

Studio di fattibilità per la conversione di un motore SI ad alte prestazioni al funzionamento ad idrogeno

Federico Pivano

Politecnico di Torino, Department of Energy
Corso Duca degli Abruzzi, 24 – 10129 Torino, Italy

Abstract

La forte necessità di ridurre le emissioni climalteranti e di sviluppare soluzioni energetiche sostenibili ha stimolato una crescente attenzione verso l'impiego dell'idrogeno come combustibile alternativo nei motori a combustione interna poiché si configura come una tecnologia ponte, in grado di sfruttare architetture motoristiche esistenti, riducendo i tempi e i costi di implementazione rispetto ad altre soluzioni a basso impatto ambientale.

Il presente lavoro di tesi, sviluppato all'interno di un progetto congiunto tra il Politecnico di Torino e un'azienda leader nel settore automotive, ha come obiettivo l'analisi di fattibilità della conversione di un motore sportivo alimentato a benzina al funzionamento ad idrogeno. Lo studio è finalizzato al mantenimento o all'incremento delle performance in termini di potenza specifica, senza che vi siano particolari vincoli su efficienza ed emissioni.

Il lavoro prevede una prima fase di analisi comparativa tra la combustione ad idrogeno e la combustione a benzina, con particolare attenzione alle anomalie di combustione, seguita dalla valutazione delle principali strategie hardware e di calibrazione finalizzate all'individuazione delle condizioni operative ottimali.

Nella seconda fase, si è lavorato su un modello unidimensionale di un motore V6 da 3.4L DI sovralimentato, in ambiente GT-SUITE, testando l'impatto dei principali performance enablers nell'ottimizzazione del funzionamento ad idrogeno. Gli studi condotti hanno riguardato l'adeguamento della combustione ad idrogeno, la riconfigurazione della sovralimentazione, la ricerca della calibrazione ottimale e la valutazione della sensibilità del motore alla variazione dei principali parametri calibrativi. L'obiettivo è stato la massimizzazione della potenza specifica del motore, mantenendo valori ragionevoli di pressioni massime in camera di combustione e di temperature dei gas esausti in ingresso turbina.

I risultati ottenuti mostrano la fattibilità della conversione, con prestazioni comparabili o superiori rispetto alla configurazione benzina e confermano il potenziale dell'idrogeno come combustibile per applicazioni ad alte prestazioni nel settore automotive.

Indice

Introduzione	5
1. Gli H ₂ ICEs	7
1.1 L'idrogeno.....	8
1.1.1 L'idrogeno come combustibile	8
1.2 Caratteristiche della combustione ad H ₂	11
1.2.1 Confronto tra la combustione aria - benzina e la combustione aria- idrogeno	11
1.3 Anomalie di combustione	14
1.3.1 Autoaccensione	14
1.3.2 Detonazione	16
1.3.3 Backfire.....	18
1.4 Scelte hardware	20
1.4.1 Rapporto di compressione.....	20
1.4.2 Confronto tra iniezione PFI ed iniezione DI.....	21
1.4.3 Sovralimentazione e turbomatching.....	24
1.4.4 Precamera di combustione	26
1.4.5 Iniezione di H ₂ O.....	28
1.5 Scelte calibrative	29
1.5.1 Stabilità di combustione.....	30
1.6 Incremento delle prestazioni	33
2. Modello 1D del motore V6 3.4L DI Twin-Turbo	36
2.1 Modello base benzina.....	37
2.2 Modello base ad idrogeno	40
2.3 Analisi del modello base ad idrogeno	48
2.3.1 Variazione della dosatura.....	48
2.3.2 Variazione del rapporto di compressione.....	50
2.3.3 Variazione dello Spark Advance.....	53
2.3.4 Variazione dello Start of Injection	55
2.3.5 Variazione della pressione di iniezione	57
2.3.6 Variazione dell'incrocio valvole.....	59
2.4 Ricerca della calibrazione ottimale	63
2.4.1 Design Optimizer	63
2.4.2 Design of Experiments.....	68
3. Scelta del turbogruppo	72
3.1 Modifica delle caratteristiche del turbogruppo in ambiente GT-Suite	73
3.1.1 Compressor Multiplier	73
3.1.2 Compressor Map parametrizzata	79
3.1.3 Turbine Multiplier.....	81
3.1.4 Ottimizzazione del turbogruppo in ambiente GT-Suite.....	82
3.2 Sostituzione del compressore.....	86
3.2.1 Compressore GARRETT GBC22-350.....	86
3.2.2 Compressore GARRETT G25-660.....	91
3.2.3 Confronto tra i turbogruppi testati	96
3.3 Adeguamento della calibrazione.....	99
3.3.1 Ottimizzazione tramite Design Optimizer	99
3.3.2 Variazione dei profili di alzata dell'aspirazione	103
3.3.3 Confronto tra le calibrazioni testate	107
4. Limitazione di pressioni e temperature	110
4.1 Iniezione d'acqua.....	111

4.1.1	Settaggio dell'iniezione d'acqua	111
4.1.2	Condizioni testate ed effetti ottenuti	112
4.2	Calibrazione definitiva	118
4.2.1	Limitazione delle pressioni	118
4.2.2	Limitazione delle temperature	119
4.2.2	Prestazioni definitive.....	120
4.3	Confronto prestazionale tra il modello originale a benzina ed il modello definitivo ad H ₂ ..	123
	Conclusioni	128
	Acronimi	130
	Reference	131

Introduzione

Negli ultimi decenni, il panorama della propulsione automobilistica, spinto da sempre più stringenti normative tecniche sia e dalla crescente consapevolezza dell'impatto ambientale delle fonti energetiche convenzionali, ha subito un'evoluzione caratterizzata dal crescente interesse verso tecnologie sostenibili a basse emissioni. In questo sfidante contesto, l'impiego dell'idrogeno è risultato essere un promettente combustibile alternativo rispetto ai tradizionali combustibili fossili grazie alle sue intrinseche caratteristiche, tra cui emergono l'alto potere calorifico, l'alta velocità di propagazione del fronte di fiamma e le emissioni nulle di CO₂ e particolato.

La presente tesi si colloca all'interno di una collaborazione tra il Politecnico di Torino e un'azienda leader nel settore automotive con l'obiettivo di analizzare e definire la fattibilità della conversione di un motore sportivo ad elevate prestazioni al funzionamento ad idrogeno. Tale analisi rappresenta la fase preliminare del percorso di ricerca e ha visto l'analisi di letteratura delle caratteristiche hardware e di calibrazione tipiche dei motori a combustione interna alimentati ad H₂, a cui è seguita la sperimentazione mirata alla modifica e all'ottimizzazione di un motore con caratteristiche analoghe al propulsore soggetto dell'intero progetto.

A valle dell'analisi delle differenze tra la combustione benzina e la combustione idrogeno, dello stato dell'arte della tecnologia ad idrogeno e della ricerca di indicazioni tecniche in grado di indirizzare la transizione e la calibrazione del motore, la seguente tesi è stata incentrata sull'analisi di fattibilità della transizione di un motore V6 da 3.4L Twin-Turbo, ovvero dotato di un turbogruppo per bancata, dal funzionamento a benzina a quello ad idrogeno. In particolare, le simulazioni sono state eseguite sul modello unidimensionale del motore, in ambiente GT-Suite.

