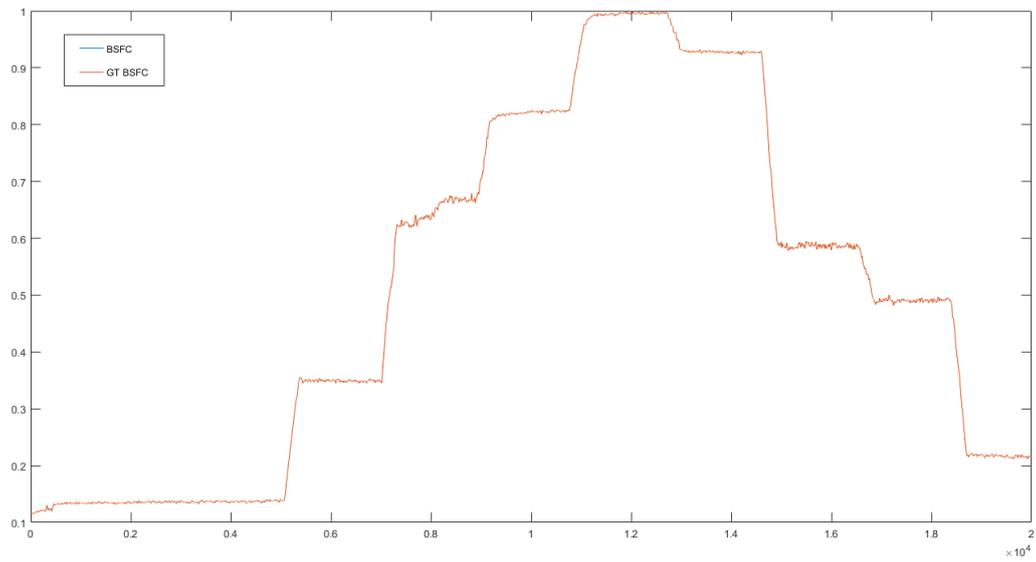


Figura 7.24 andamenti sovrapposti dei profili di BSFC

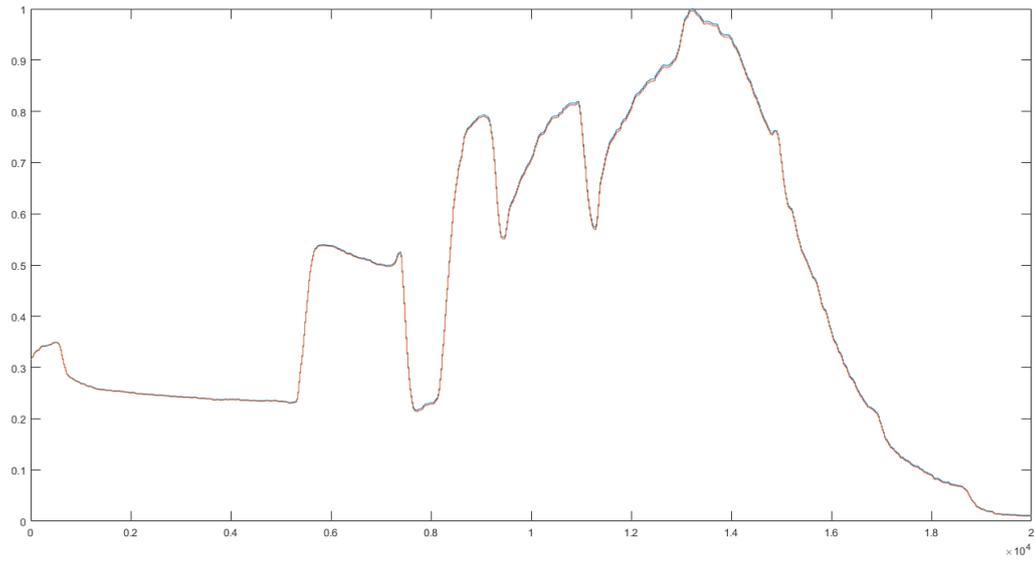


Figura 7.25 andamenti sovrapposti dei profili di NOx

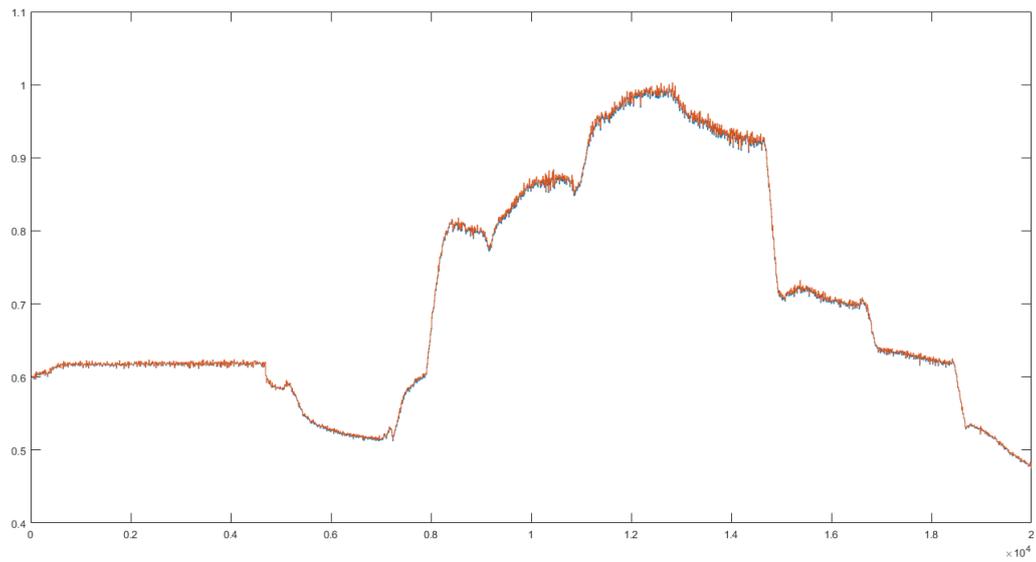


Figura 7.26 andamenti sovrapposti dei profili di portata d'aria

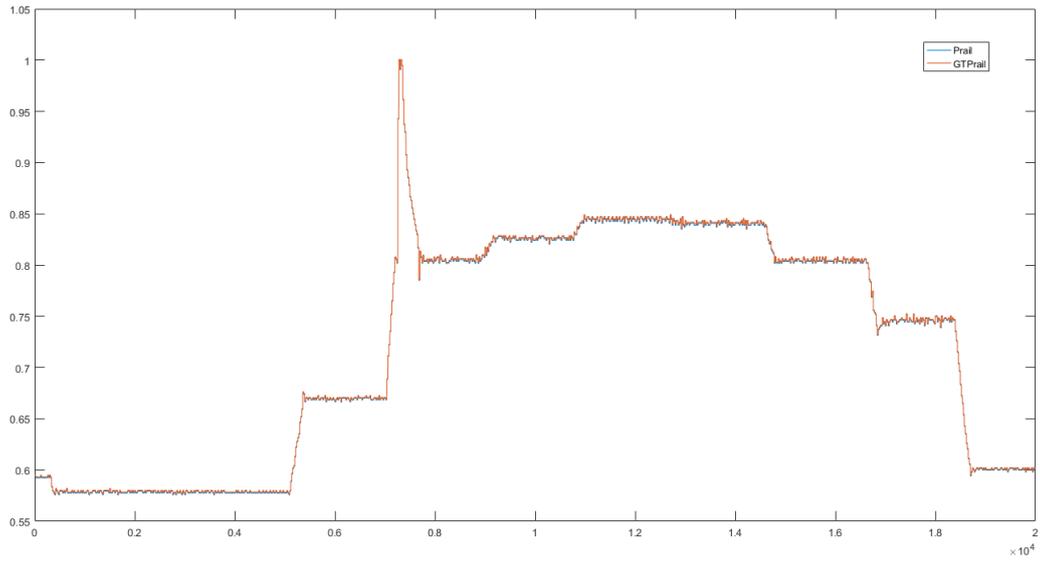


Figura 7.27 andamenti sovrapposti dei profili di Prail

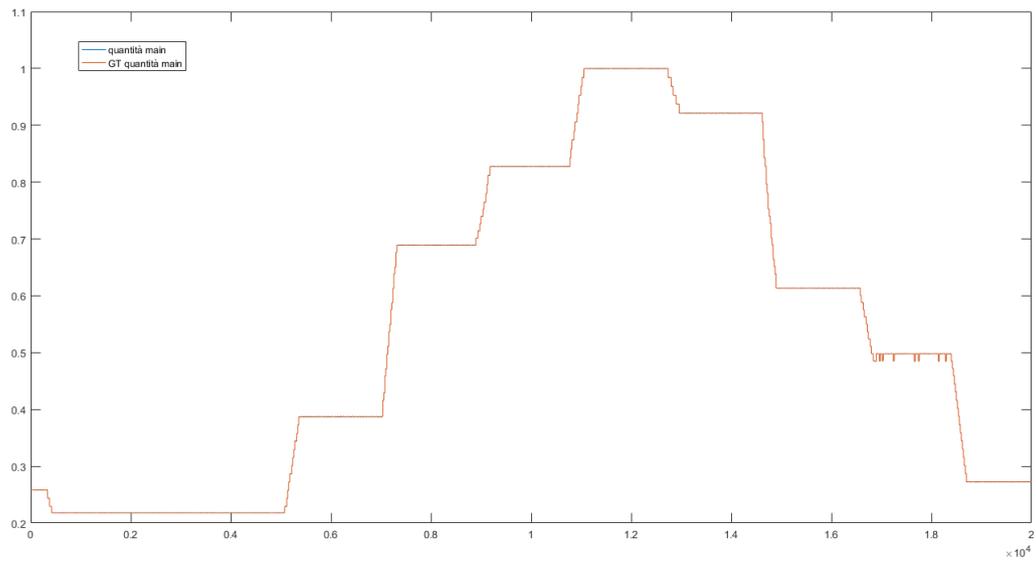


Figura 7.28 andamenti sovrapposti dei profili di quantità iniettata main

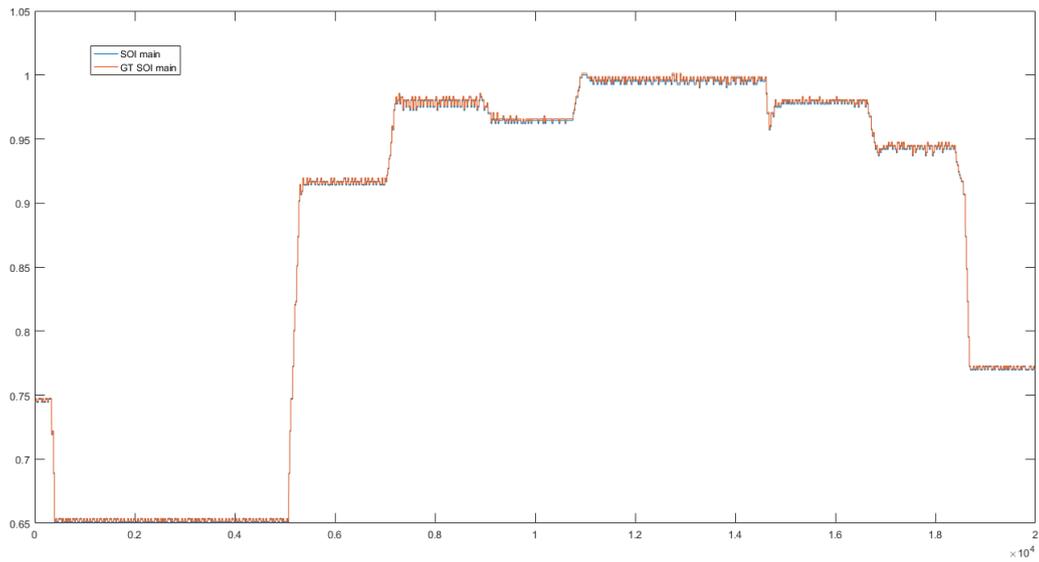


Figura 7.29 andamenti sovrapposti dei profili di SOImain

R02EGRoff

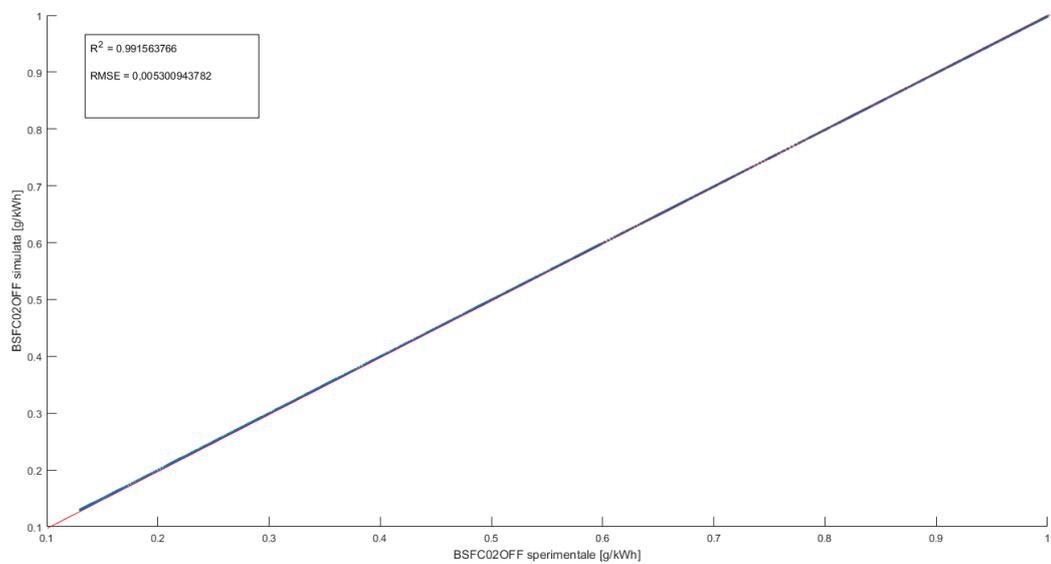


Figura 7.30 consumo specifico sperimentale (x) vs consumo specifico simulato (y) con R^2 e RMSE

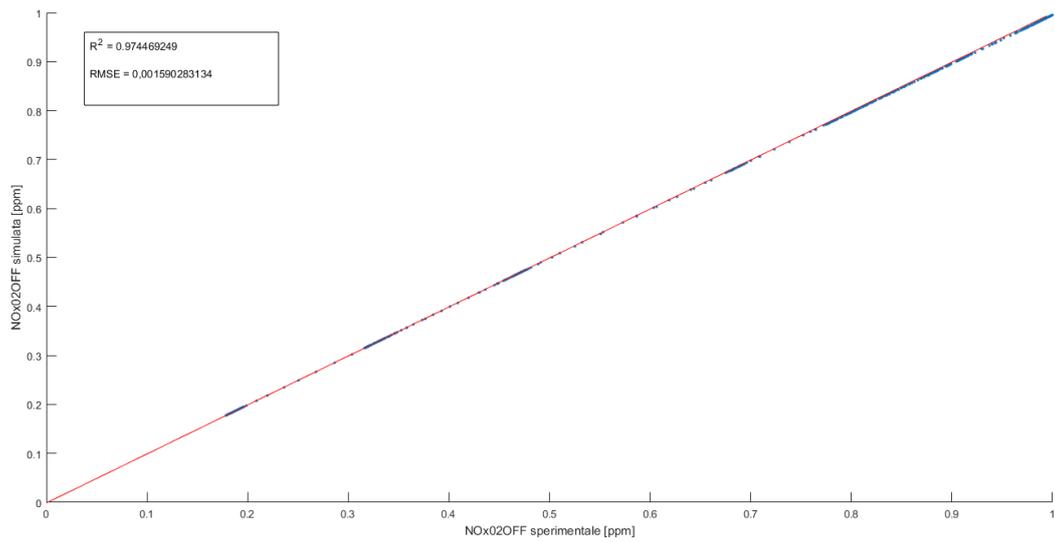


Figura 7.31 concentrazione NOx sperimentale (x) vs concentrazione NOx simulato (y) con R² e RMSE

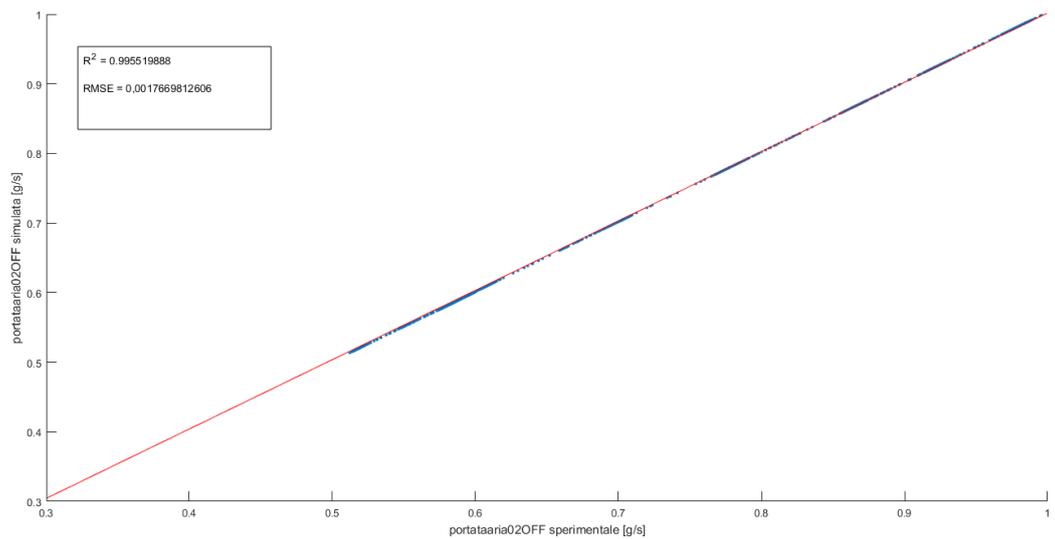


Figura 7.32 portata d'aria sperimentale (x) vs portata d'aria simulata (y) con R² e RMSE