Inizialmente, le simulazioni hanno previsto l'analisi delle caratteristiche calibrative della versione originale al fine di individuare i limiti di regime, le curve di potenza e coppia, le pressioni massime in camera e le temperature dei gas esausti in ingresso turbina. Successivamente, il modello è stato modificato passando alla combustione ad idrogeno, ampliando la mappa motore fino alla velocità di 10000 rpm, ma mantenendo l'architettura hardware di base, ed è stato analizzato il comportamento del nuovo modello al variare dei principali parametri calibrativi. Da tale analisi sono emersi i limiti legati alle semplificazioni fluidodinamiche tipiche del modello unidimensionale, non in grado di prevedere la variazione di turbolenza, miscelamento e reattività della miscela al variare delle fasature di aspirazione, iniezione ed accensione. A tale limite si aggiungono quelli relativi al modello di combustione di *Wiebe*, caratterizzato da durata e rilascio termico della combustione fissati per ciascuna velocità di rotazione del motore e l'incapacità del modello nel simulare e nel riconoscere l'insorgenza delle anomalie di combustione tipiche della combustione idrogeno. Una volta 'conosciuto' il modello, sono stati sfruttati i moduli computazionali aggiuntivi di GT-Suite, Design Optimizer e Design of Experiments, al fine di ricercare i parametri di funzionamento che ottimizzassero le performance senza porre, in prima battuta, limiti di sollecitazioni termo-meccaniche e di emissioni.

La suddetta simulazione ha evidenziato come il limite prestazione del modello fosse l'inadeguatezza del turbogruppo e, a tale proposito, a seguito dell'analisi dell'impatto della variazione dello stesso, si è optato per la sostituzione del solo compressore, adottando un compressore Garrett di dimensioni maggiori rispetto a quello originale, leggermente penalizzante ai bassi regimi, ma capace di garantire prestazioni decisamente maggiorate a regimi medio-alti. A seguito della validazione del turbogruppo adeguato, caratterizzato dalla stessa architettura del turbogruppo originario, un ulteriore aumento delle performance è stato garantito dall'adeguamento della fasatura di aspirazione, iniezione ed

accensione e grazie all'ampliamento dell'alzata valvole agli alti regimi, così da migliorare il riempimento.

La ricerca delle caratteristiche hardware e di calibrazione del motore ad idrogeno mirate all'incremento massimo delle performance, ha visto il raggiungimento di pressioni massime in camera e temperature dei gas esausti in ingresso turbina responsabili di eccessivo stress meccanico all'interno della camera di combustione e stress termico eccedente la resistenza delle palettature della turbina. A questo proposito, si è provveduto testando la riduzione del grado di sovralimentazione e la variazione della fasatura di accensione, a velocità di rotazione superiori a 4000 rpm, al fine di adeguare le pressioni massime al limite prescelto. Il contenimento delle temperature dei gas esausti in ingresso alla turbina ha comportato, invece, l'analisi dell'implementazione di una strategia di riduzione chiamata PWI, ovvero l'iniezione di acqua liquida nel port di aspirazione durante l'aspirazione dell'aria, al termine della fase di incrocio valvole. Quest'ultima simulazione ha evidenziato come l'evaporazione dell'acqua, a velocità di rotazione superiori a 4000 rpm, sia in grado di abbattere sensibilmente le temperature dell'intero arco di combustione e, dunque, permetta di mantenere le temperature dei gas esausti in ingresso turbina intorno al limite imposto.

In conclusione, la transizione del motore dal funzionamento a benzina a quello ad idrogeno ha richiesto la modifica del turbogruppo e l'accurata ottimizzazione dei principali parametri calibrativi, con particolare riferimento alla fasatura di aspirazione, alla gestione della sovralimentazione e al controllo delle temperature e pressioni di esercizio. Il confronto prestazionale tra il motore a benzina originario e quello ad idrogeno evidenzia come il motore ad idrogeno raggiunga un picco di potenza di circa il doppio rispetto a quello della versione a benzina, e una coppia massima maggiorata di circa il 60 %. Questi incrementi sono causati da un aumento della pressione media effettiva, del riempimento volumetrico e, anche, dell'efficienza dell'intero motore grazie alla combinazione dell'ottimizzazione del turbogruppo e di quella delle calibrazioni di aspirazione, iniezione e combustione specifiche per la combustione dell'idrogeno. Inoltre, le modifiche apportate hanno permesso di ottenere andamenti di coppia e potenza caratterizzati da livelli massimi ai regimi medio-alti e da prestazioni elevate anche a regimi superiori, rendendo il motore particolarmente adatto ad applicazioni sportive dove è fondamentale disporre di una riserva di coppia ampia e costante.

In sintesi, la seguente tesi offre un contributo significativo alla comprensione di possibilità e sfide legate alla conversione di motori a combustione interna alimentati a benzina al funzionamento ad idrogeno, e dimostra la fattibilità della realizzazione di propulsori ad alte prestazioni in grado di replicare o incrementare le prestazioni della versione convenzionale originaria, mantenendone l'architettura di base e rispettando vincoli termomeccanici stringenti.

1. Gli H₂ ICEs

Nel contesto della transizione energetica e della riduzione delle emissioni di inquinanti e gas serra, la sostituzione dei carburanti fossili con vettori energetici a basse emissioni di carbonio è una delle principali sfide per il settore automobilistico. Tra le alternative emergenti, l'idrogeno rappresenta una delle soluzioni più promettenti grazie alle sue caratteristiche uniche.

1.1 L'idrogeno

L'idrogeno è una molecola biatomica con peso specifico è di 0,089 g/l, ovvero 14,4 volte più leggero dell'aria. L'idrogeno si trova allo stato gassoso fino a 20 K e, a temperatura ambiente, è chimicamente poco reattivo, poiché è caratterizzato da elevata stabilità. Contrariamente, quando si trova allo stato monoatomico la reattività è decisamente maggiore e, per questa ragione, alcuni metalli vengono utilizzati come catalizzatori nelle reazioni in cui interviene l'idrogeno poiché hanno la proprietà e la capacità di assorbire l'idrogeno molecolare e favorirne la dissociazione in idrogeno

L'idrogeno, con il 73,9% in massa, è l'elemento chimico più diffuso in tutta la nostra galassia, ma è molto raro nell'atmosfera terrestre e praticamente inesistente come H₂ sulla superficie o nel sottosuolo. Infatti, è comune trovarlo nei composti, legato con l'ossigeno sotto forma di acqua, legato al carbonio negli idrocarburi, oppure legato con ossigeno e carbonio nelle biomasse. Non essendo possibile trovare l'idrogeno allo stato libero in natura, esso non viene considerato una fonte di energia, bensì un vettore energetico; ovvero una sorta di contenitore in cui immagazzinare energia. Di conseguenza, per sopperire a questa mancanza, l'idrogeno va quindi prodotto, isolandolo dagli elementi con i quali si trova legato.

Al fine di poter utilizzare l'idrogeno come combustibile, è necessario estrarre l'idrogeno atomico dai composti organici tramite processi chimici quali [1]:

- il reforming del metano tramite l'impiego di vapore oppure tramite ossidazione parziale. Tale processo è caratterizzato da alta efficienza (65 -75%) e costi relativamente bassi, ma comporta la produzione di elevate quantità di CO₂, poiché il metano è un combustibile fossile;
- la gassificazione del carbone. Tale processo ha efficienze minori rispetto al processo sopracitato (circa 45%) e co porta alte emissioni di CO₂;
- l'elettrolisi dell'acqua. Tale processo richiede l'utilizzo di grandi quantità di energia elettrica i cui costi risultano elevati. Il suo impatto ambientale dipende dall'origine dell'energia elettrica utilizzata e, dunque, se si impiega energia elettrica derivante da fonti rinnovabili, H₂ verde prodotto può essere considerato ad impatto ambientale nullo poiché azzerà l'emissione di gas serra.

1.1.1 L'idrogeno come combustibile

L'idrogeno, grazie alle sue proprietà uniche ed al basso impatto ambientale, è considerato un ottimo sostituto della benzina ed è stato ampiamente studiato negli ultimi decenni. L'idea di utilizzare l'idrogeno come carburante non è nuova e già all'inizio del diciannovesimo secolo venne dimostrato che poteva essere utilizzato con successo nei motori a combustione interna.

Da un lato, caratteristiche dell'H₂ come l'ampio intervallo di infiammabilità in aria, l'elevata velocità di fiamma, la buona resistenza all'autoaccensione e l'alto coefficiente di diffusione nell'aria, lo rendono particolarmente adatto come combustibile per motori a combustione interna. Dall'altro lato, la bassa energia minima di accensione dell'H₂, risulta essere una delle principali cause di combustione anomala. Inoltre, la bassa densità energetica dell'idrogeno richiede necessariamente l'adozione dell'iniezione diretta per ottenere un livello accettabile di densità di potenza del motore. Tuttavia, l'iniezione diretta di idrogeno pone significative sfide in termini di omogeneità della miscela, che può compromettere il processo di combustione.

Rispetto ai combustibili tradizionali impiegati nei motori ad accensione comandata, in particolare benzina e metano, l'idrogeno è caratterizzato da un elevato potere calorifico inferiore, quasi tre volte maggiore di quello degli altri due, e da una dosatura stechiometrica in massa che è circa il doppio.

Property	Hydrogen	Methane	Gasoline
Density at 1 atm and 300 K (kg/m ³)	0.082	0.717	5.11
Stoich. composition in air (% by volume)	29.53	9.48	1.65
Stoich. fuel/air mass ratio	0.029	0.058	0.0664
No. of moles after combustion to before	0.85	1.00	1.058
Heating values			
HHV (MJ/kg)	141.7	52.68	48.29
LHV (MJ/kg)	119.7	46.72	44.79
HHV (MJ/m ³)	12.10	37.71	233.29
LHV (MJ/m ³)	10.22	33.95	216.38
Combustion energy per kg of stoich mixt. (MJ)	3.37	2.56	2.79
Kinematic viscosity at 300 K (mm ² /s)	110	17.2	1.18
Thermal conductivity at 300 K (mW/m K)	182.0	34.0	11.2
Diffusion coefficient into air at NTP (cm ² /s)	0.61	0.189	0.05

Tabella 1.1.1.1 – Proprietà dell'idrogeno.

Se si confrontassero i combustibili tramite il parametro energetico:

$$\frac{LHV}{\alpha_{st}} \quad (1.1.1)$$

dato dal rapporto tra il potere calorifico inferiore (120 MJ/kg) e la dosatura stechiometrica (34.5), il parametro dell'idrogeno risulterebbe leggermente maggiore di quello degli altri due combustibili e ciò potrebbe indurre a credere che la potenza generabile dalla combustione H₂ sia maggiore. In realtà, bisogna tener conto che la bassa densità di H₂ fa sì che a parità di pressioni, temperature e potenza termica prodotta dalla combustione, il volume occupato dalla miscela aria – H₂ è maggiore di quello delle altre miscele. Ne consegue che in uno stesso motore a parità di punto di lavoro, la coppia prodotta dalla combustione H₂ sia minore.

L'idrogeno vanta di un range di infiammabilità molto più ampio rispetto a quello di altri idrocarburi, garantendo un funzionamento regolare anche con miscela molto magra. Ancora, l'idrogeno è caratterizzato da un'elevata velocità laminare di propagazione del fronte di fiamma, la quale contribuisce a ridurre la durata di combustione ed aumentarne il rendimento, e, inoltre, richiede una bassa energia di attivazione per far partire la reazione rispetto alle miscele di metano o di benzina. Tuttavia, i valori di temperatura di accensione spontanea e di massima temperatura adiabatica sono abbastanza simili a quelli degli altri due combustibili, se non di poco superiori.

Property	Hydrogen	Methane	Gasoline
Flammability limits (% by volume)	4–75	5.3–15.0	1.2– 6.0
Minimum ignition energy (mJ)	0.02	0.28	0.25
Laminar flame speed at NTP (m/s)	1.90	0.38	0.37–0.43
Adiabatic flame temp (K)	2318	2190	~ 2470
Autoignition temperature (K)	858	813	~ 500–750
Quenching gap at NTP (mm)	0.64	2.03	~ 2.0

Tabella 1.1.1.2– Proprietà di combustione dell'idrogeno.

Una delle caratteristiche più importanti del funzionamento del motore a idrogeno riguarda l'assente o la limitata emissione di idrocarburi incombusti, particolato, monossido di carbonio, anidride carbonica e ossidi di zolfo poiché non contiene atomi di Carbonio. Invece, per quanto riguarda la produzione di ossidi di azoto, le alte temperature e la breve durata della combustione dell'idrogeno fanno sì che i meccanismi di formazione di tali inquinanti siano favoriti, in particolare, con dosature vicine allo stechiometrico.

Nonostante questo ultimo aspetto, le proprietà fisiche e chimiche uniche dell'idrogeno offrono opportunità per progettare motori a combustione interna altamente efficienti e caratterizzati da una limitata emissione di inquinanti e di gas serra. In particolare, la sua velocità di diffusione e l'ampio intervallo di infiammabilità, permettono di operare con miscele magre, migliorando così l'efficienza termica; mentre il ridotto impatto ambientale fa sì che l'idrogeno sia un'ottima alternativa ai combustibili fossili tradizionali.

Questi aspetti fanno sì che la maggior parte degli studi condotti, negli ultimi anni, sui motori a combustione interna alimentati ad idrogeno mirino alla messa a punto di motori altamente efficienti con target fissato nella riduzione delle emissioni. Nulla vieta, però, di analizzare l'impiego di tale combustibile in motori da competizione e a tal proposito, recentemente, ORECA e FEV hanno realizzato un 4-cyl 2.0L Supercharged DI H₂ Engine da impiegare nella neonata T1 Ultimate Category della Dakar Rally Competition, nella quale possono competere solo veicoli alimentati con combustibili rinnovabili a basso impatto ambientale [2]. Negli ultimi anni, Ferrari ha condotto diversi studi su motori alimentati ad idrogeno e, in particolare, ha messo a punto un motore V6 3.0L DI Turbocharged in grado di lavora allo stechiometrico sull'intera mappa motore [3].

Un altro esempio di H₂ ICE con focus sulle prestazioni è il motore realizzato da AVL RaceTech: esso è un 4-cyl 2.0L DI H₂ Engine in grado di sviluppare 410 HP alla velocità di rotazione di 6500 rpm [4][5].

1.2 Caratteristiche della combustione ad H₂

La combustione della miscela aria - H₂ è caratterizzata da un'elevata velocità di propagazione del fronte di fiamma e da un rilascio termico pressoché istantaneo. Ciò permette alla combustione di avvicinarsi all'idealità della combustione isocora.

In primo luogo, la limitata durata di combustione e il rapido incremento delle pressioni e delle temperature fanno sì che l'energia termica venga rilasciata velocemente producendo effetti positivi sia sul rendimento termico, sia sulla produzione di coppia.

In secondo luogo, la rapida combustione permette di lavorare stabilmente e con bassa variazione ciclica anche alle alte velocità di rotazione, dove il tempo a disposizione per combustione ed espansione è via via limitato.

La massima reattività della miscela aria - H₂ e, dunque, la massima produzione di coppia a pari velocità di rotazione e pari calibrazione, si hanno con dosatura stechiometrica. La Fig. 1.2.1 evidenzia, però, come allo stechiometrico la produzione di ossidi di azoto sia nettamente più elevata rispetto al funzionamento con dosature magre a causa delle più alte temperature che velocizzano le reazioni dirette a catena di formazione di tali inquinanti, e le stesse alte temperature influiscano negativamente sull'insorgenza di anomalie di combustione. Inoltre, in Fig. 1.2.1 si nota come l'efficienza di combustione incrementi al ridursi della dosatura poiché il minore gradiente di temperatura riduce gli scambi termici e la minore dosatura media riduce il rischio di formazione di sacche di ricco che possono incorrere in combustione incompleta.