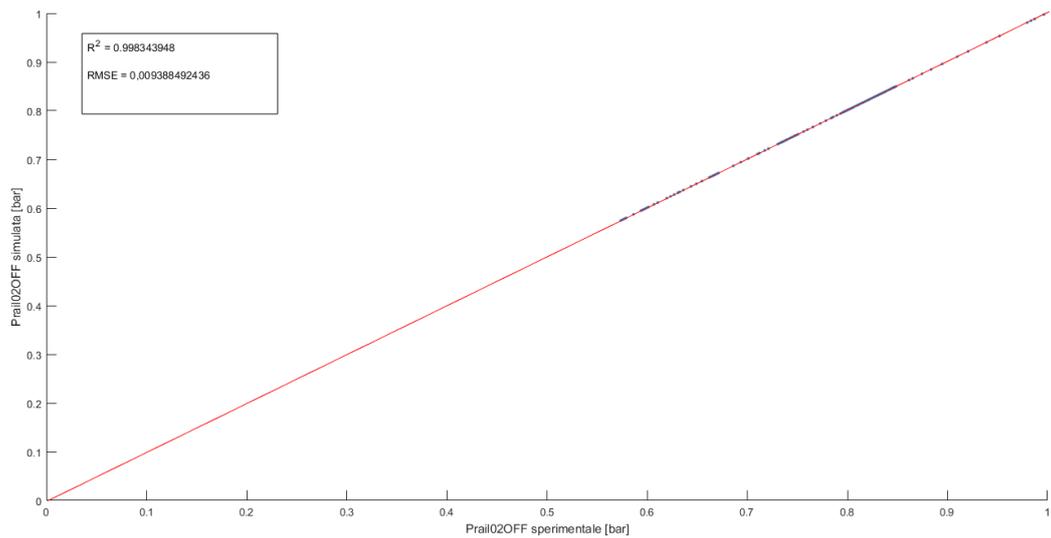


Figura 7.33 Prail sperimentale (x) vs Prail simulato (y) con R^2 e RMSE

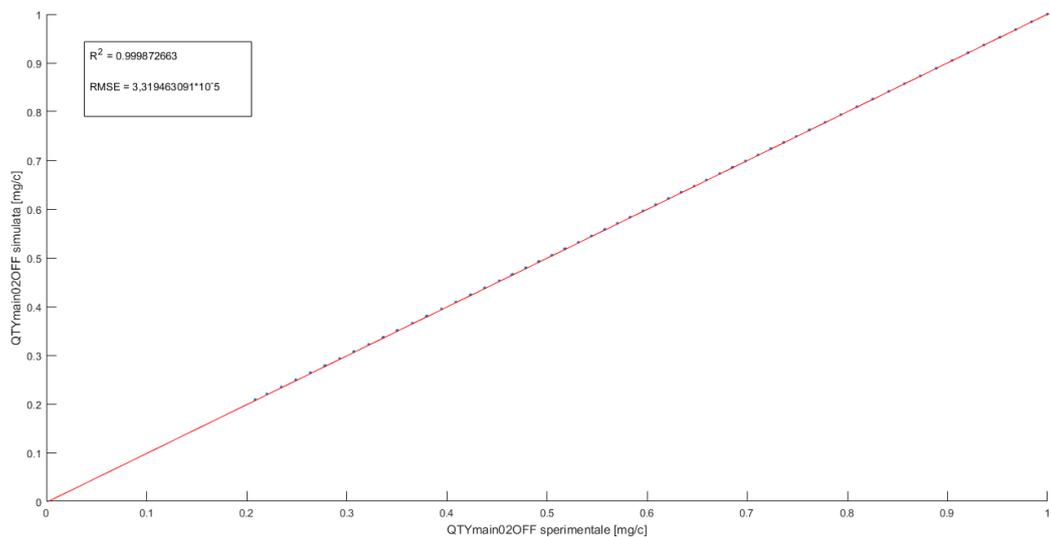


Figura 7.34 quantità iniettata main sperimentale (x) vs quantità iniettata main simulato (y) con R^2 e RMSE

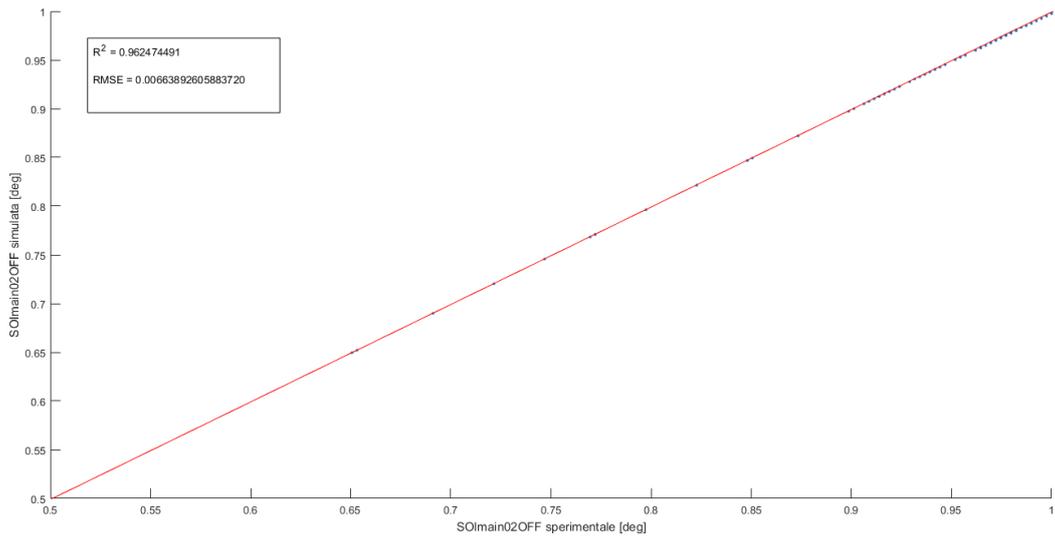


Figura 7.35 SOImain sperimentale (x) vs SOImain simulato (y) con R^2 e RMSE

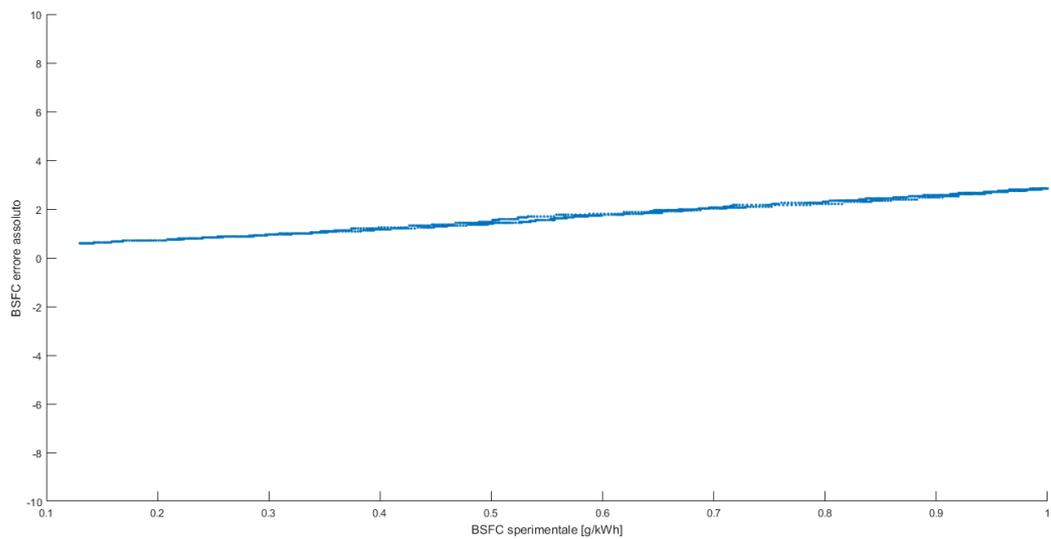


Figura 7.35 BSFC sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

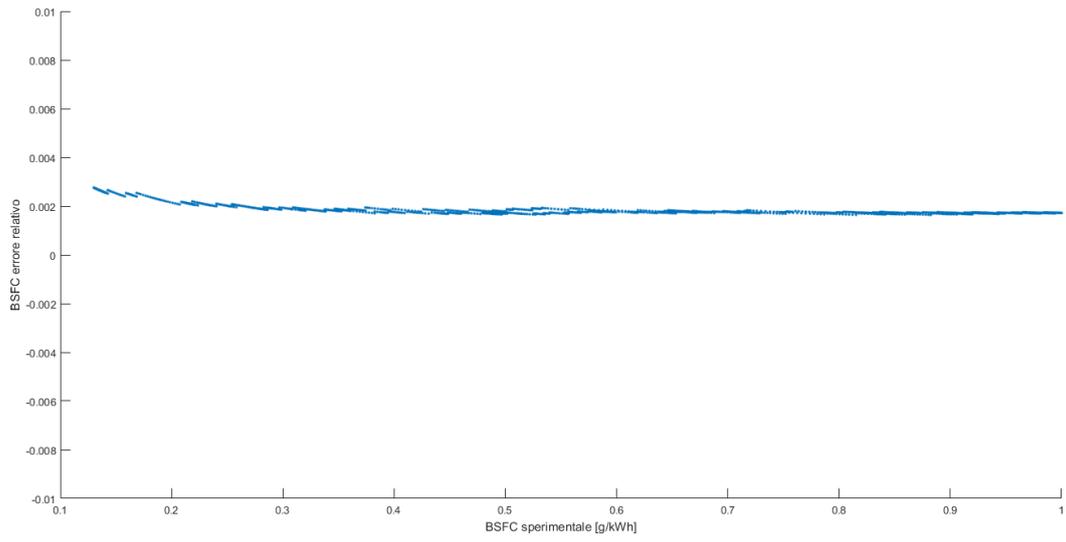


Figura 7.36 BSFC sperimentale (x) vs errore relativo (y)

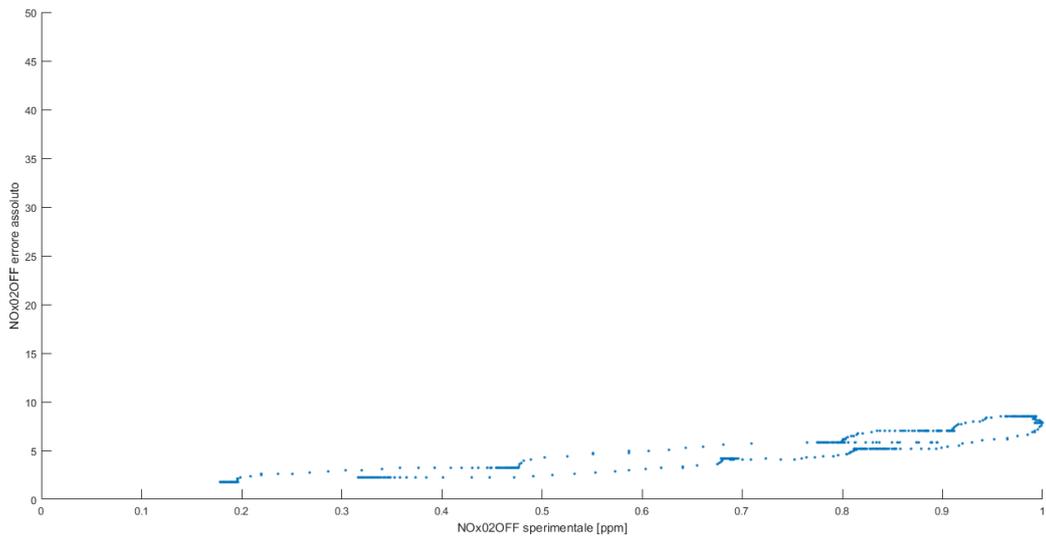


Figura 7.37 concentrazione NOx sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

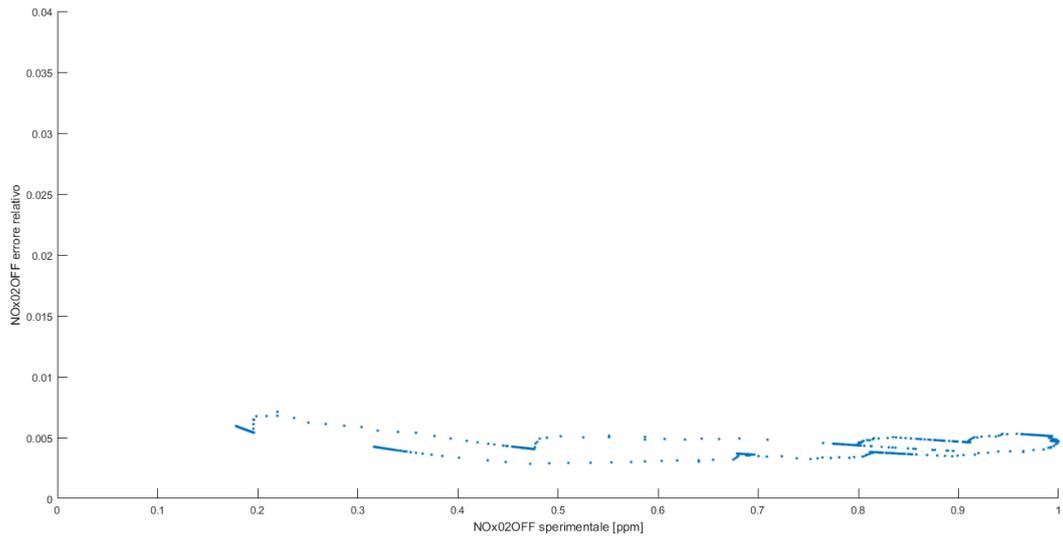


Figura 7.38 concentrazione NOx sperimentale (x) vs errore relativo (y)

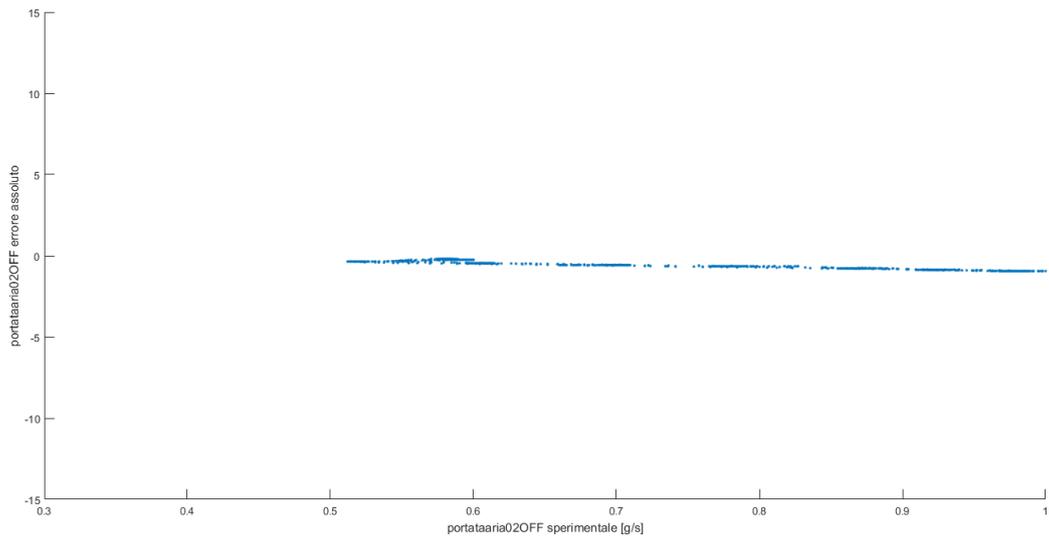


Figura 7.40 portata d'aria sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

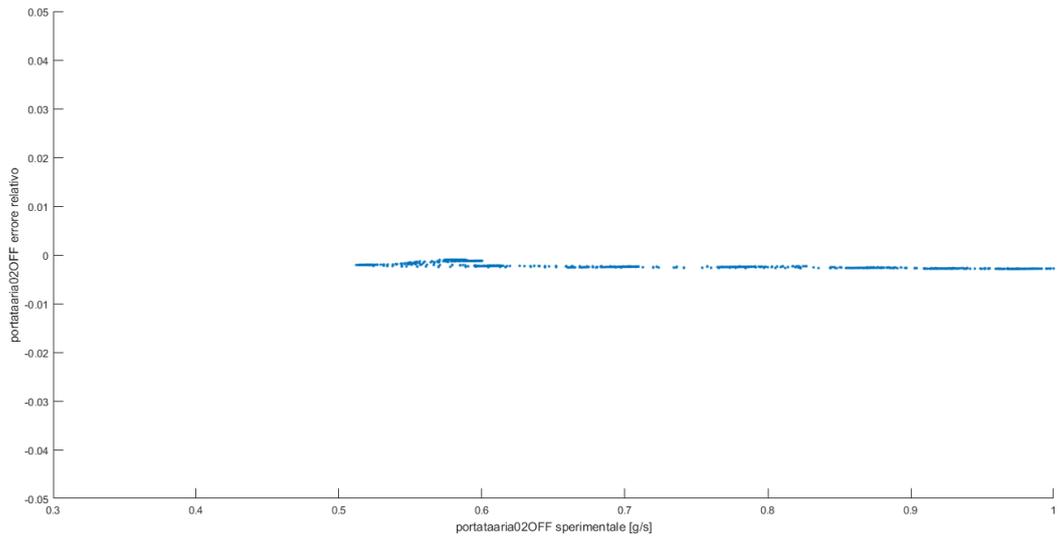


Figura 7.41 portata d'aria sperimentale (x) vs errore relativo (y)

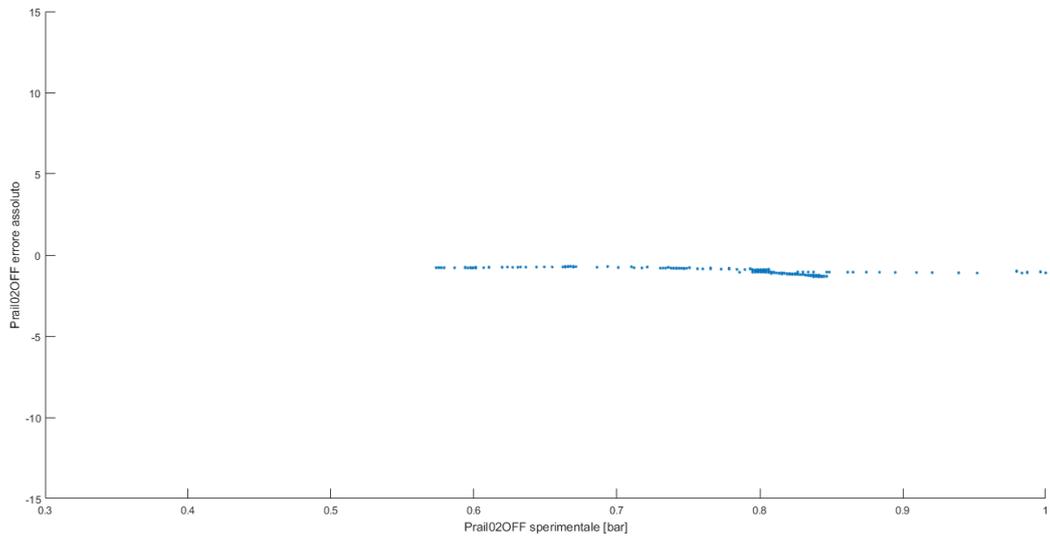


Figura 7.42 Prail sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

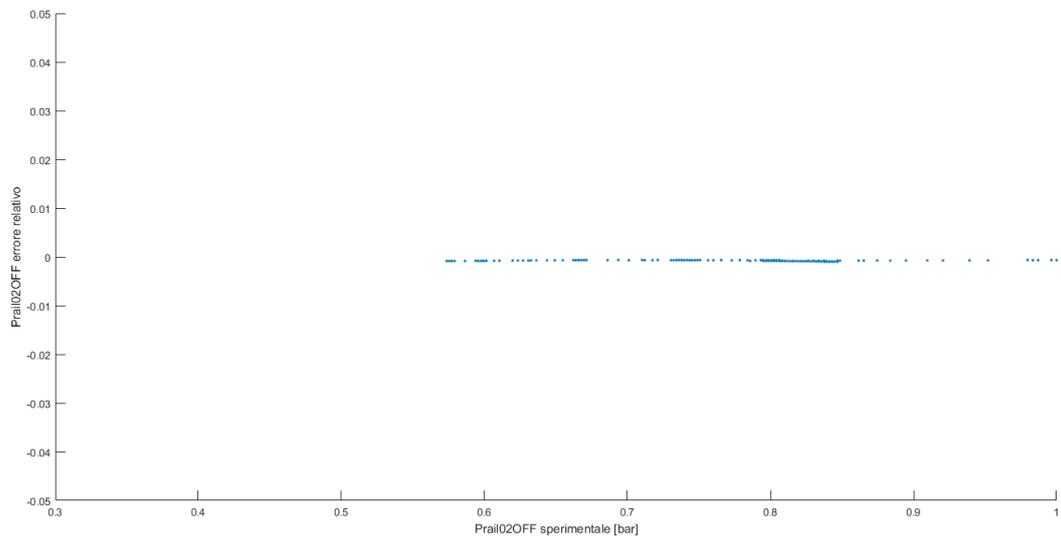


Figura 7.43 Prail sperimentale (x) vs errore relativo (y)