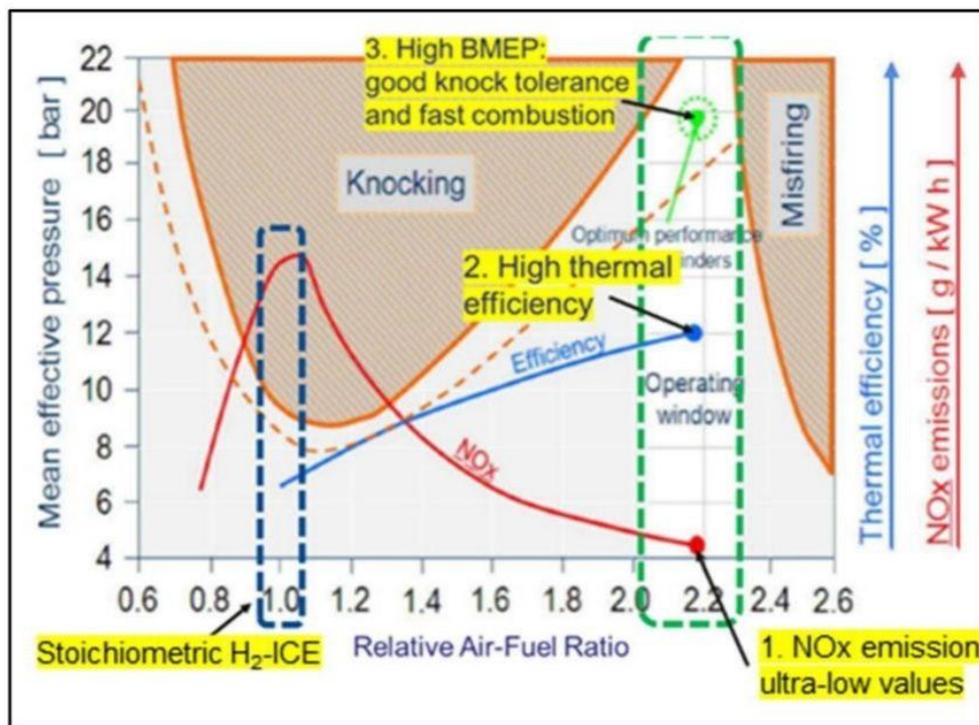


Figura 1.2.1 – Diagramma ad isole della combustione della miscela aria - H₂.

1.2.1 Confronto tra la combustione aria - benzina e la combustione aria- idrogeno

Come descritto nel Cap. 1.1.1, l'idrogeno ha caratteristiche reattive ben diverse dalla benzina, soprattutto a causa della limitata dimensione della sua molecola e della sua elementare composizione chimica [6]. Ciò fa sì che:

- H₂ abbia velocità di propagazione del fronte di fiamma lineare molto alta, circa sei volte quella della benzina a lambda 1;
- H₂ abbia alta velocità di diffusione in aria e questo comporta, a parità di turbolenza e di tempi a disposizione, la formazione di miscele caratterizzate da minore disomogeneità;
- H₂ necessiti di minore energia di accensione e, dunque, maggior rischio di accensione spontanea a contatto con punti caldi;
- H₂ abbia bassa distanza di spegnimento a ridosso delle pareti. Questo aspetto risulta determinante sullo stress termico che caratterizza le pareti del cilindro e tutti gli elementi a contatto della combustione: infatti, il ridotto strato limite a parete e i picchi di pressione e di temperatura incrementano lo scambio termico verso le pareti. Ciò induce una riduzione del rendimento termico e richiede una corretta definizione dei sistemi di raffreddamento;
- nel funzionamento PFI, la carica aria - H₂ aspirata sia caratterizzata da temperature maggiori perché viene meno il contributo di raffreddamento dovuto l'evaporazione del combustibile;
- all'aumentare del carico, la velocità di propagazione del fronte di fiamma non aumenti come avviene nella combustione benzina poiché nella combustione ad H₂, a differenza di quella a benzina, la turbolenza del fronte di fiamma ha basso impatto sulla velocità di propagazione. Ciò implica che l'aumento delle pressioni, relativo all'aumento del carico, rallenti la propagazione del fronte di fiamma laminare, allungando l'arco temporale di combustione;
- la detonazione di H₂ sia caratterizzata da onde di pressione a frequenze maggiori rispetto alla detonazione benzina.

Da tali proprietà emerge che, come riportato in Fig. 1.2.1.1 e Fig. 1.2.1.2 il funzionamento di uno stesso motore, a parità di calibrazione e velocità di rotazione, alimentato ad H₂ rispetto all'alimentazione a benzina, sia caratterizzato da [7]:

- livelli di pressione inferiori raggiunti durante l'arco di combustione. Ciò comporta la produzione di coppie e PME minori;
- maggiori temperature di picco poiché il potere calorifico inferiore è di gran lunga maggiore e il rilascio termico molto più impulsivo. Questo aspetto risulta essere rilevante per quanto riguarda lo stress termico e l'insorgere di anomalie di combustione, che verranno analizzate successivamente;
- maggiore velocità di propagazione del fronte di fiamma. Ciò comporta durate di combustioni minori;
- minore strato limite a parete, il quale impatta negativamente sulle perdite termiche e, dunque, sul rendimento termico;
- temperature minori dei gas esausti;

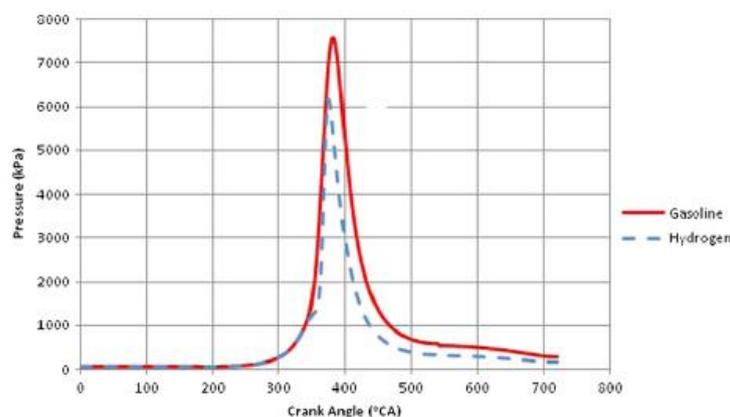


Figura 1.2.1.1 – Confronto tra rilasci termici.

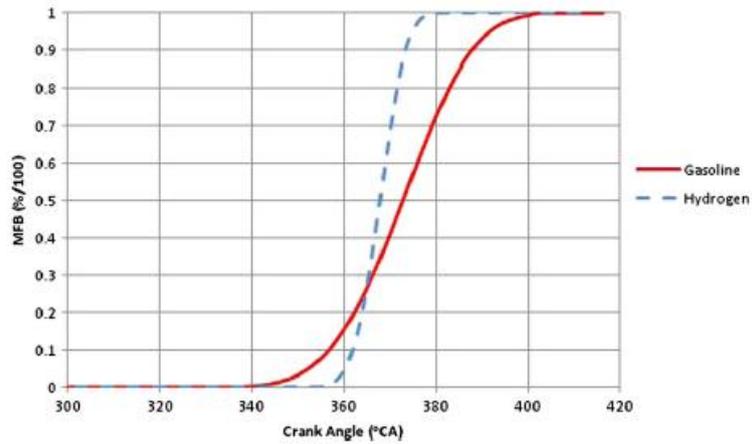


Figura 1.2.1.2 – Confronto tra durate di combustione.