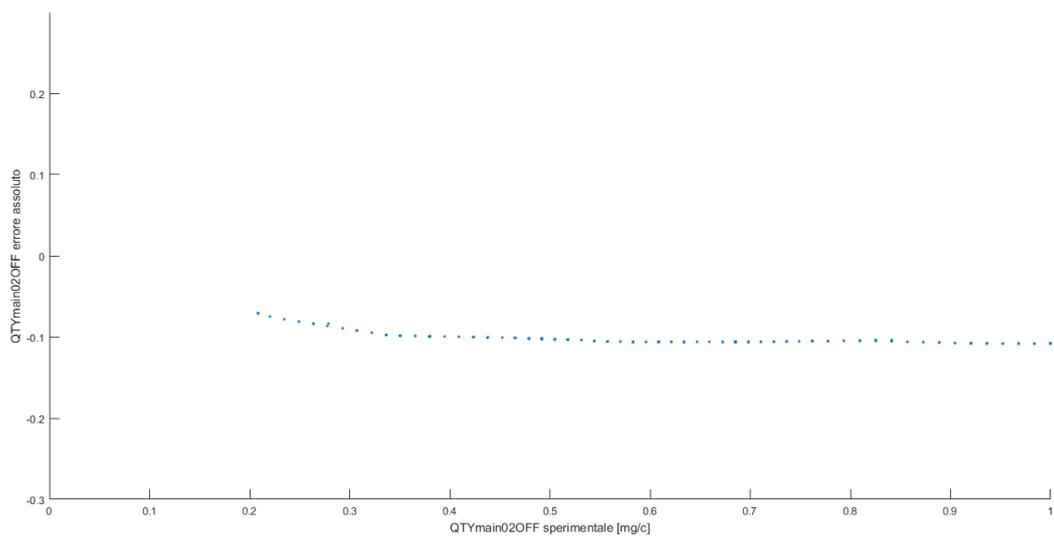


Figura 7.44 quantità iniettata main sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

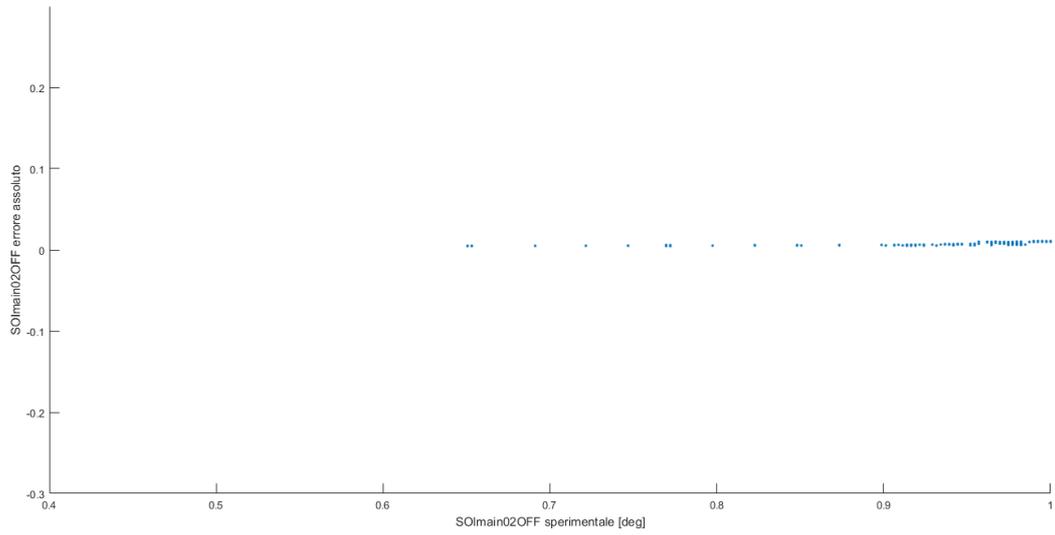


Figura 7.45 quantità iniettata main sperimentale (x) vs errore relativo (y)

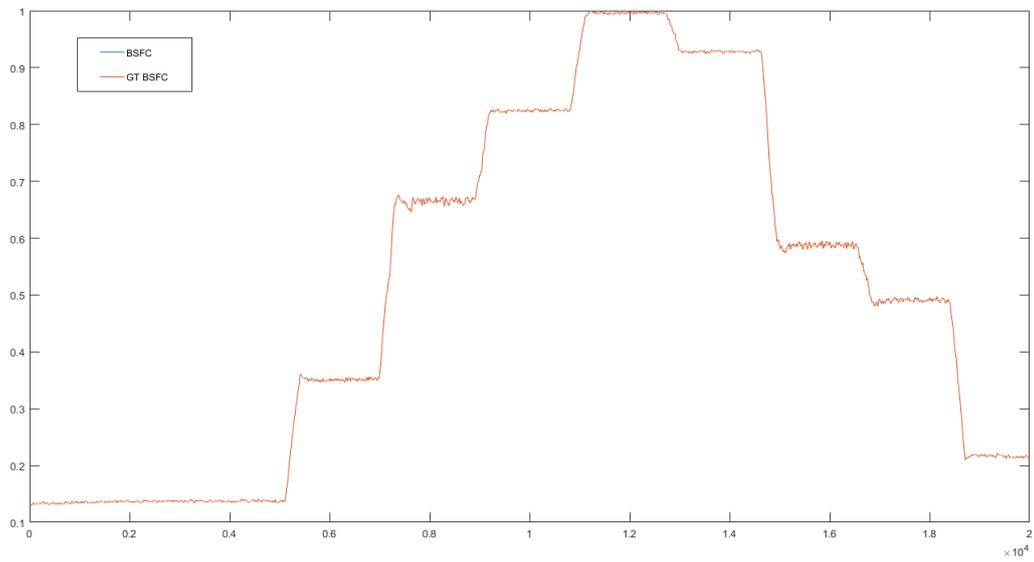


Figura 7.46 andamenti sovrapposti dei profili di BSFC

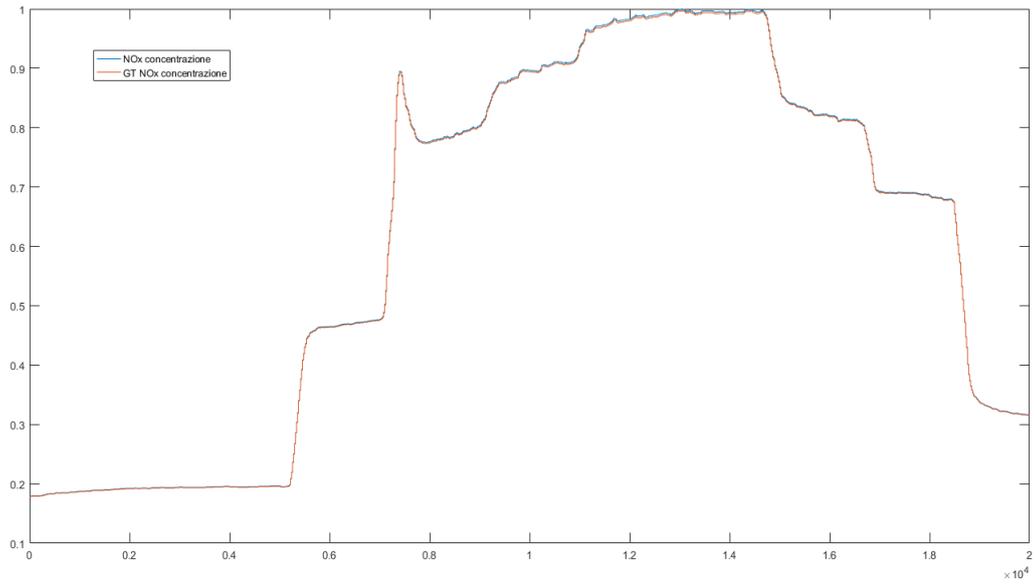


Figura 7.47 andamenti sovrapposti dei profili di NOx

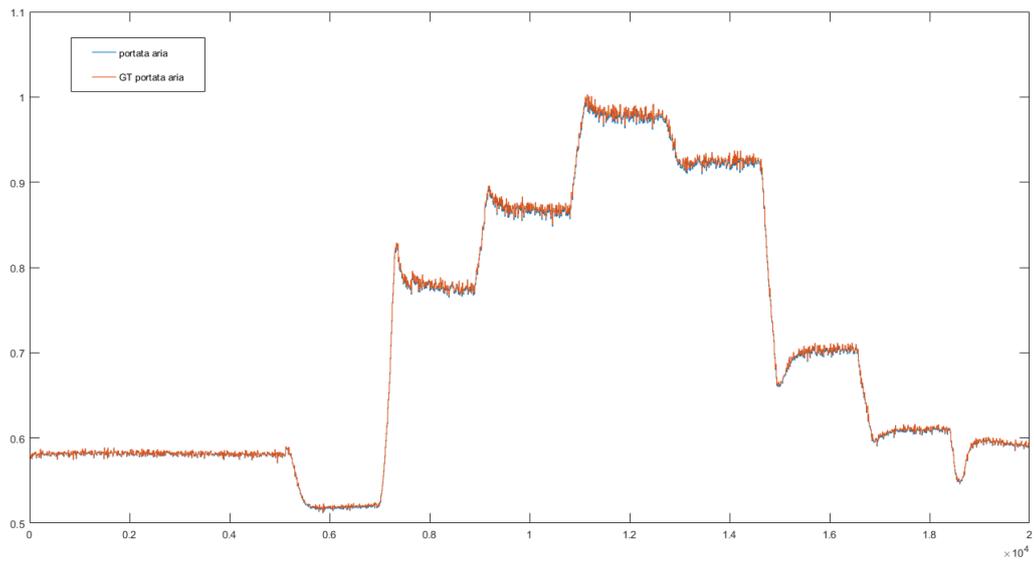


Figura 7.48 andamenti sovrapposti dei profili di portata d'aria

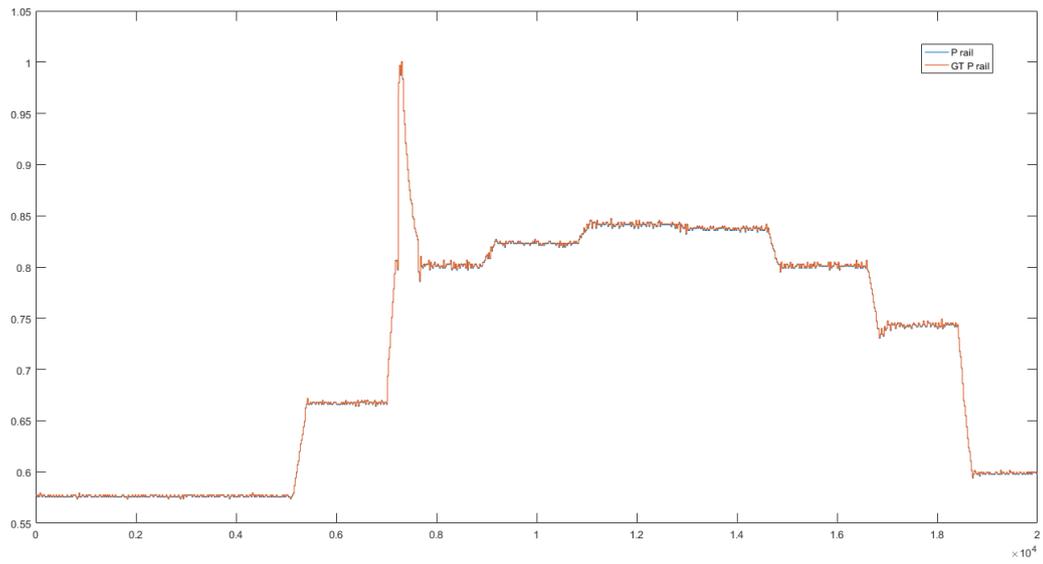


Figura 7.49 andamenti sovrapposti dei profili di Prail

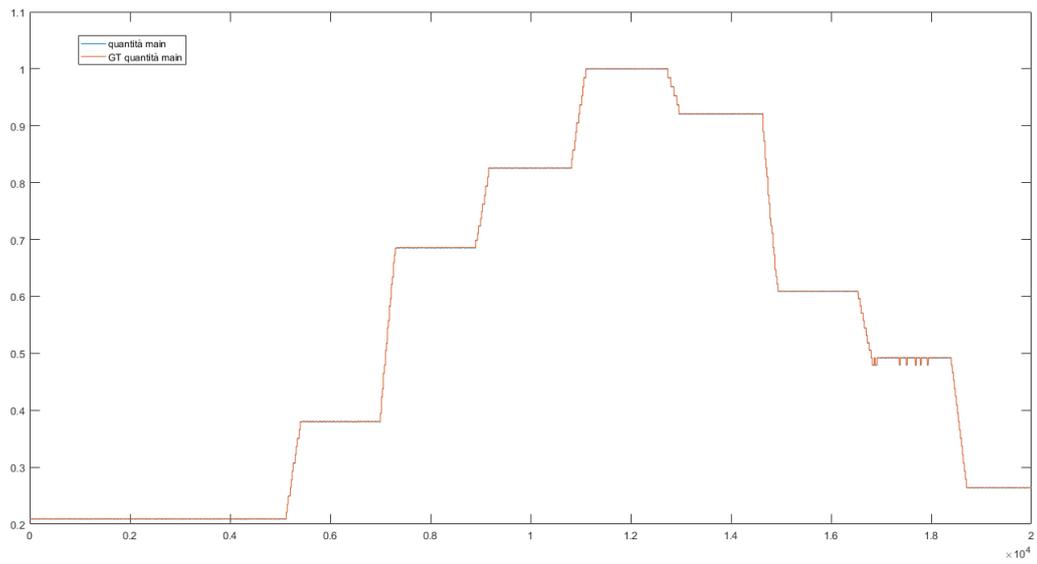


Figura 7.50 andamenti sovrapposti dei profili di quantità iniettata main

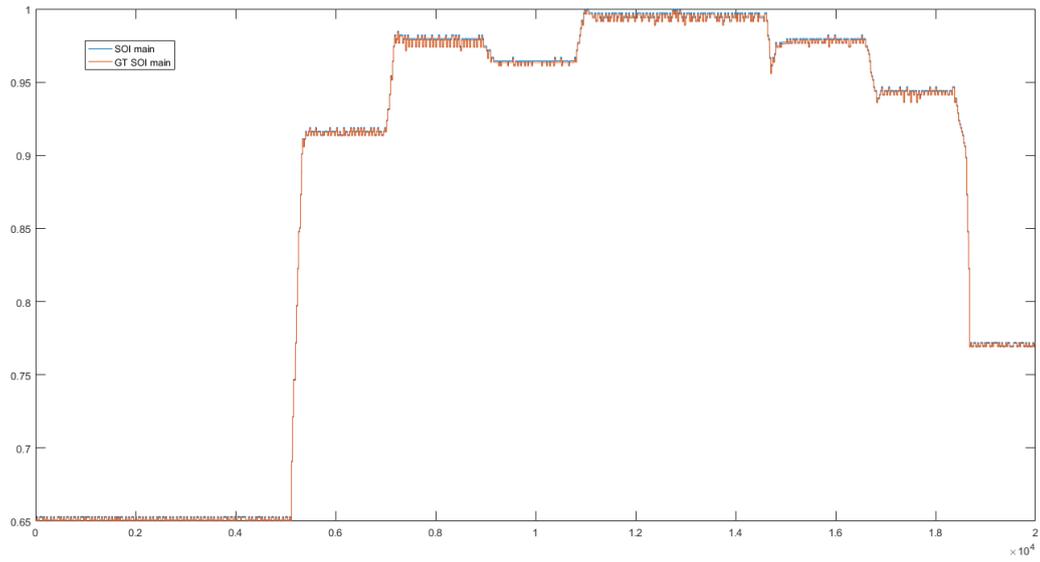


Figura 7.51 andamenti sovrapposti dei profili di SOImain

R04EGRon

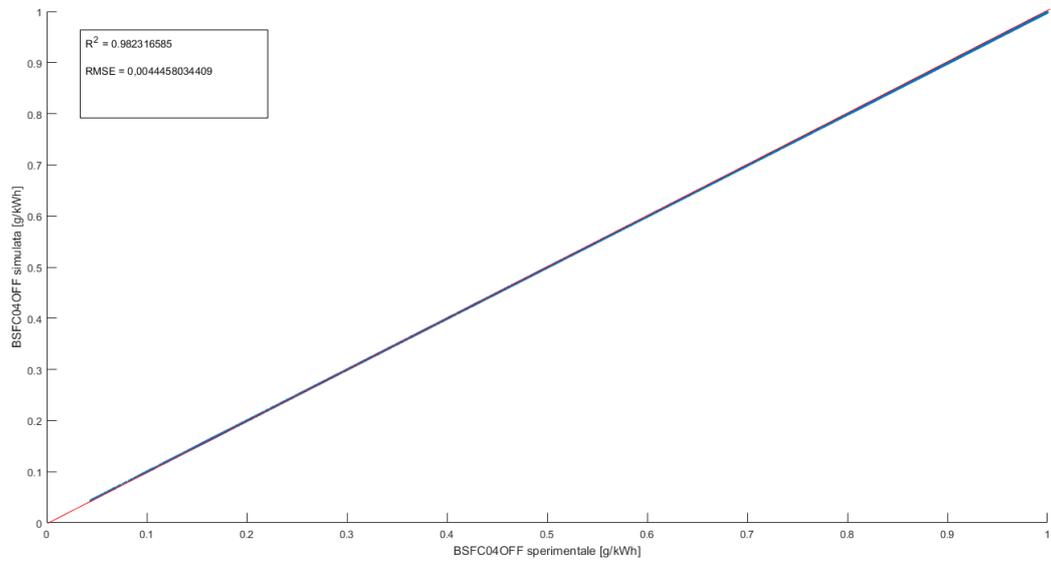


Figura 7.52 consumo specifico sperimentale (x) vs consumo specifico simulato (y) con R^2 e RMSE

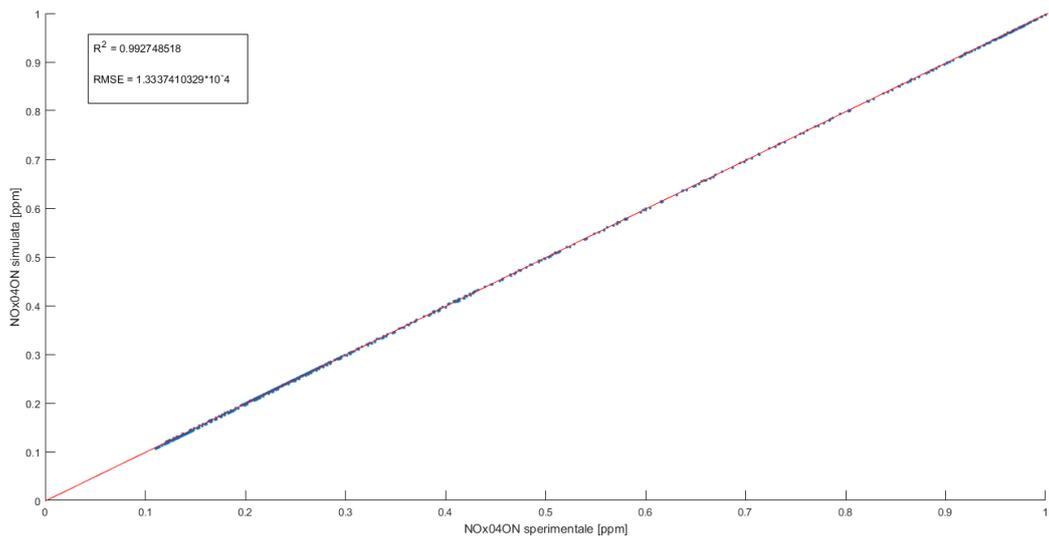


Figura 7.53 concentrazione NOx sperimentale (x) vs concentrazione NOx simulato (y) con R² e RMSE