Ne consegue che il rilascio termico impulsivo e la propagazione rapida del fronte di fiamma avvicinino la combustione della miscela aria – H₂ all'idealità della combustione isocora: infatti, risulta che la combustione sia maggiormente concentrata ad archi angolari vicini al TDCf e ciò comporta un maggior rendimento della conversione dell'energia termica in lavoro efficace sul cielo dello stantuffo. Tali caratteristiche giustificano il rendimento totale di un H₂ ICE maggiore di alcuni punti percentuali rispetto ad un Gasoline ICE.

1.3 Anomalie di combustione

Nei motori ad accensione comandata la combustione avviene in modo corretto se fondamentalmente ha inizio nel punto e nell'istante in cui scocca la scintilla e se la fiamma si propaga uniformemente fino alle pareti della camera, senza che si abbiano delle brusche variazioni di velocità. Nel caso in cui ciò non avvenga, si verificherebbero anomalie che potrebbero compromettere il funzionamento del motore. Le forme di combustione anomale che si riscontrano più frequentemente sono l'autoaccensione, la detonazione e il backfire.

Tali anomalie riguardano principalmente la bassa energia necessaria all'autoaccensione di H_2 , l'elevata diffusione di H_2 in aria comburente e l'alta velocità di propagazione del fronte di fiamma, in particolar modo allo stechiometrico dove la reattività della miscela è massima. Queste caratteristiche comportano, soprattutto a bassa velocità ed alto carico, il rischio di autoaccensione della miscela a contatto con punti caldi o gocce di lubrificante e la detonazione degli end gas, dannose per il rendimento termofluidodinamico relativo alla 'sfasatura' della combustione e per lo stress termico dei componenti a contatto con la camera di combustione [8][9].

La rilevazione delle anomalie, la relativa valutazione dell'entità e la variazione dei parametri di funzionamento al fine di ridurne il peso sono trattati con gli stessi sensori e le stesse procedure in centralina tipici delle anomalie di combustione che caratterizzano i motori a benzina 'classici' [10].

1.3.1 Autoaccensione

L'autoaccensione si verifica quando la carica fresca entra a contatto con zone caratterizzate da elevata temperatura. Il gradiente di temperatura tra i punti caldi e la carica fresca induce rilevante scambio termico che accelera le preazioni ed innesca la combustione nella zona limitrofa al punto caldo. Da questa zona la combustione si propaga all'intero cilindro.

Come si può notare in Fig. 1.3.1.1 e Fig. 1.3.1.2, tra i possibili punti caldi, i più rilevanti risultano essere gli elettrodi della candela, zone della canna del cilindro in cui la lubrificazione è deficitaria oppure gocce di olio lubrificante caldo rimaste a parete.

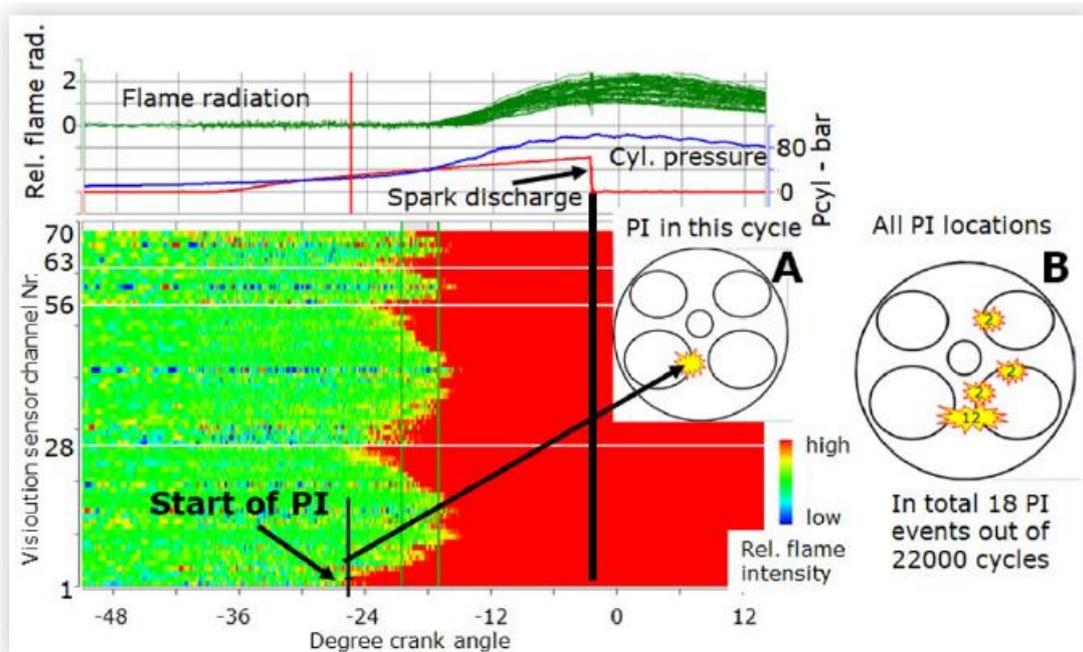


Figura 1.3.1.1 – Caratteristiche di autoaccensione da punto caldo.

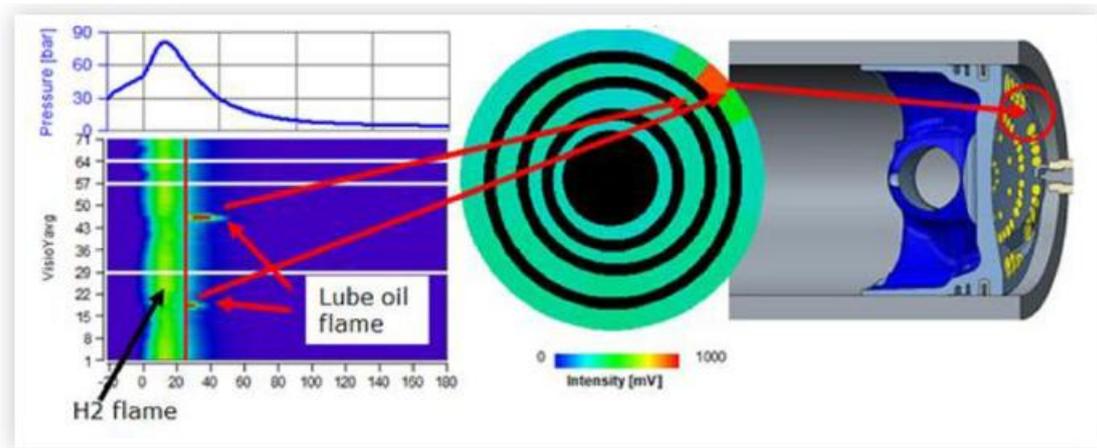


Figura 1.3.1.2 – Caratteristiche di autoaccensione in presenza di olio lubrificante caldo.

In Fig. 1.3.1.3 e Fig. 1.3.1.4, si evince come l'autoaccensione provoca la traslazione del baricentro di combustione verso il TDCf e, qualora il picco di pressione si trovi prima del TDCf, solo una parte dell'espansione della carica in combustione viene convertita in lavoro positivo sul cielo dello stantuffo, mentre la restante parte genera lavoro negativo durante la corsa di compressione. Ciò evidenzia la forte traslazione della combustione che comporta la forte riduzione di coppia e rendimento termofluidodinamico. Tale effetto risulta essere più intenso se l'autoaccensione avviene a contatto con gli elettrodi della candela poiché, a causa della posizione della candela rispetto al moto della carica, essa può innescarsi prima durante l'arco angolare.

Infine, l'autoaccensione può degenerare in detonazione, andando a peggiorare gravosamente il rendimento di combustione del ciclo in cui avviene e generando forte stress ai componenti a contatto con le onde di pressione nocive generate.