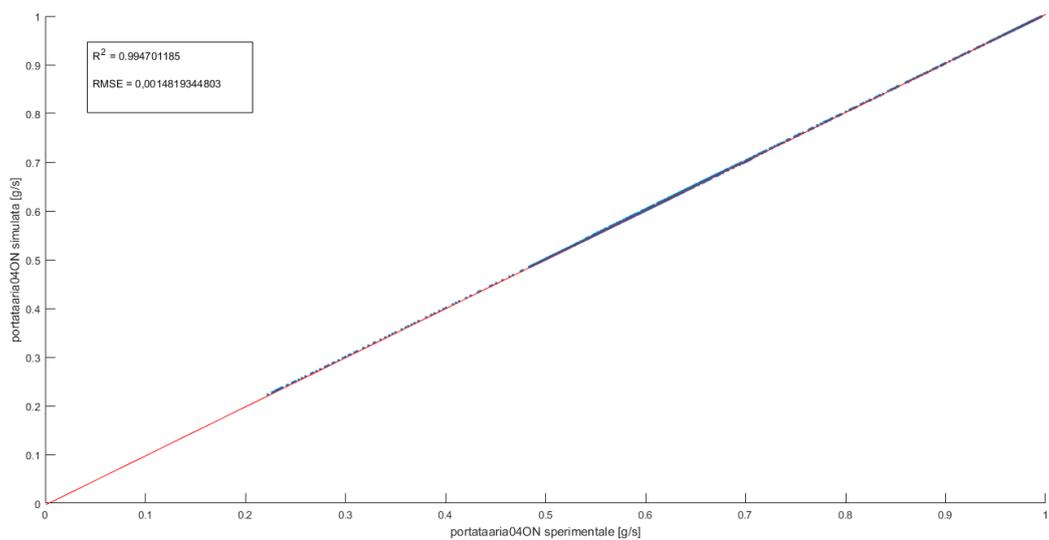


Figura 7.54 portata d'aria sperimentale (x) vs portata d'aria simulata (y) con R² e RMSE

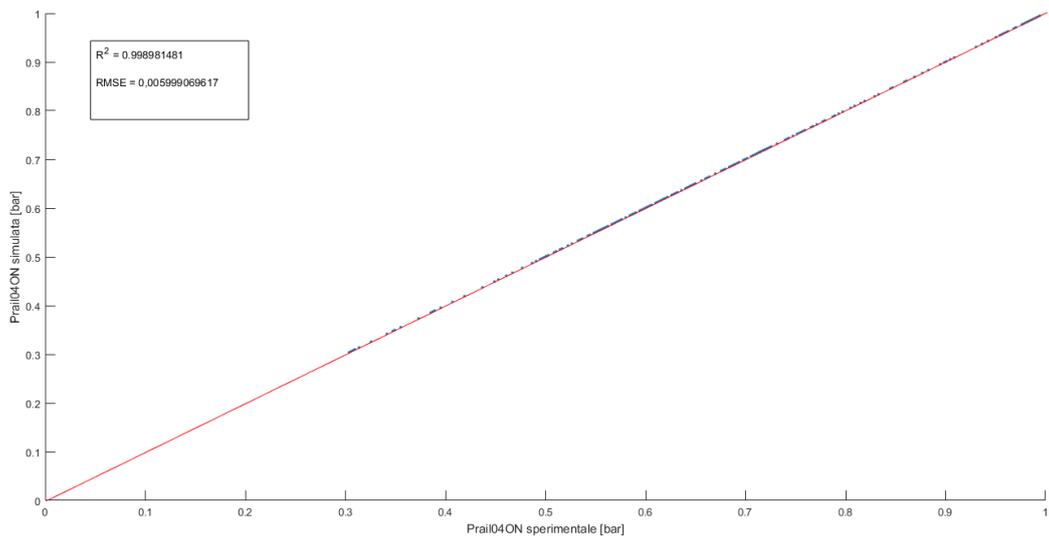


Figura 7.55 Prail sperimentale (x) vs Prail simulato (y) con R^2 e RMSE

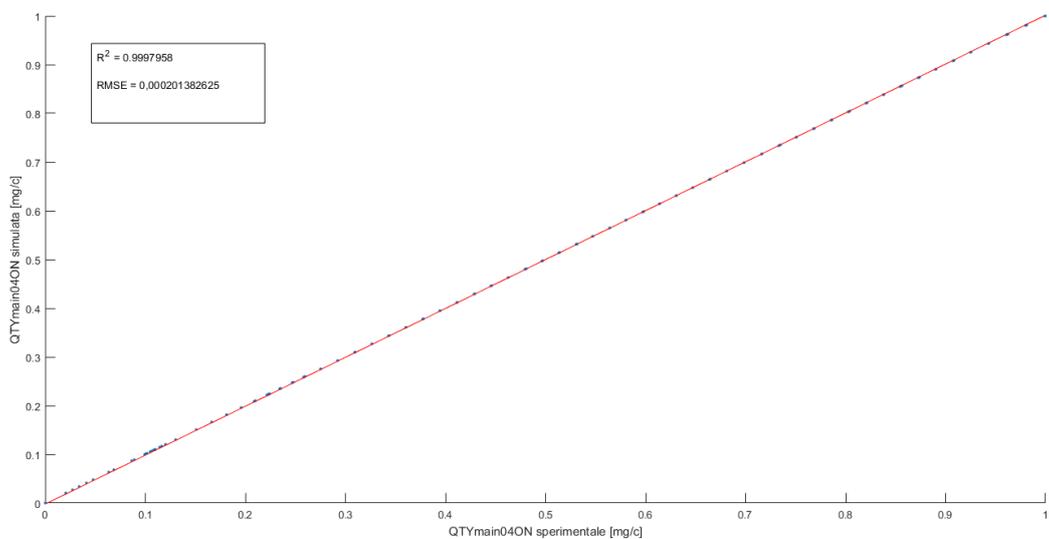


Figura 7.56 quantità iniettata main sperimentale (x) vs quantità iniettata main simulato (y) con R^2 e RMSE

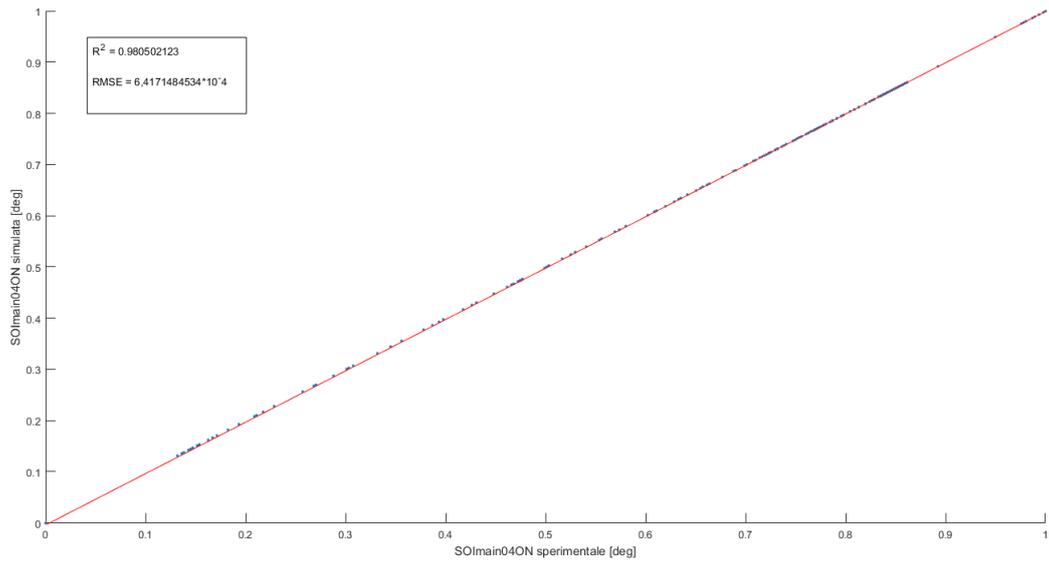


Figura 7.57 SOImain sperimentale (x) vs SOImain simulato (y) con R^2 e RMSE

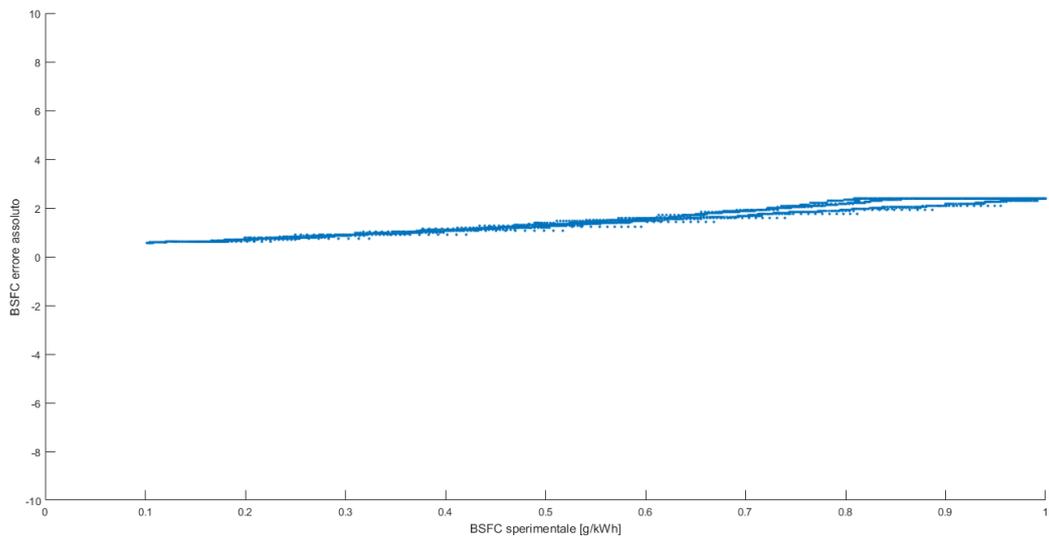


Figura 7.58 BSFC sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

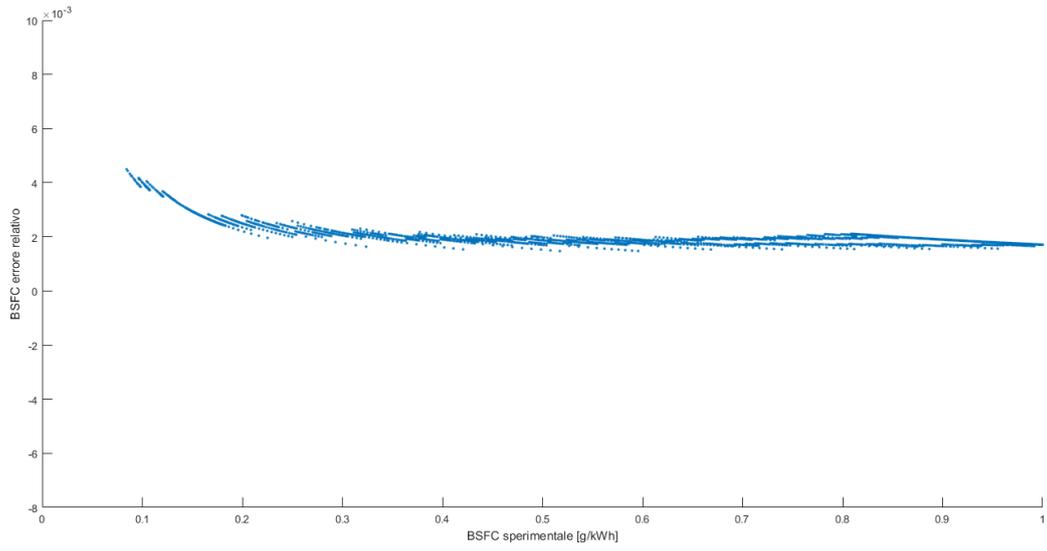


Figura 7.59 BSFC sperimentale (x) vs errore relativo (y)

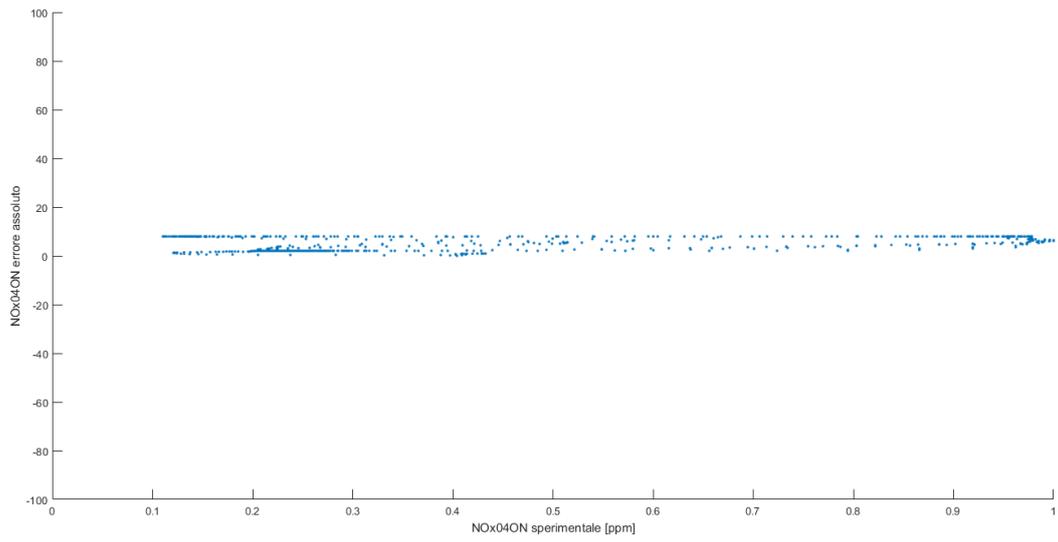


Figura 7.60 concentrazione NOx sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

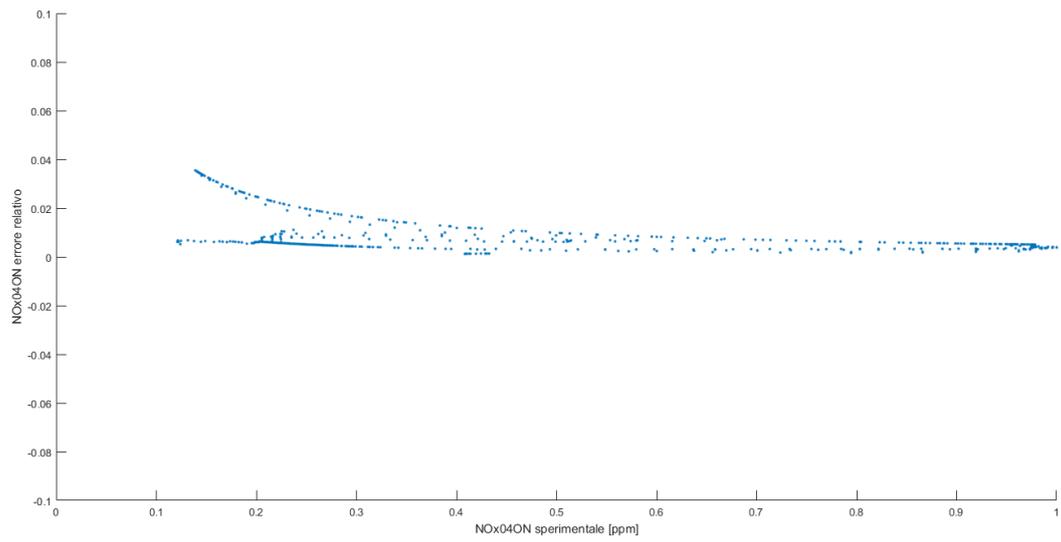


Figura 7.61 concentrazione NOx sperimentale (x) vs errore relativo (y)

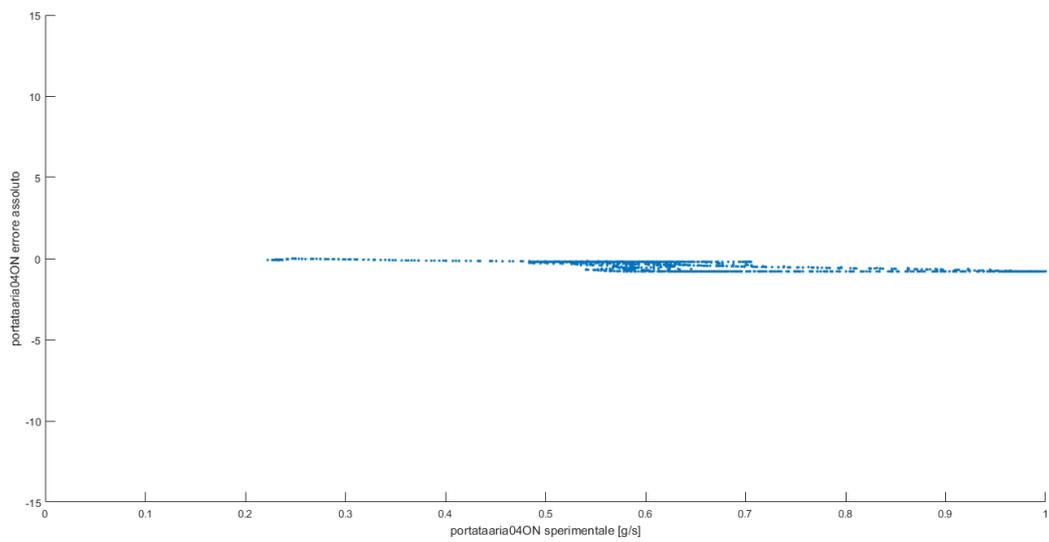


Figura 7.62 portata d'aria sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

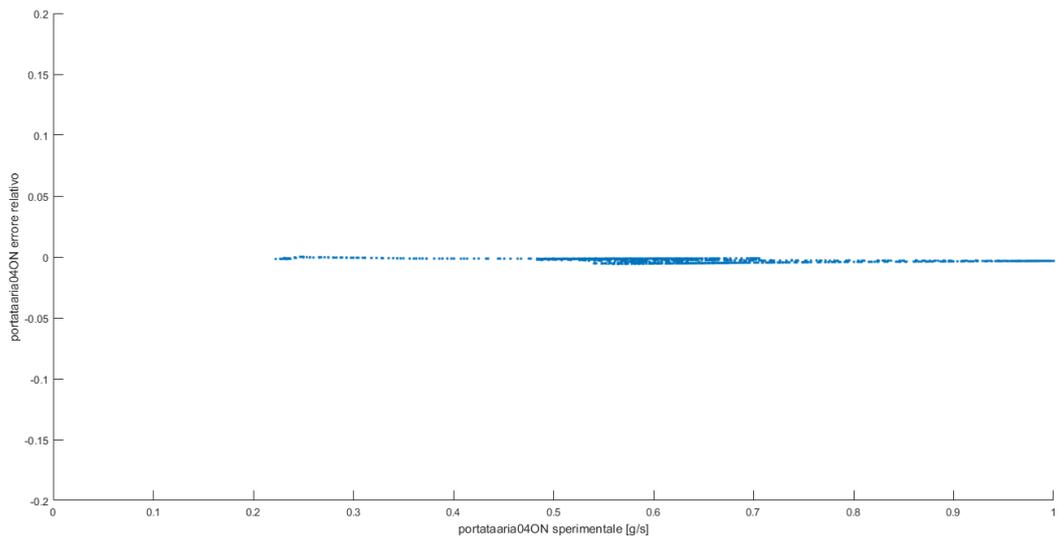


Figura 7.63 portata d'aria sperimentale (x) vs errore relativo (y)

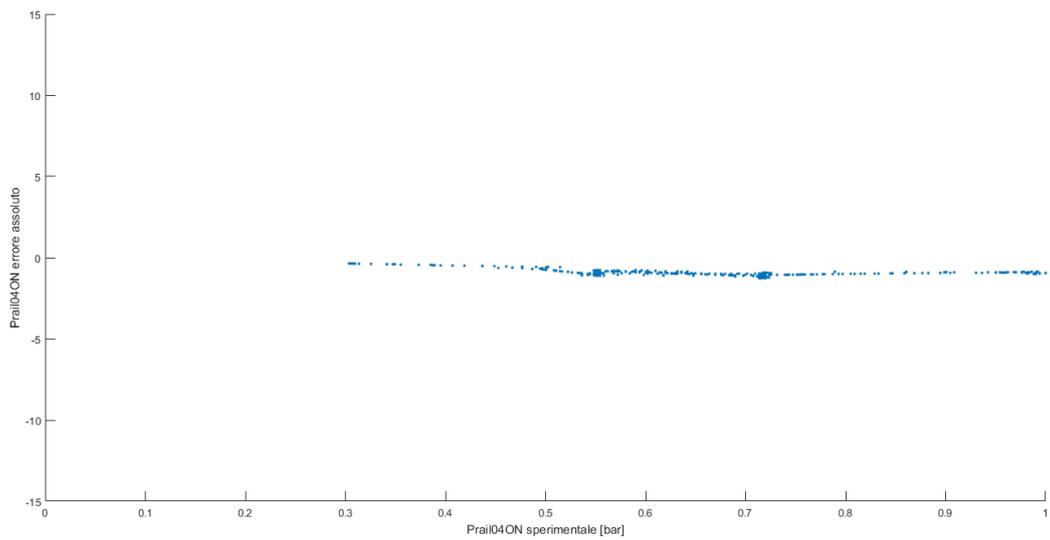


Figura 7.64 Prail sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

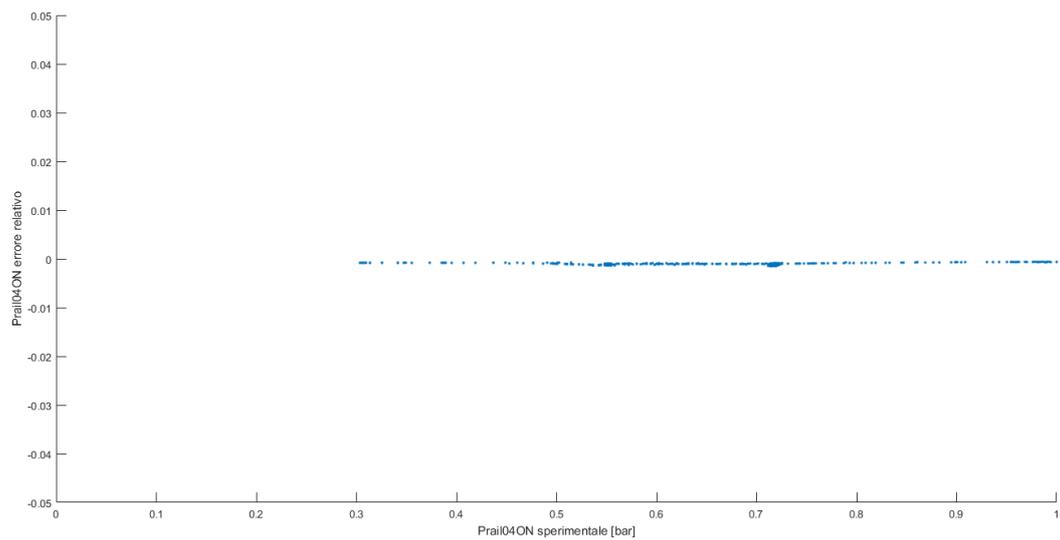


Figura 7.65 Prail sperimentale (x) vs errore relativo (y)

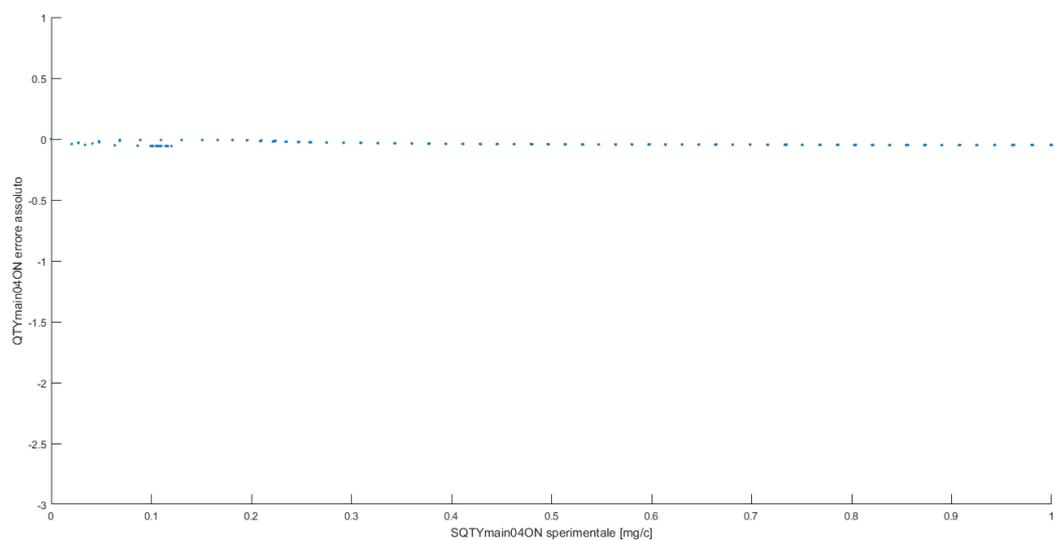


Figura 7.66 quantità iniettata main sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

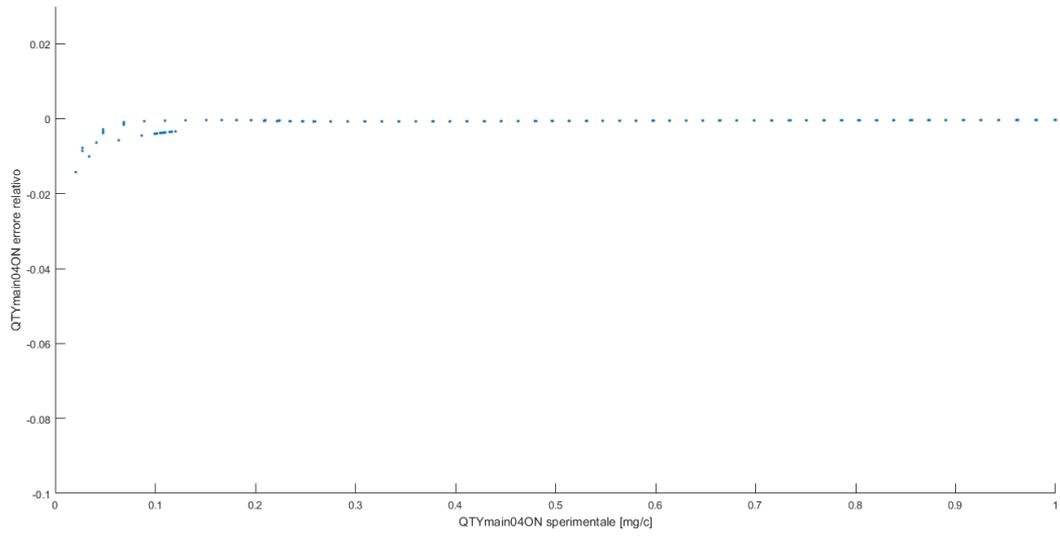


Figura 7.67 quantità iniettata main sperimentale (x) vs errore relativo (y)

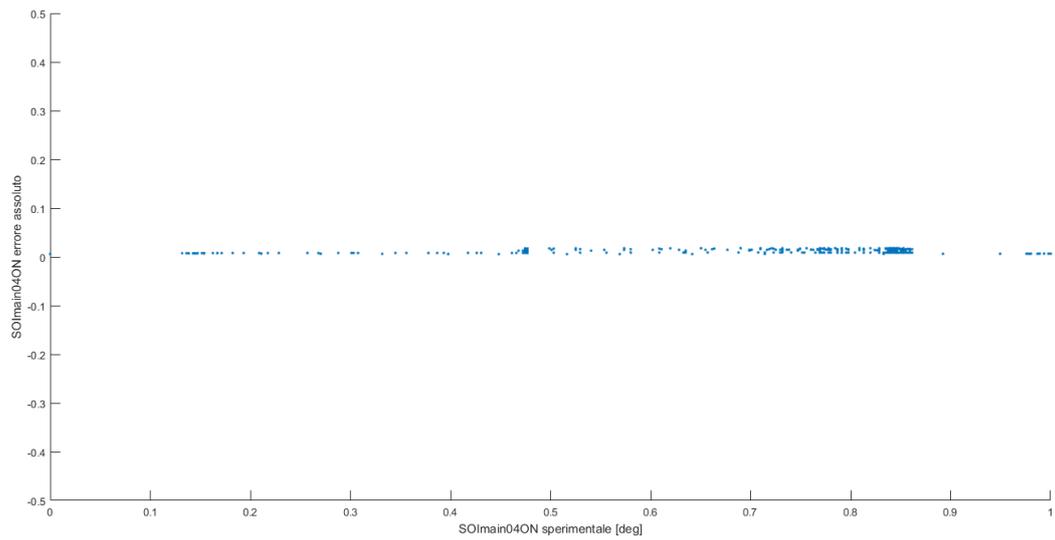


Figura 7.69 SOImain sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

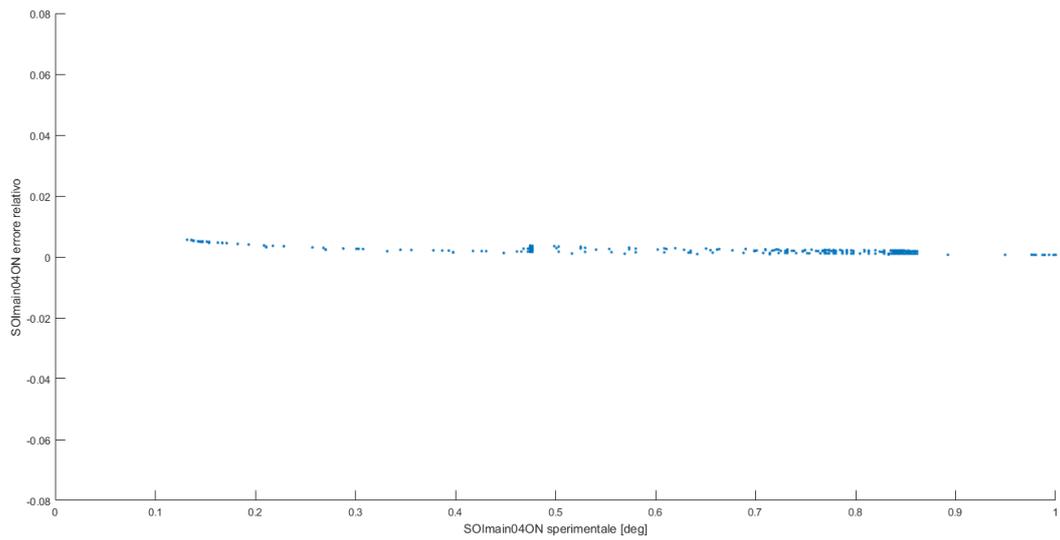


Figura 7.70 SOImain sperimentale (x) vs errore relativo (y)