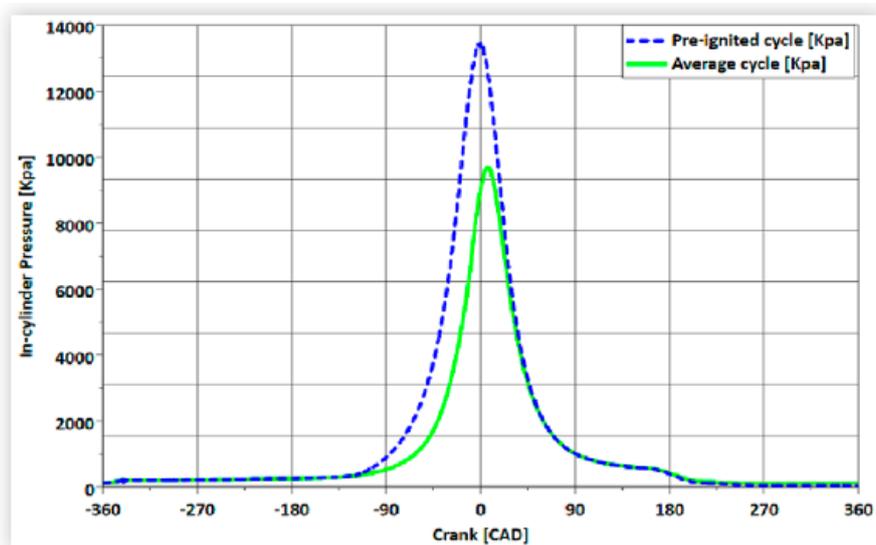


Figura 1.3.1.3 – Confronto tra pressioni di un ciclo soggetto ad autoaccensione e pressione di ciclo medio.

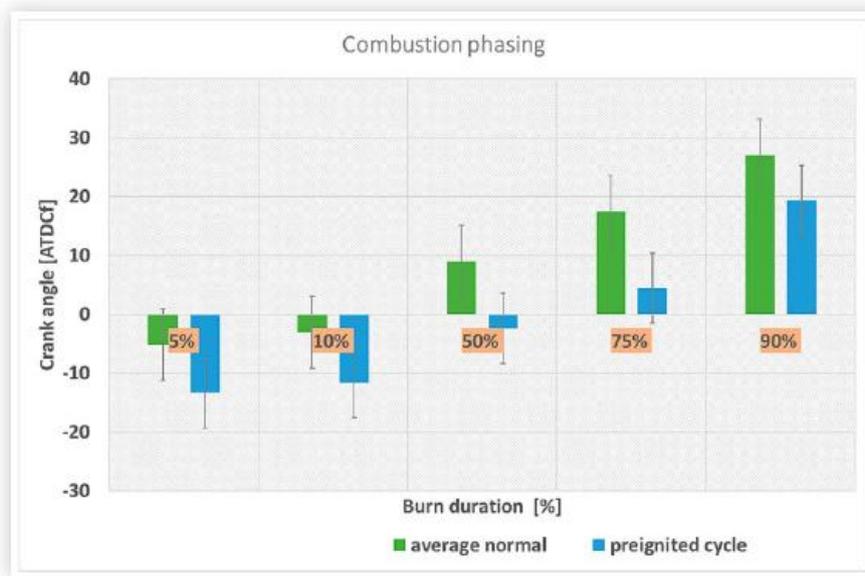


Figura 1.3.1.4 – Confronto tra le fasi cdi combustione di un ciclo soggetto ad autoaccensione e le fasi di ciclo medio.

Nel caso in cui si abbia iniezione diretta, il rischio di autoaccensione può essere ridotto:

- indirizzando il flusso di H_2 lontano dalla candela e diretto angolarmente verso il centro del cilindro. La carica risulta essere meno reattiva in corrispondenza della candela e, dunque, si riduce il rischio di autoaccensione in corrispondenza degli elettrodi della candela;
- aumentando l'incrocio valvole in modo tale da rimuovere calore ed abbassare la temperatura dei possibili punti di innesco.

1.3.2 Detonazione

La detonazione si verifica quando alcune porzioni della miscela si autoaccendono prima che vengano raggiunte del fronte di fiamma in propagazione. Come si evince in Fig. 1.3.2.1, queste porzioni della miscela, tipicamente chiamate end-gas, si trovano nelle zone più distanti dalla candela ed hanno tempo sufficiente al completamento delle reazioni di preaccensione. Affinché ciò avvenga, i livelli di pressioni e temperature devono definire tempi di induzione (tempi necessari al completamento delle prerazioni) minori dei tempi che intercorrono tra lo scocco della scintilla e il sopraggiungimento del fronte di fiamma.

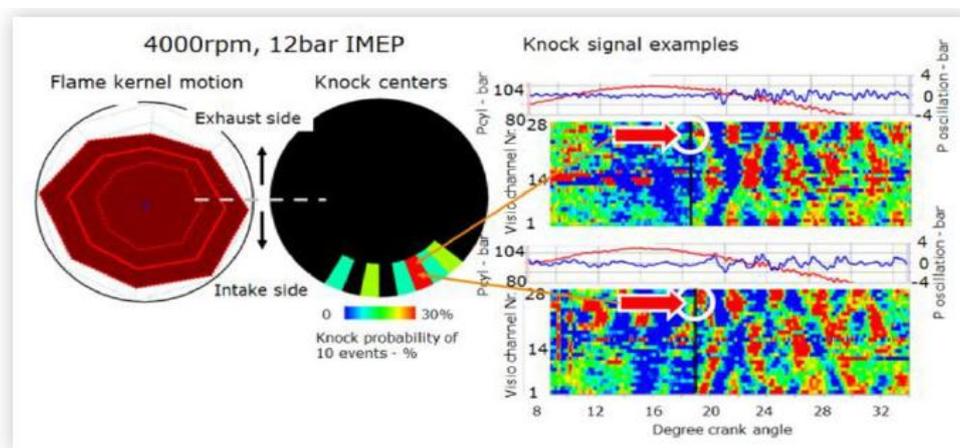


Figura 1.3.2.1 – Esempio di cicli detonanti [9].

Nella zona in cui avviene detonazione, viene liberata istantaneamente una notevole quantità di energia che genera forti differenze di pressione in camera, fino a decine di bar. Tali differenze di pressione inducono la formazione di onde di pressione che, tendenzialmente, si propagano radialmente in camera riflettendo sulle superfici della camera, e generano vibrazioni all'interno delle parti metalliche che si trasmettono all'esterno sotto forma di rumore paragonabile ad un martellamento (battito in testa). Inoltre, tali onde di pressione possono comportare anche danni per erosione alla testa del cilindro ed alle sedi degli anelli di tenuta. A livello termodinamico, invece, la detonazione comporta una forte riduzione della conversione dell'energia termica contenuta della carica fresca in lavoro sul ciglio dello stantuffo poiché il rendimento di combustione.

L'idrogeno, alle condizioni standard di temperatura e pressione, è caratterizzato da una resistenza alla detonazione maggiore rispetto alla benzina, infatti, ha temperatura di autoaccensione relativamente alta, circa di 858 K, mentre quella della benzina è circa di 530 K. Ciò nonostante, la detonazione risulta essere l'anomalia di combustione più dannosa nei motori a combustione interna di H_2 e, solitamente, insorge come conseguenza dell'autoaccensione della miscela prima dell'innesco della scintilla. Nei cicli caratterizzati da autoaccensione, infatti, la combustione risulta essere fortemente sbilanciata verso il TDC e questo comporta il raggiungimento di livelli di pressioni e temperatura maggiori rispetto a quelli preventivati che vanno a stressare gli end gas favorendone l'accensione.

Inoltre, la detonazione favorisce la formazione di punti caldi, i quali, a loro volta, favoriscono l'insorgenza di autoaccensione; ne consegue che le due anomalie di combustione siano fortemente dipendenti l'una dall'altra.

Per quanto riguarda il controllo e la riduzione del rischio di detonazione degli end-gas, le principali specifiche tecniche riguardano scelte hardware e di calibrazione. In particolare, a livello hardware le principali indicazioni sono:

- la riduzione il rapporto di compressione. Ciò permette di ridurre pressioni e temperature al TDC e durante tutto l'arco di combustione siano. Gli end-gas risultano meno stressati e la riduzione di PME può essere parzialmente recuperata aumentando il grado di sovralimentazione e lavorando all'MBT Timing. Inoltre, permette di avere limiti meno stringenti nella definizione di SA nella zona della Low & Torque;
- iniezione di acqua nel port di aspirazione. H_2O grazie al suo elevato calore latente di vaporizzazione e alla sua capacità termica è in grado di assorbire calore e ridurre le temperature. Ciò comporta la riduzione dello stress sugli end-gas;
- EGR refrigerato. Il ricircolo dei gas esausti raffreddati è favorevole alla riduzione del rischio di detonazione poiché diluisce la carica allontanandola dallo stechiometrico e riducendone la reattività.

A livello di calibrazione, invece, le opzioni più rilevanti risultano essere:

- la diminuzione della pressione di aspirazione. Ciò permette di ridurre le pressioni durante l'intero ciclo e, dunque, ridurre lo stress sugli end-gas. Inoltre, a parità di H_2 iniettato, di avere pressioni minori a fine compressione ed avvicinare la dosatura allo stechiometrico;
- l'incremento dello Scavenging. L'aumento dell'incrocio valvole, ottenuto ritardando la chiusura dello scarico ed anticipando l'apertura dell'aspirazione, permette di migliorare il lavaggio dello spazio morto e ridurre le temperature medie in camera. Inoltre, si ottiene anche il miglioramento del riempimento, la riduzione di λ , l'aumento delle pressioni e del rilascio di calore (Fig. 1.3.2.2) e la riduzione della durata di combustione e, infine, l'aumento della portata alla turbina riducendo il turbolag [11];
- la riduzione di SA. Ciò comporta la riduzione delle temperature di picco e, dunque, la diminuzione del rischio detonazione e la contrazione dei tempi disponibili allo scambio termico con le pareti. Ne consegue la riduzione delle problematiche relative al lavorare allo stechiometrico;
- l'impoverimento della miscela [12].

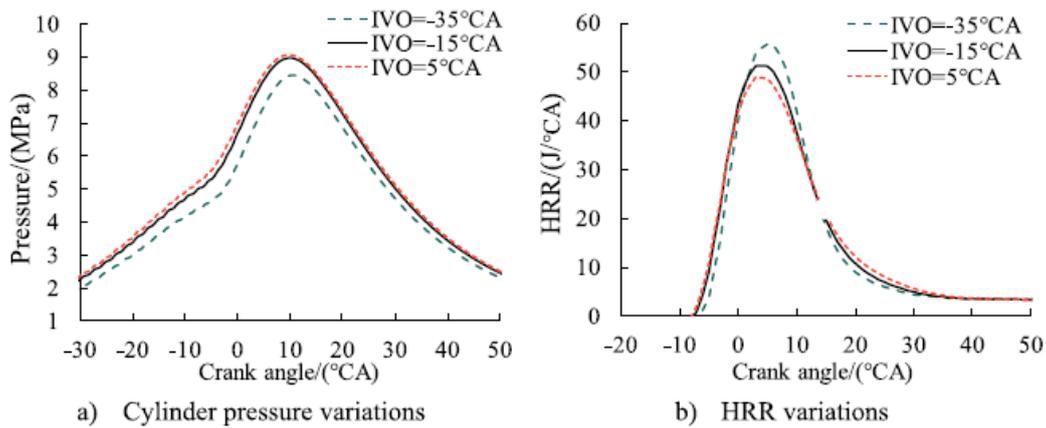


Figura 1.3.2.2 – Andamento delle pressioni al variare di IVO (a).
Andamento del rilascio termico al variare di IVO (b).

1.3.3 Backfire

Il backfire è rappresentato dalla combustione della carica fresca nel port di aspirazione. Tale anomalia di combustione può avvenire sia con iniezione indiretta nel port di aspirazione, sia con iniezione diretta in camera. Nel primo caso, i gas esausti caldi, all’apertura delle valvole di aspirazione, entrano nel port di aspirazione e date le alte temperature innescano la combustione della carica fresca in formazione. Ciò è favorito da anticipi di apertura delle valvole superiori a 210° bTDCf a causa del contatto massiccio tra carica fresca e gas esausti. Nel secondo invece, il ritorno di fiamma può avvenire in concomitanza della parziale sovrapposizione tra la fasatura di aspirazione e quella di iniezione e dell’autoaccensione: parte della carica autoaccesa può diffondere nel condotto di aspirazione. Dunque, è un’anomalia di combustione molto più gravosa con iniezione indiretta rispetto ad iniezione diretta.

In conclusione, il backfire genera un rapido incremento di pressione nel collettore potenzialmente dannoso per il sistema d’aspirazione e non causa instabilità ciclica, ma colpisce un singolo ciclo causando perdita di lavoro. Ancora, in Fig. 1.3.3.1 è evidente come il backfire possa degenerare in missfire.

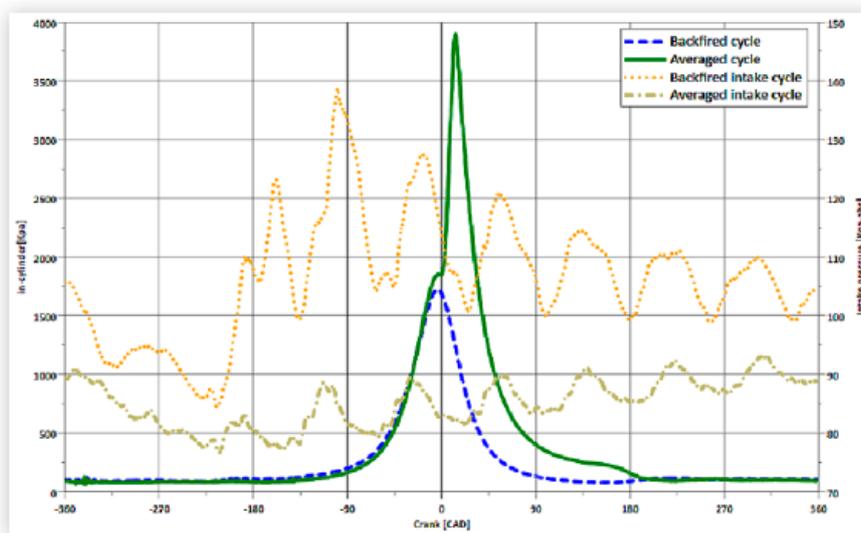


Figura 1.3.3.1 – Confronto tra pressioni di un ciclo soggetto a backfire e le pressioni di ciclo medio.

Il rischio di accadimento di tale anomalia, si può ridurre:

- adottando l'iniezione diretta e iniettando il combustibile a valvole chiuse. Inoltre, come già descritto, a pari dosatura e H_2 iniettato, ciò comporta la riduzione di pressioni e temperature a fine compressione e la riduzione del lavoro di compressione;
- nel caso di iniezione PFI, iniettando a valvole aperte e impostando il SOI ad angoli di manovella di alcune decine di gradi dopo l'apertura dell'aspirazione;
- nel caso di iniezione PFI, lavorando con lambda superiori a 1.5.