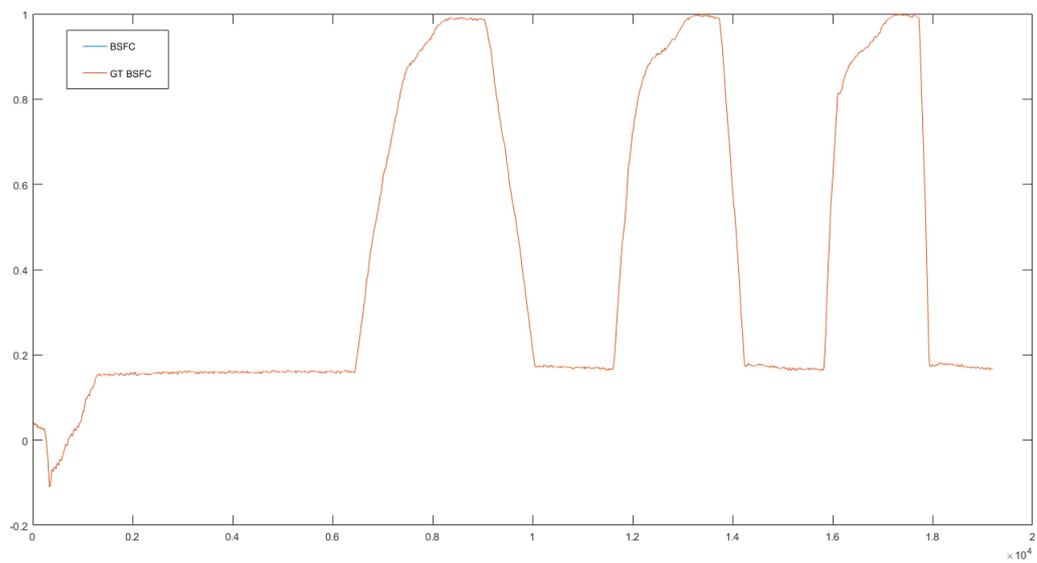


Figura 7.71 andamenti sovrapposti dei profili di BSFC

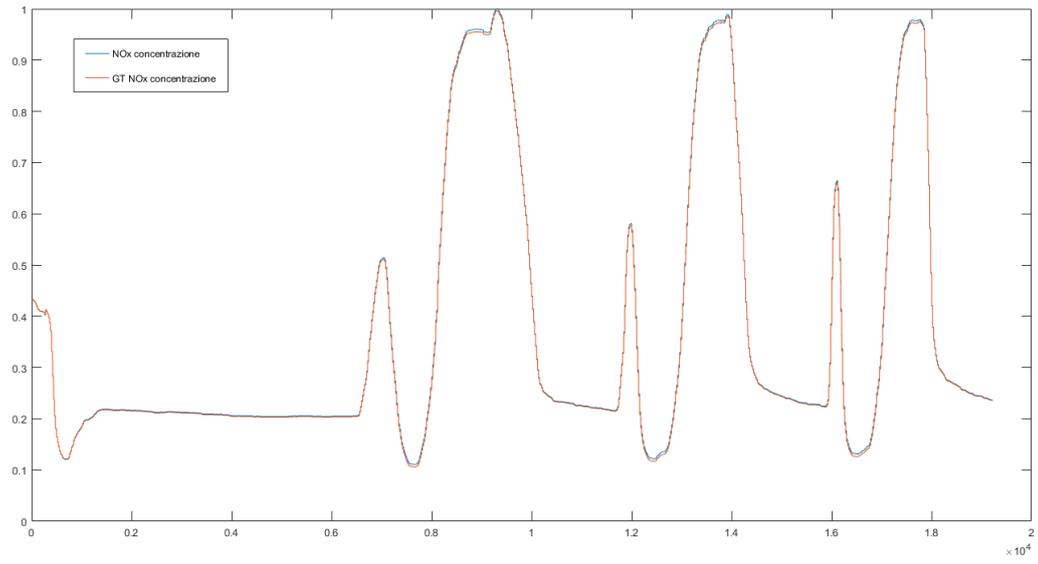


Figura 7.72 andamenti sovrapposti dei profili di NOx

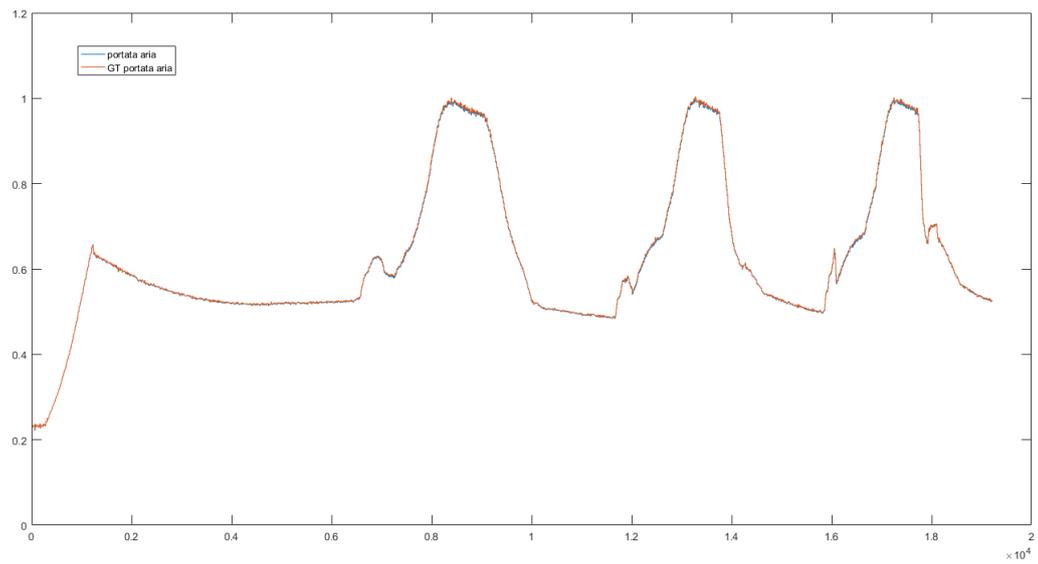


Figura 7.73 andamenti sovrapposti dei profili di portata d'aria

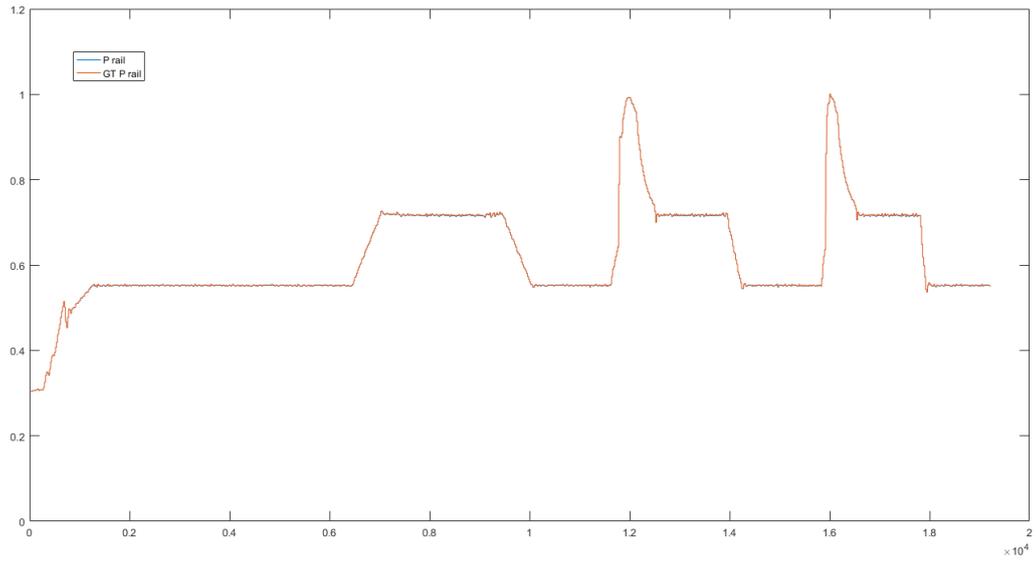


Figura 7.74 andamenti sovrapposti dei profili di Prail

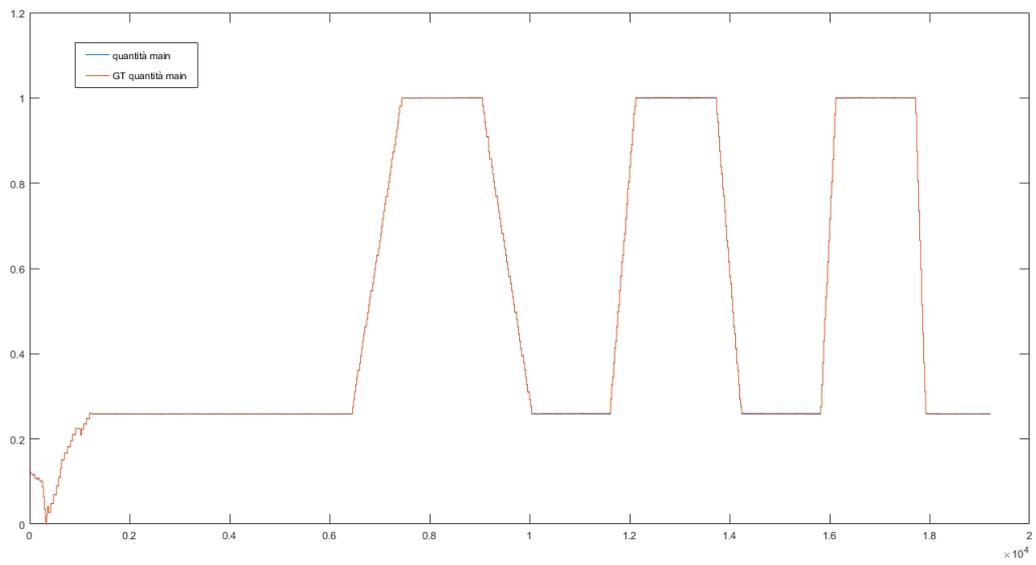


Figura 7.75 andamenti sovrapposti dei profili di quantità iniettata main

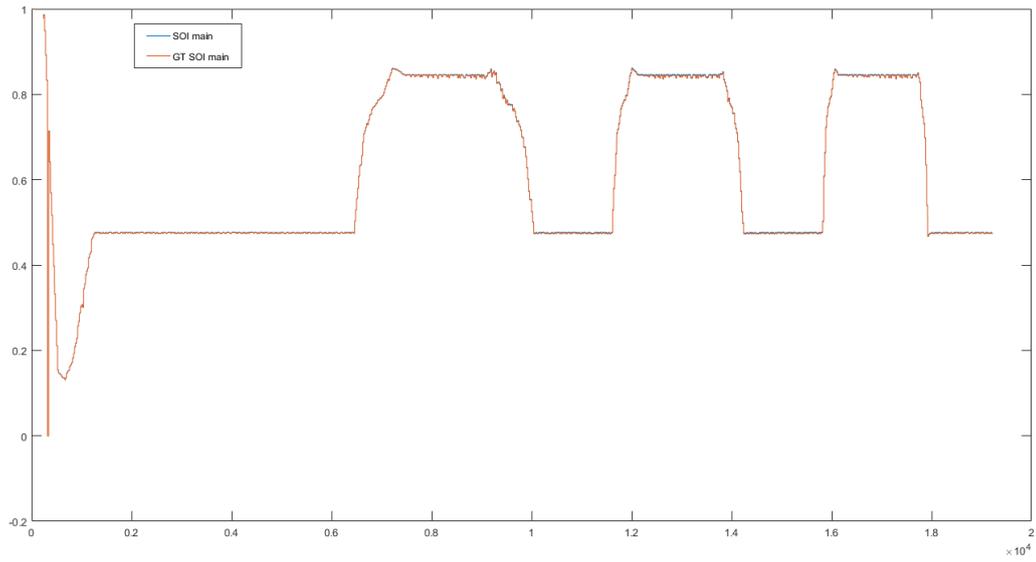


Figura 7.76 andamenti sovrapposti dei profili di SOImain

R04EGRoff

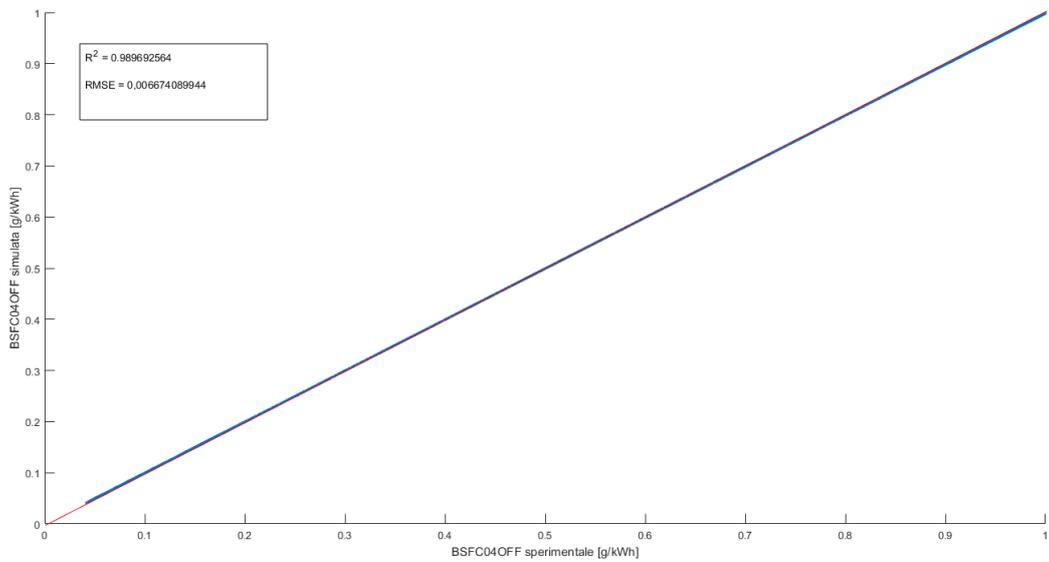


Figura 7.77 consumo specifico sperimentale (x) vs consumo specifico simulato (y) con R² e RMSE

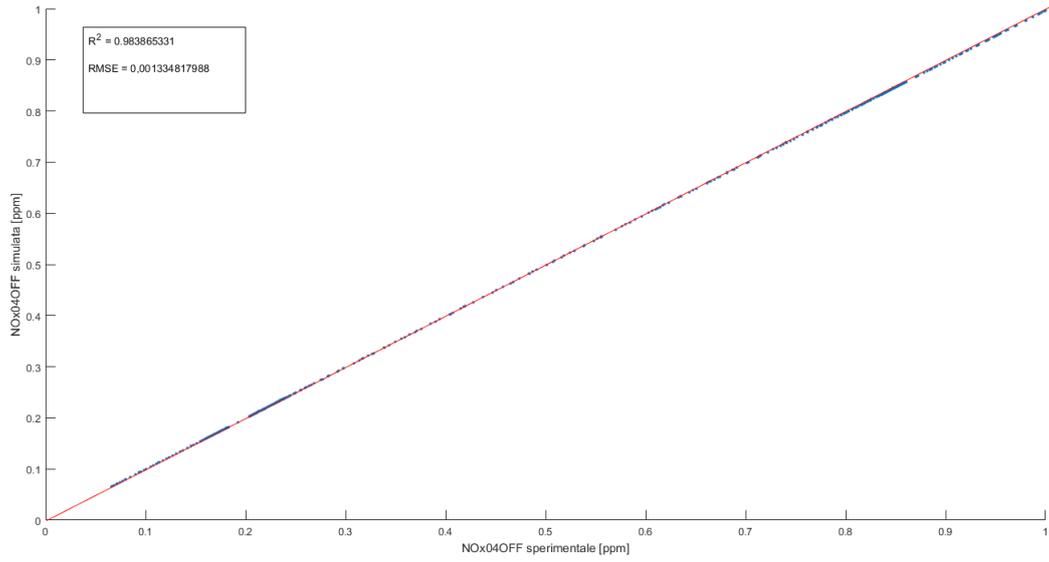


Figura 7.78 concentrazione NOx sperimentale (x) vs concentrazione NOx simulato (y) con R^2 e RMSE

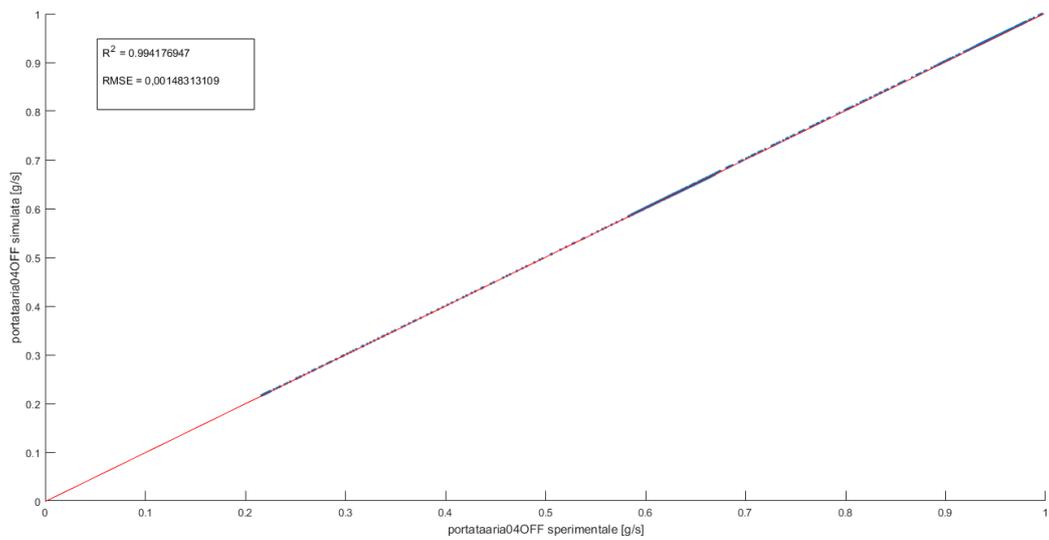


Figura 7.79 portata d'aria sperimentale (x) vs portata d'aria simulata (y) con R^2 e RMSE

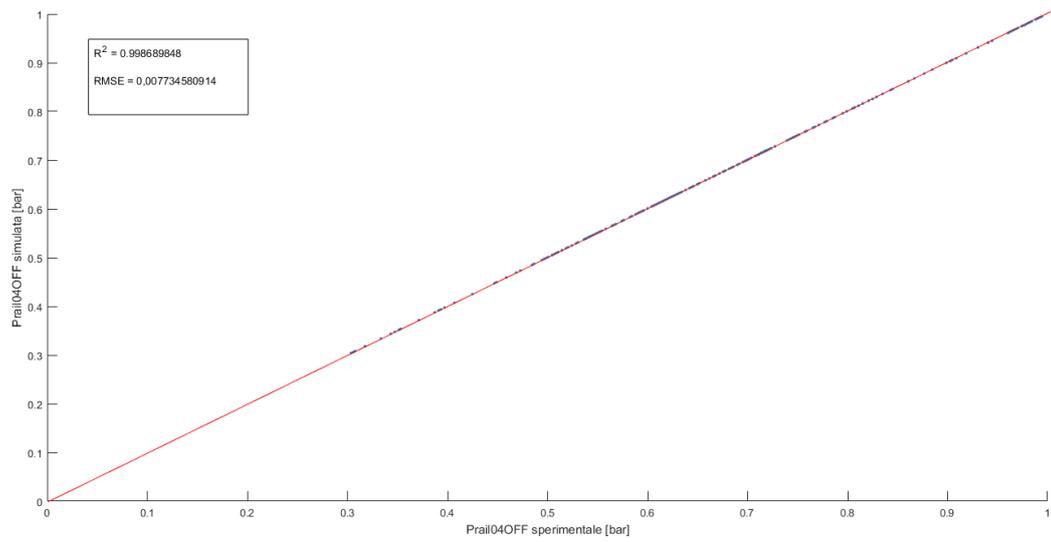


Figura 7.80 Prail sperimentale (x) vs Prail simulato (y) con R^2 e RMSE

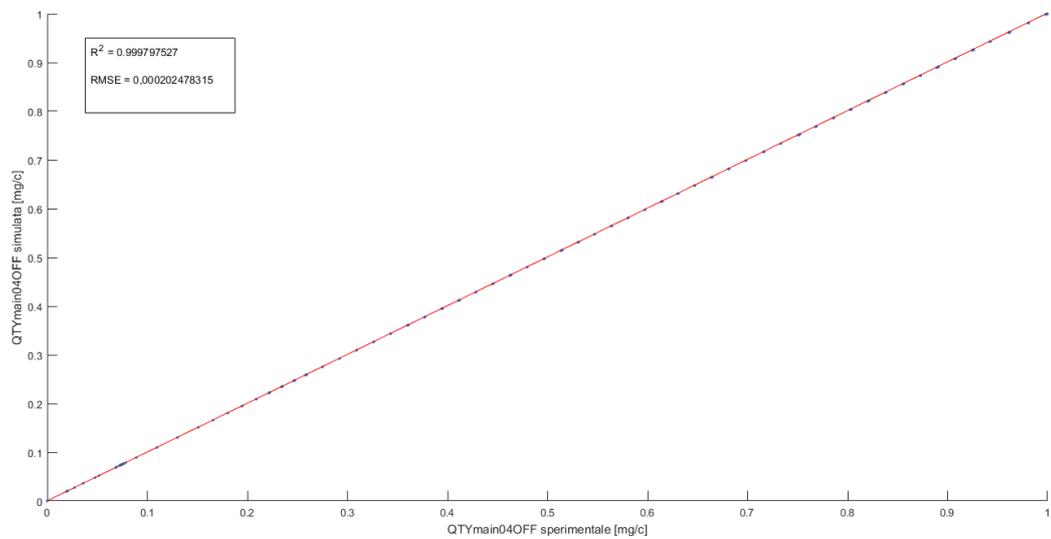


Figura 7.81 quantità iniettata main sperimentale (x) vs quantità iniettata main simulato (y) con R^2 e RMSE

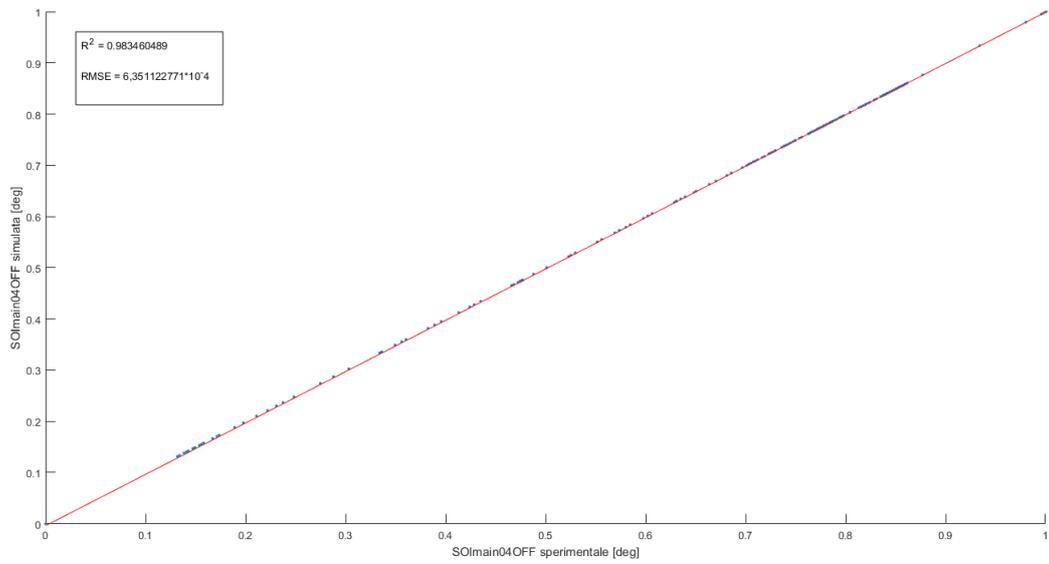


Figura 7.82 SOImain sperimentale (x) vs SOImain simulato (y) con R^2 e RMSE

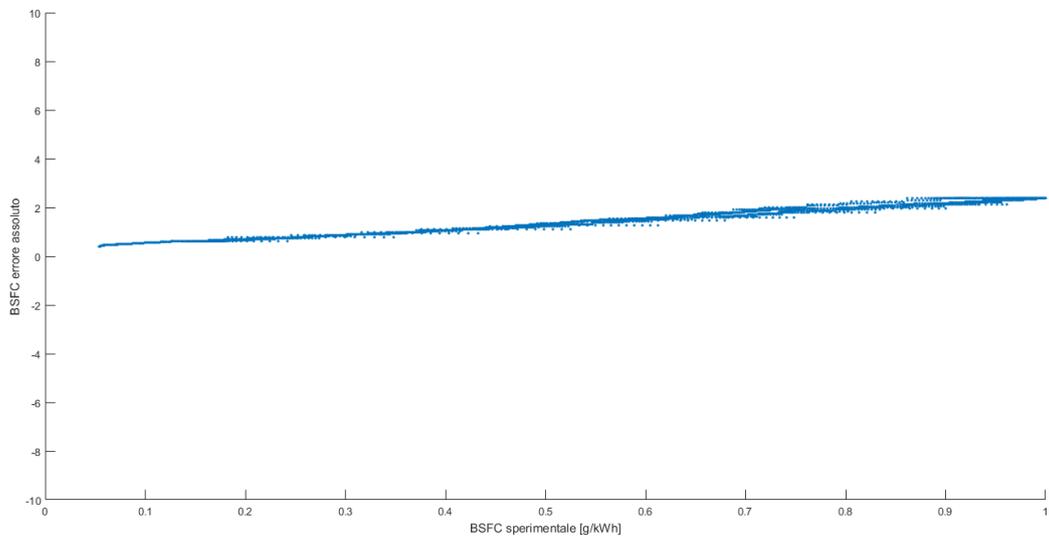


Figura 7.83 BSFC sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

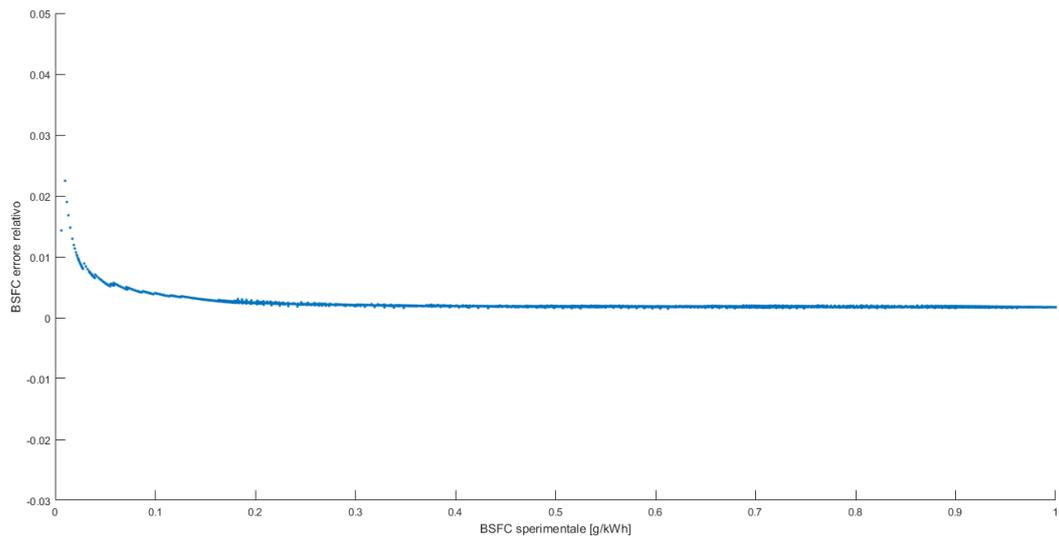


Figura 7.84 BSFC sperimentale (x) vs errore relativo (y)

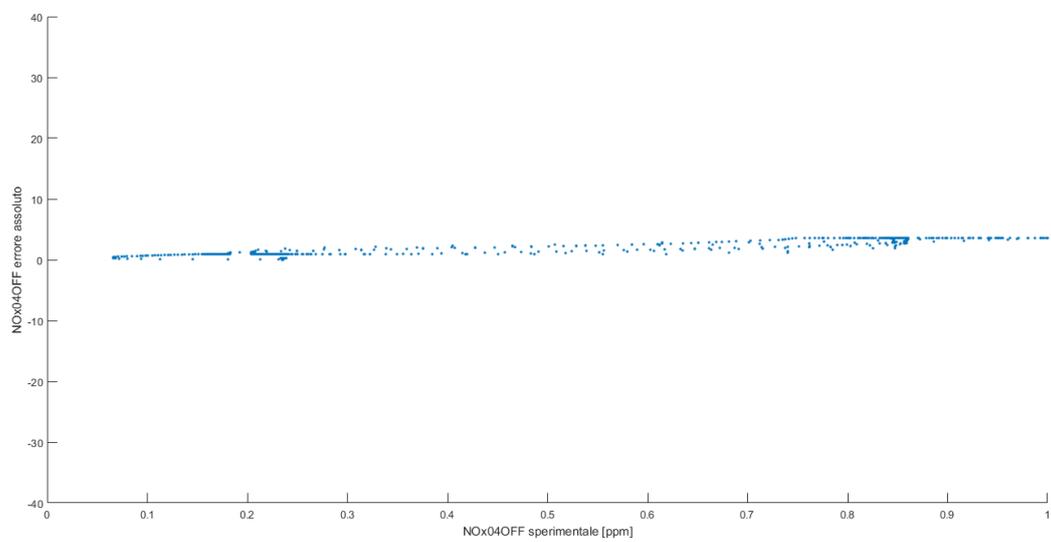


Figura 7.85 concentrazione NOx sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

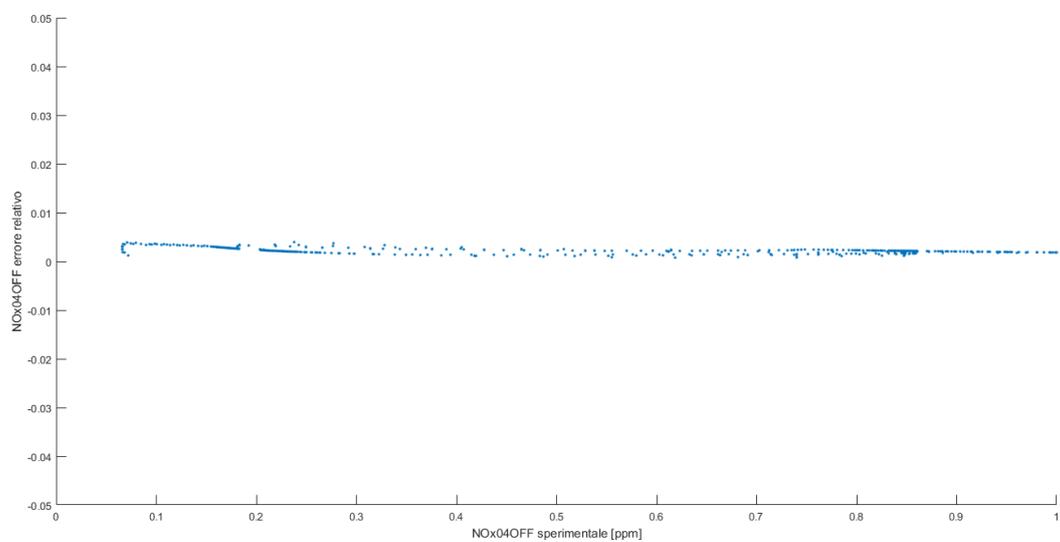


Figura 7.86 concentrazione NOx sperimentale (x) vs errore relativo (y)

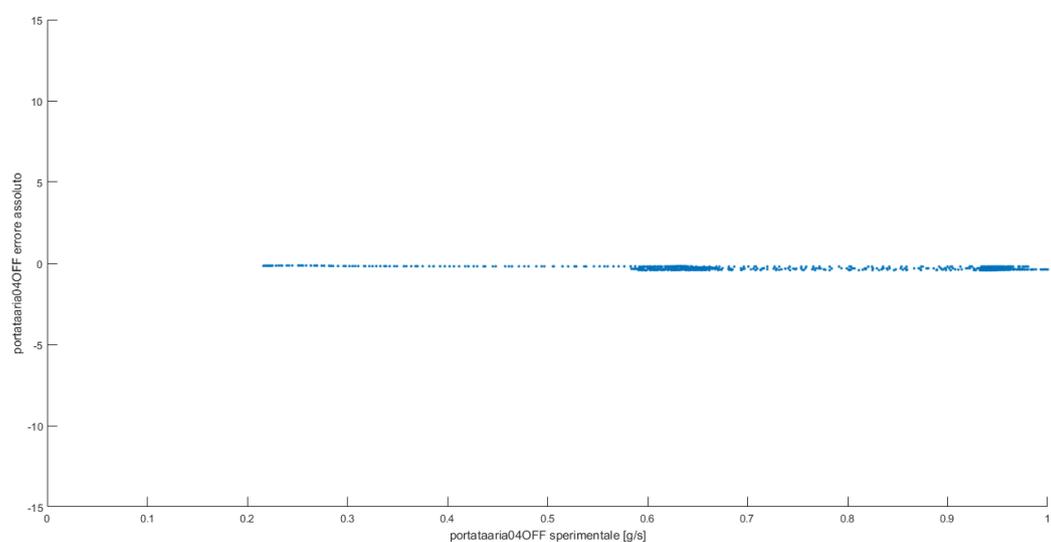


Figura 7.87 portata d'aria sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

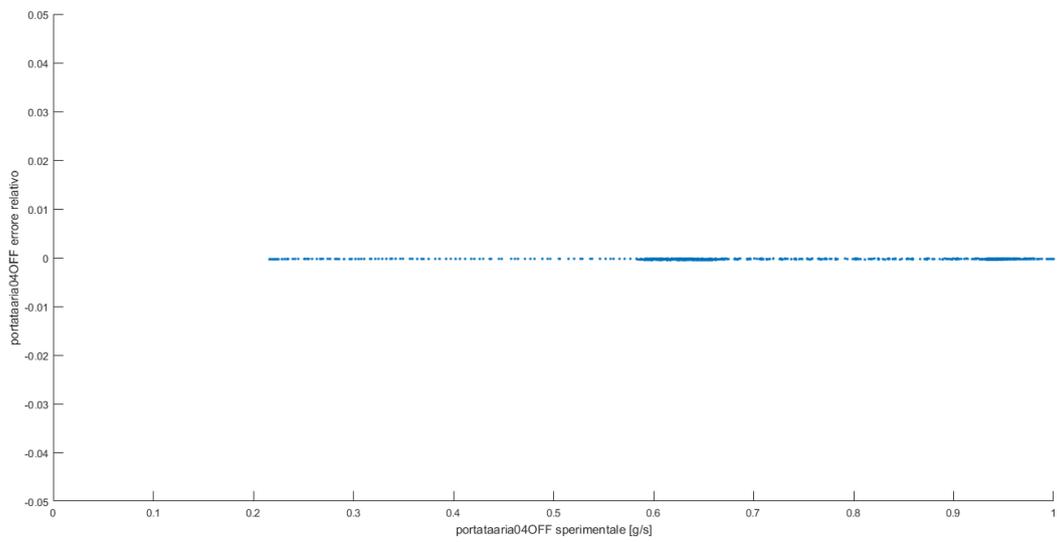


Figura 7.88 portata d'aria sperimentale (x) vs errore relativo (y)

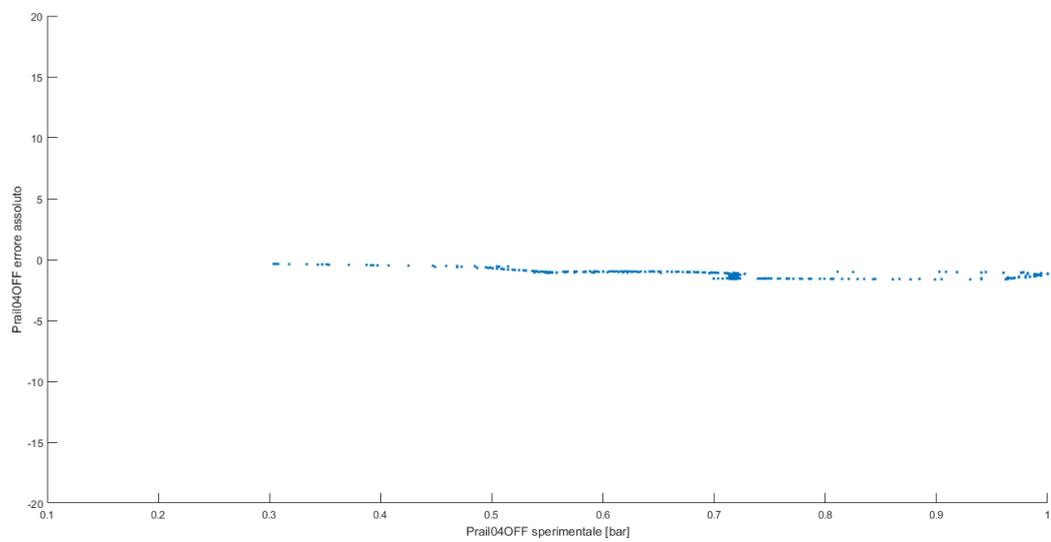


Figura 7.89 Prail sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

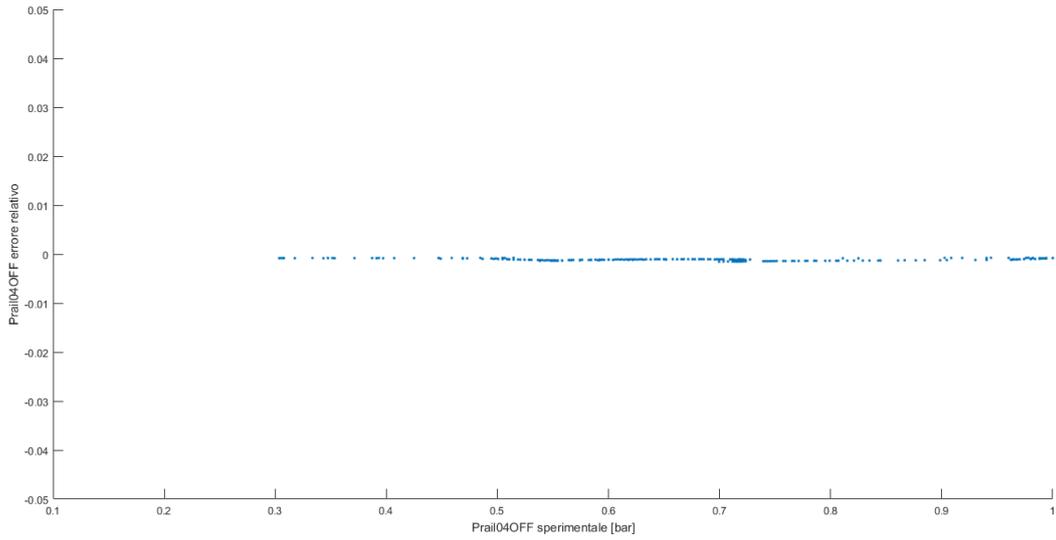


Figura 7.90 Prail sperimentale (x) vs errore relativo (y)

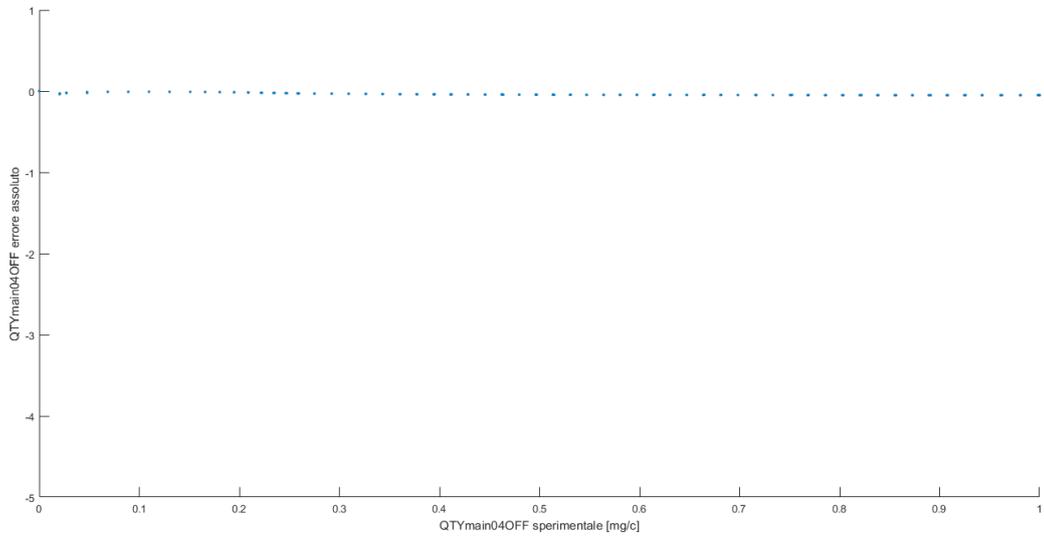


Figura 7.91 quantità iniettata main sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

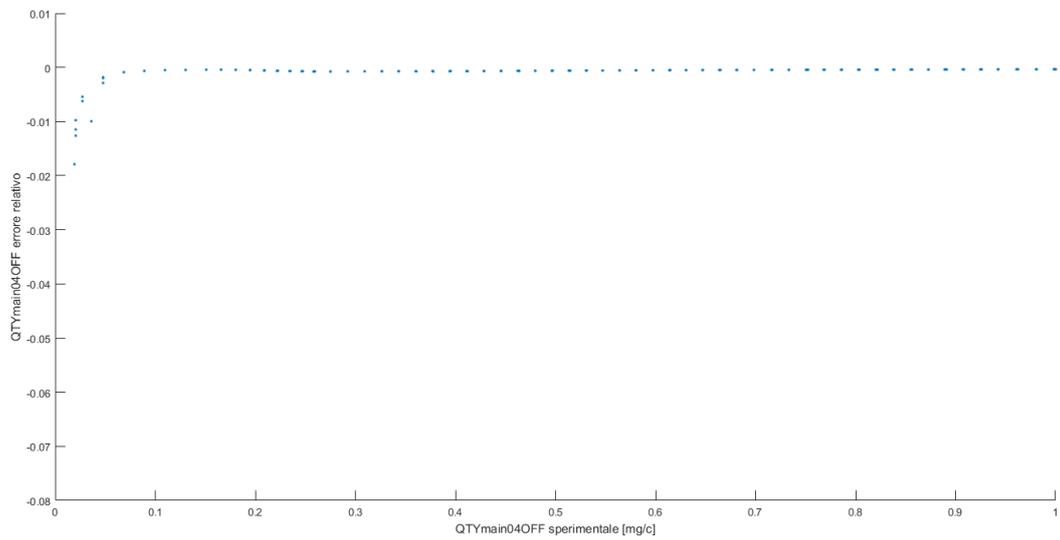


Figura 7.92 quantità iniettata main sperimentale (x) vs errore relativo (y)

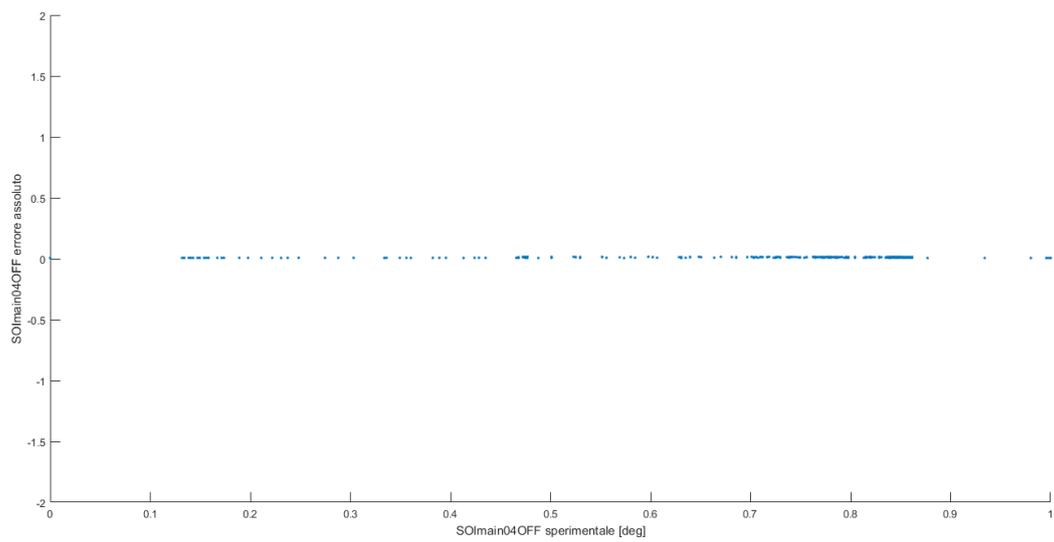


Figura 7.93 SOImain sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

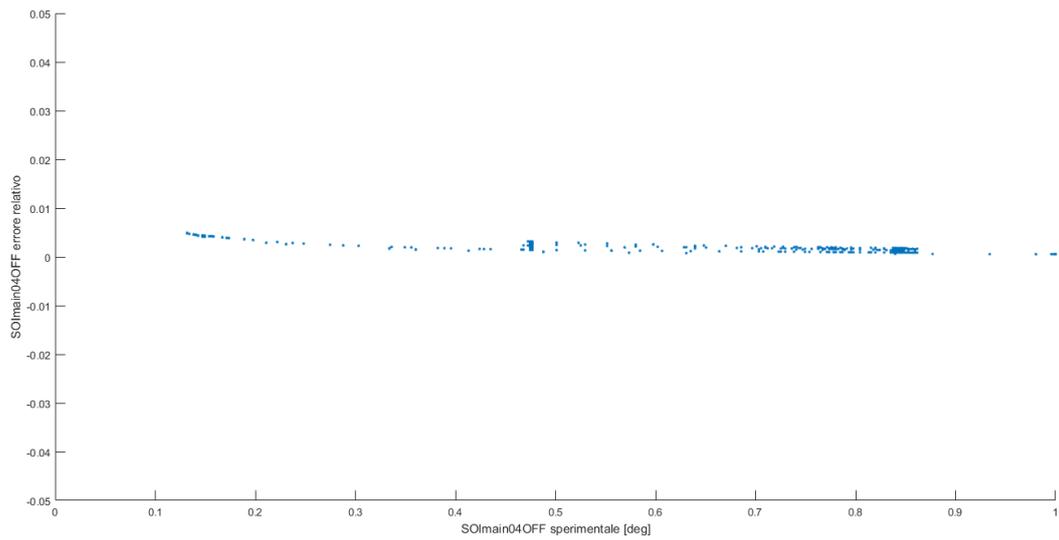


Figura 7.95 SOImain sperimentale (x) vs errore assoluto (y)

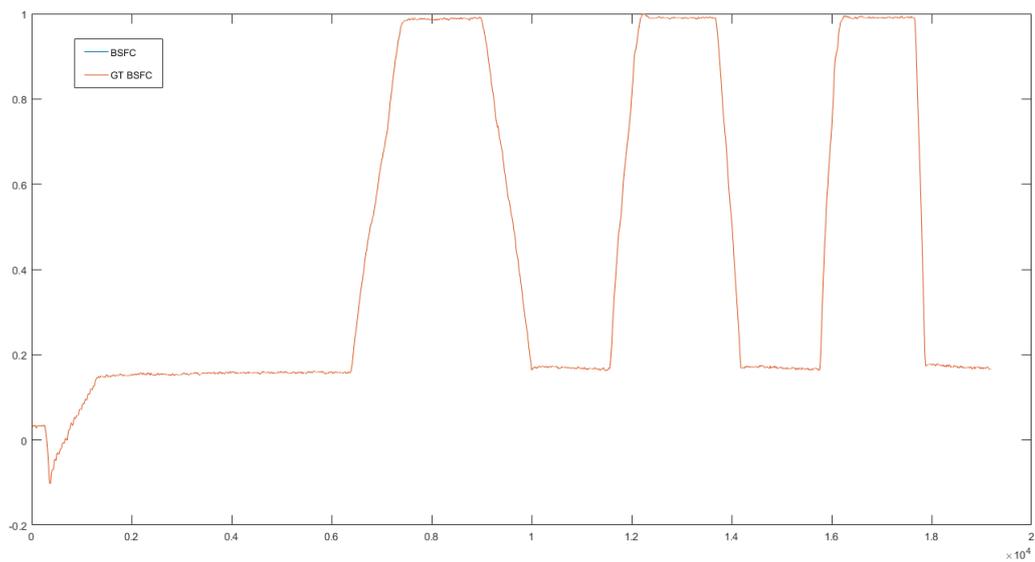


Figura 7.96 andamenti sovrapposti dei profili di BSFC

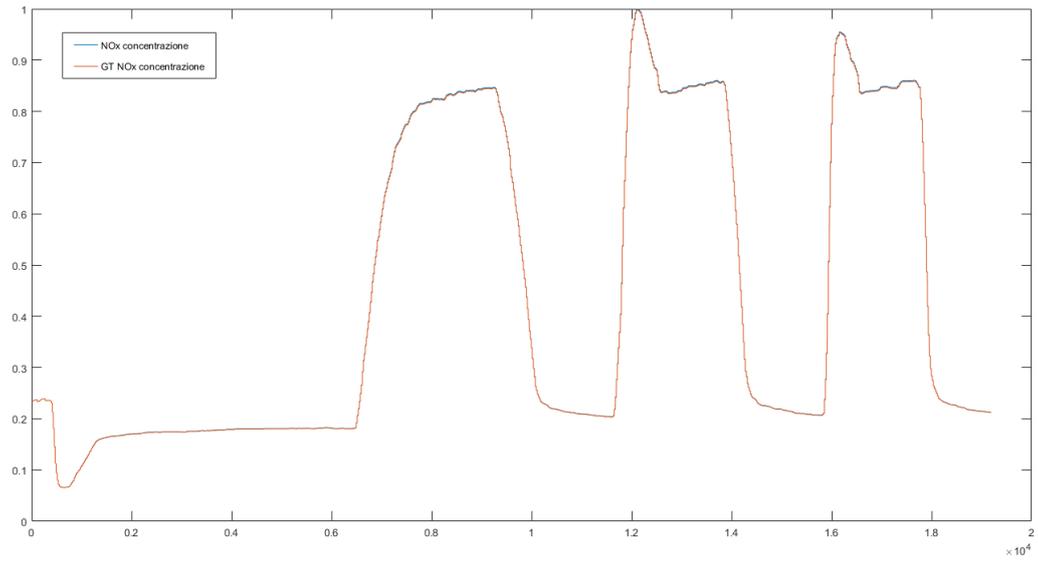


Figura 7.97 andamenti sovrapposti dei profili di NOx

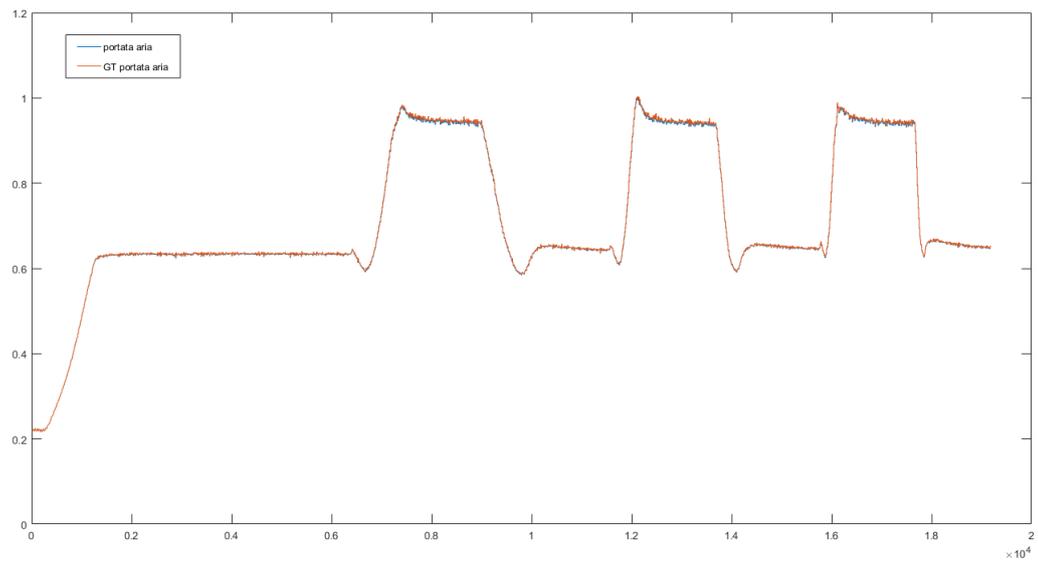


Figura 7.98 andamenti sovrapposti dei profili di portata d'aria

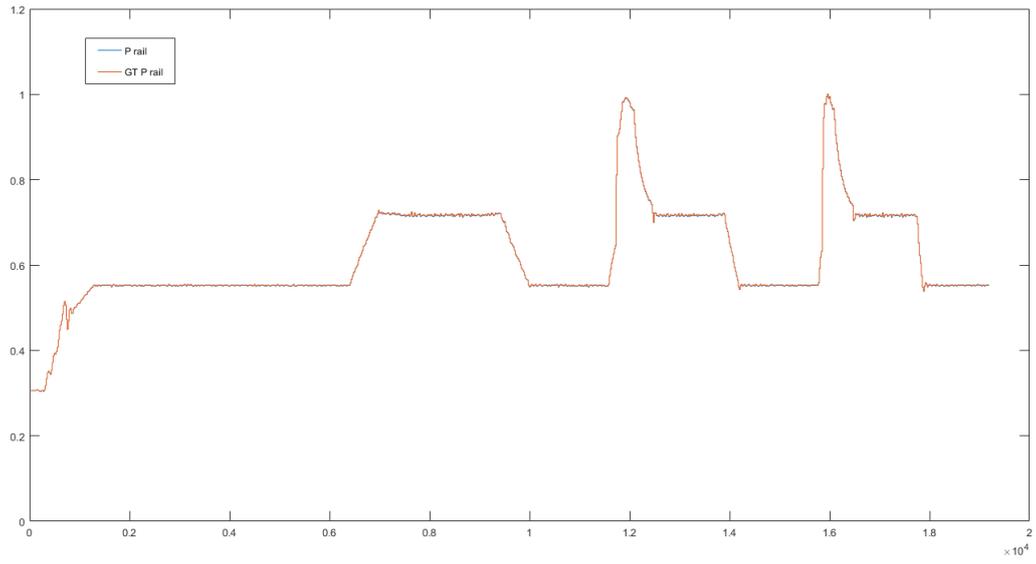


Figura 7.99 andamenti sovrapposti dei profili di Prail

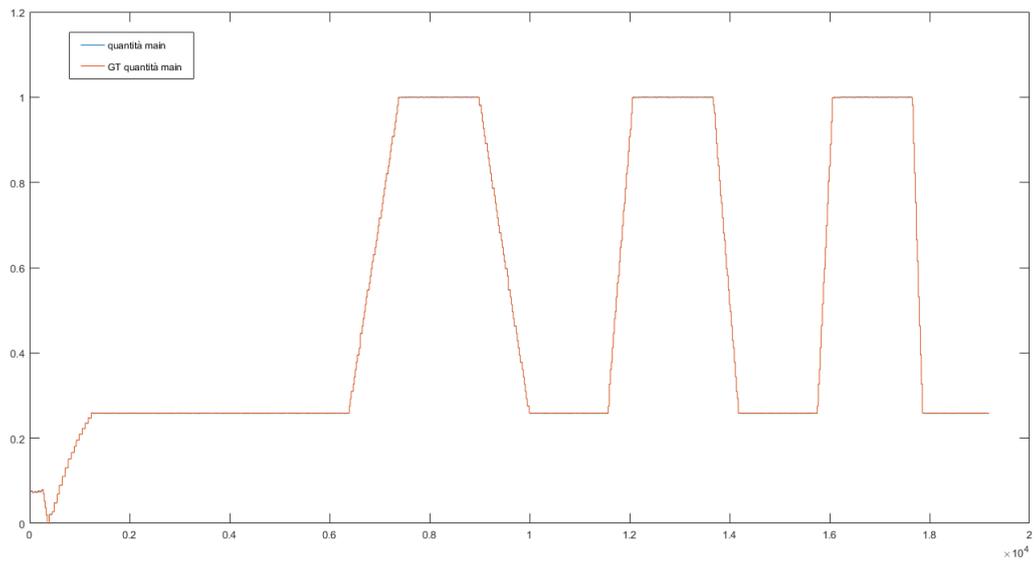


Figura 7.100 andamenti sovrapposti dei profili di quantità iniettata main

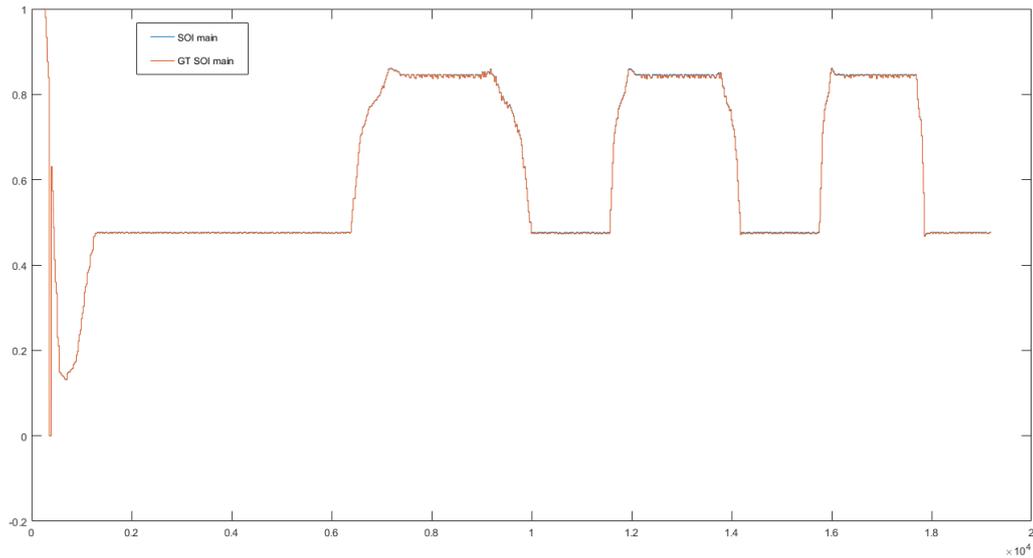


Figura 7.101 andamenti sovrapposti dei profili di SOImain

7.5 Analisi dei dati

Analizzando i grafici di tipo 2 si osserva una corrispondenza molto buona tra i dati simulati e quelli sperimentali, testimoniata dall'allineamento alla bisettrice tracciata in figura. Inoltre i valori di R^2 prossimi all'unità indicano che tale retta approssima in maniera quasi ottimale i dati, mentre i valori di RMSE riscontrati permettono di sostenere che l'errore che affligge tali dati è molto piccolo.

I grafici del tipo 3 indicano che gli errori (assoluti e relativi) commessi sono molto ridotti. Come accennato in precedenza, non è stato possibile riportare i valori numerici esatti delle grandezze misurate (l'asse x è normalizzato, con valori compresi tra 0 e 1): la scelta dei valori di errore assoluto in ordinata è stata fatta coerentemente con il valore della grandezza, con l'obiettivo di fornire un riferimento nella valutazione dell'errore stesso. A conferma della bontà degli errori rilevati vi sono i grafici riportanti l'errore relativo, i quali mostrano che la quasi totalità dei punti ha un errore inferiore al 5% (molti di essi sotto al 3%).

L'analisi dei grafici di tipo 4 mostra una sovrapposizione quasi totale tra la traccia della grandezza simulata e quella misurata: questo è indice di simulazioni molto precise.

E' opportuno ricordare che, a causa di limiti del software che non permette l'inserimento di più di 20000 dati, per la rampa 02 in ambedue le configurazioni sono stati rimossi i dati relativi ai primi istanti. Questa operazione non inficia la validazione del modello in condizioni transitorie, perché i punti rimossi rappresentano una condizione pressoché stazionaria (condizione precedentemente analizzata in questa tesi).

E' possibile affermare che il modello è in grado di simulare in maniera sufficientemente precisa le grandezze analizzate in differenti condizioni di transitorio.

CAPITOLO 8: Conclusioni

L'obiettivo di questa tesi era la validazione del modello di un motore Diesel 11.0 L di cilindrata per applicazioni heavy-duty in tre differenti condizioni, tramite l'utilizzo del software GT-Power.

La validazione di un modello, cioè il valutare se (a parità di condizioni di input) i risultati che fornisce sono sufficientemente simili ai valori rilevati con prove reali, è un primo passo di fondamentale importanza nello sviluppo e miglioramento di unità propulsive così come nello sviluppo di nuove unità.

Infatti i MCI presenti sui veicoli nei prossimi anni dovranno rispettare severi standard anti-inquinamento ma al tempo stesso garantire elevati livelli di performance a costi contenuti; è bene sottolineare infatti che un prodotto, seppur perfetto dal punto di vista tecnico, deve poi essere venduto. Prezzi troppo alti comporterebbero, perciò, due grosse problematiche: da una parte l'azienda produttrice rischierebbe di non veder rientrare l'investimento fatto in ricerca e sviluppo, dall'altra potrebbero essere vanificati gli obiettivi di riduzione dell'inquinamento ambientale, in quanto i potenziali acquirenti sarebbero indotti dai costi elevati a mantenere le vecchie unità propulsive invece che acquistarne di nuove a minor impatto ambientale.

Un modello valido consente di risparmiare molte ore di prova al banco, con conseguente riduzione di costi logistici, di manodopera e per eventuali riparazioni. La validità dei dati ottenuti deve essere decretata dall'ingegnere responsabile: infatti non c'è un valore limite che discrimina tra l'accettabilità dei dati o meno. A seconda della precisione richiesta o alle condizioni di prova uno stesso risultato può essere interpretato in maniera differente.

I risultati relativi alla simulazione di una mappa motore, presentati nel Capitolo 5, indicano come il modello abbia stimato fedelmente i dati sperimentali ricavati con le prove al banco.

I grafici del tipo 2,4 evidenziano come vi sia una sovrapposizione pressoché totale tra la traccia sperimentale e quella simulata; le discrepanze inevitabilmente presenti sono più marcate nei grafici relativi alle temperature perché GT-Power ha un metodo di calcolo meno raffinato rispetto a quello utilizzato per altre grandezze. Il valore di tali differenze è comunque molto modesto: a supporto di ciò si possono osservare indici R^2 prossimi all'unità ed errori quadratici medi (RMSE) compresi tra 10^{-2} e 10^{-5} , ma anche errori percentuali quasi mai superiori al 3% ma spesso inferiori all'1%.

E' necessaria una precisazione a proposito degli errori perché alcuni singoli punti presentano errori sensibilmente più alti della media. Questo comportamento può essere spiegato o con l'avvicinarsi del valore rilevato allo zero (con conseguente innalzamento dell'errore relativo) o con singoli errori di gestione da parte della centralina. In ambedue i casi non si tratta di errori introdotti dalle simulazioni, ma di situazioni critiche di cui avere consapevolezza e, nel caso sia necessario, da correggere.

Le considerazioni appena esposte riguardanti il Capitolo 5 possono essere estese ai risultati esposti nel Capitolo 7: infatti anche la simulazione di condizioni transitorie ha evidenziato come il modello sia in grado di fornire valori in output estremamente simili a quelli misurati al banco. Anche per questo tipo di analisi si osserva un'ottima sovrapposizione delle tracce di dati sperimentali e simulati, così come valori di R^2 quasi unitari. Infine gli errori percentuali, salvo rare eccezioni causate dalle problematiche descritte in precedenza, sono al di sotto del 3% e ciò indica un'ottima approssimazione da parte del modello.

La simulazione di un'analisi DOE ha fornito anch'essa risultati soddisfacenti. I dati presentati nel Capitolo 6 sono più dispersi rispetto alle altre due analisi ma tale circostanza era prevedibile vista la natura dei dati di input e la tipologia di analisi svolta (per tale ragione non è stato proposto il grafico di tipo 4).

Tuttavia, analizzando gli indici R^2 e RMSE dei dati e gli errori tra dati sperimentali e simulati si osservano valori del tutto analoghi a quelli rilevati per i Capitoli 5 e 7: questi indici statistici portano a ritenere affidabile il modello anche per un'analisi DOE.

Sulla base di queste considerazioni è possibile affermare che il modello oggetto di questa tesi è adeguato allo studio e alla simulazione del processo di combustione nelle tre condizioni precedentemente esposte.

CAPITOLO 9: Bibliografia

- [1] F. Millo, Propulsori termici, corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica, Politecnico di Torino (Dispense del corso, 2016)
- [2] E. Spessa, Controllo delle emissioni di inquinanti, corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica, Politecnico di Torino (Dispense del corso, 2016)
- [3] D. Giacosa, Motori endotermici, Hoepli (2017)
- [4] E. Spessa, Combustione e gas-dinamica delle macchine, corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica, Politecnico di Torino (Dispense del corso, 2016)
- [5] J.E. Dec, A Conceptual Model of DI diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging, SAE Technical Paper 970873 (1997)
- [6] T. Kamimoto and M. Bae, SAE Transactions – International Journal of Engines (1988), SAE 880423
- [7] T. Kitamura, T. Ito, J. Senda, H. Fujimoto, Mechanism of smokeless diesel combustion with oxygenated fuels based on the dependence of the equivalence ratio and temperature on soot particle formation, International Journal of Engines Research, Vol. 3 no. 4 page 223-248 (2002)
- [8] Cooper B., Penny I., Beasley M., Greaney A. et al., Advanced Diesel Technology to Achieve Tier 2 Bin 5 Emissions Compliance in US Light-Duty Diesel Applications, SAE Technical Paper 2006-01-1145 (2006)
- [9] Gamma Technologies Inc., GT-Power Flow Theory Manual, GT-Power V 7.5 (2014)
- [10] Gamma Technologies Inc., GT-Power help manual, GT-Power V 7.5 (2014)
- [11] <http://imperium-project.eu/> , sito ufficiale del Progetto IMPERIUM
- [12] Srinath Pai, Amriya Tasneem H.R., Shivaraju N, Sreepakash B, The study of EGR effect on diesel engine performance and emission - a review, International conference ICEITSW-2013 at Shridevi Institute of Engineering & Technology, Tumkur- Karnataka., Volume: 1 (2013)
- [13] G. Ferrari, Motori a combustione interna, Il Capitello (1996)
- [14] Baratta, Mirko; Finesso, Roberto; Misul, Daniela; Spessa, Ezio (2015) Comparison between internal and external EGR performance on a heavy duty diesel engine by means of a refined 1D fluid-dynamic engine model, In: SAE INTERNATIONAL JOURNAL OF ENGINES, pagine 1977-1992, ISSN: 1946-3936

- [15] Carla Rossi, *La matematica dell'incertezza*, Zanichelli 2006
- [16] John R. Taylor, *Introduzione all'analisi degli errori*, Zanichelli 2000
- [17] Finesso, Roberto; Mareello, Omar; Misul, Daniela; Spessa, Ezio; Violante, Massimo; Yang, Yixin; Hardy, Gilles; Maier, Christian (2017) Development and Assessment of Pressure-Based and Model-Based Techniques for the MFB50 Control of a Euro VI 3.0L Diesel Engine, In: SAE INTERNATIONAL JOURNAL OF ENGINES, pagine 1538-1555, ISSN: 1946-3944
- [18] Finesso, Roberto; Hardy, Gilles; Maino, Claudio; Mareello, Omar; Spessa, Ezio (2017) A new control-oriented semi-empirical approach to predict engine-out NOx emissions in a Euro VI 3.0 L diesel engine, In: ENERGIES, ISSN: 1996-1073
- [19] Belluco Enzo, *Il Disegno degli Esperimenti (DoE) con Minitab*, RCE Multimedia, 2009
- [20] Spessa, Ezio; D'Ambrosio, Stefano; Iemmolo, Daniele; Mancarella, Alessandro; Vitolo, Roberto; Hardy, Gilles (2017) Steady-State and Transient Operations of a Euro VI 3.0L HD Diesel Engine with Innovative Model-Based and Pressure-Based Combustion Control Techniques, In: SAE INTERNATIONAL JOURNAL OF ENGINES, ISSN: 1946-3944