1.4 Scelte hardware

La definizione delle specifiche di un motore a combustione interna deve tenere conto della possibile insorgenza delle anomalie di combustione, che oltre a deteriorare prestazione e rendimenti, causano stress termico agli organi meccanici. In particolare, i parametri che impattano maggiormente sulla riduzione del rischio di anomalie sono i livelli di temperature e pressioni. Ne consegue che tutte le caratteristiche hardware e che hanno impatto su tali livelli debbano essere definite opportunamente. Tra queste troviamo: il rapporto di compressione, l'iniezione indiretta e diretta, la sovralimentazione, la precamera di combustione e l'iniezione di H₂O nel port di aspirazione [13].

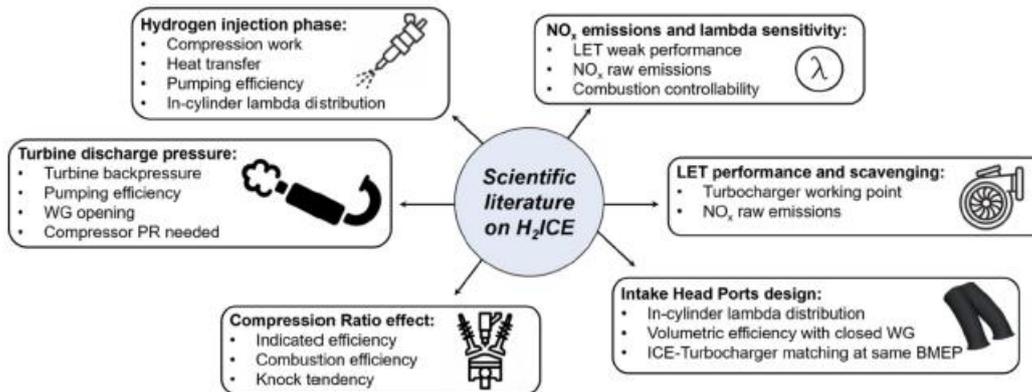


Figura 1.4.1 – Aspetti da prendere in considerazione durante la definizione delle specifiche di un H₂ ICE.

1.4.1 Rapporto di compressione

Il rapporto di compressione, a parità di altre caratteristiche, è il parametro geometrico di maggior impatto sulle prestazioni del motore e, solitamente, esso viene modificato variando la corsa e dunque il volume di spazio morto, a pari cilindrata.

Aumentando il rapporto di compressione, a pari pressione di aspirazione, la pressione e la temperatura di fine compressione crescono e ciò comporta un incremento delle pressioni, e anche delle temperature, durante tutto l'arco di combustione, garantendo una maggiore produzione di lavoro sul cielo dello stantuffo. L'aumento delle pressioni, positivo per l'incremento delle prestazioni, risulta deleterio per il rischio dell'insorgenza di anomalie di combustione: i livelli maggiori di pressioni e temperature rendono più probabile la presenza di punti caldi, origine dell'autoaccensione, e stressano maggiormente gli end gas, riducendo i tempi di induzione della carica.

Inoltre, a differenza della combustione a benzina in cui l'incremento delle pressioni rendono la miscela più reattiva e, quindi, la combustione più rapida, la propagazione del fronte di fiamma della combustione ad idrogeno non incrementa la propria velocità all'aumentare delle pressioni. Questo aspetto è dovuto al fatto che la propagazione turbolenta del fronte di fiamma nella combustione H₂ ha un peso minore rispetto a quella benzina e, dunque, al crescere dei livelli di pressione il corrugamento del fronte di fiamma è meno rilevante rispetto al rallentamento della propagazione lineare del fronte di fiamma causato dalle alte pressioni. A pari cilindrata e massa contenuta in camera, l'aumento del rapporto di compressione coincide con la riduzione del volume di spazio morto e, dunque, le pressioni più alte, da un lato aumentano il coefficiente di scambio termico convettivo h secondo la relazione:

$$h \propto p^{0.8} \quad (1.4.1.1)$$

dall'altro inducono l'aumento dei tempi necessari al riscaldamento e allo sviluppo delle preazioni. Come conseguenza, l'incremento delle pressioni riduce la velocità di propagazione della combustione, aumentandone la durata.

Da quanto detto, aumentare il rapporto di compressione induce la produzione di coppie e potenze elevate, ma anche l'aumento del rischio di anomalie di combustione: Conseguentemente, la variazione dello stesso deve essere attentamente analizzata: esistono condizione in cui conviene aumentare il rapporto di compressione e contenere temperature e rischio di anomalie agendo su SA e diluizione della carica (dosatura e grado di EGR), ed altri in cui è opportuna ridurre il rapporto di compressione e lavorare con anticipi e dosature maggiormente spinti.

1.4.2 Confronto tra iniezione PFI ed iniezione DI

La tipologia di iniezione ha un forte impatto sulle caratteristiche di miscelamento e di combustione e, dunque, impatta sulle performance e sul rischio di anomalie di combustione.

L'iniezione PFI avviene nel port di aspirazione e la sua fasatura può essere a valvole chiuse o aperte. L'iniezione indiretta a valvole chiuse è molto anticipata rispetto al TDCf e all'apertura delle valvole di aspirazione, la miscela aria – H₂ è già abbondantemente: tale strategia permette di avere una miscelazione particolarmente omogeneo e combustione stabile, ma è affetta da alto rischio di accensione nel port poiché, come già descritto al Cap. 1.3.1, i gas esausti caldi possono diffondere rapidamente nella carica fresca in aspirazione ed indurre il completamente delle preazioni. L'iniezione indiretta a valvole chiuse, invece, è caratterizzata da una fasatura più vicina al TDCf e prevede l'iniezione del combustibile ad aspirazione già iniziata: ciò permette di ridurre l'interazione tra riflusso dei gas esausti e carica in formazione e, quindi, ridurre il rischio di accensione nel port di iniezione.

In generale, l'iniezione indiretta permette di avere miscelamenti omogenei e combustioni stabili, ma garantisce coppie e potenze limitate poiché l'aspirazione della miscela aria – combustibile, in particolar modo un combustibile gassoso come l'idrogeno, penalizza il riempimento. Infatti, durante l'aspirazione parte del volume disponibile è occupato dal combustibile.

L'iniezione diretta, contrariamente, permette di superare tale limite andando a sfruttare tutta la cilindrata del motore durante la corsa di aspirazione. L'iniezione avviene in camera di combustione e, anche in questo caso, può avere fasatura a valvole aperte o a valvole chiuse. Nel primo caso, l'interazione di tra aspirazione ed iniezione, nel caso in cui avvenga autoaccensione, può degenerare in ritorno di fiamma in aspirazione; mentre nel secondo caso, il rischio di backflow è pressoché nullo. Il posizionamento dell'iniettore e la direzione del getto hanno un forte impatto sia su miscelamento sia sul rischio di autoaccensione: infatti, nel caso il cui si abbia interazione tra miscela ricca ed elettrodi caldi della candela, il rischio di autoaccensione cresce sensibilmente. Ne consegue che la definizione del posizionamento di iniettore e candela e l'ottimizzazione della turbolenza possono impattare positivamente sul rendimento di combustione e sul rischio di anomalie.

Infine, L'iniezione DI è caratterizzata da miscelamento meno omogeneo rispetto all'iniezione PFI, ma ciò può essere limitato tramite l'ottimizzazione della turbolenza.

Confrontando la tecnologia di iniezione PFI e quella DI [14][15][16], in uno stesso motore, si trova riscontro delle caratteristiche appena descritte. In particolare:

1. Nei grafici riportati in Fig. 1.4.2.1, analizzando le variazioni di dosatura e velocità di rotazione, a carico fisso, emerge che:
 - in funzionamento PFI, lambda minimo è fissato a 1.5 per evitare backfire durante l'aspirazione;
 - in funzionamento DI, lambda può essere minore di 1.5, ma SA deve essere ritardato poiché la maggiore reattività della miscela si traduce in una combustione molto più rapida;

- a pari dosatura e velocità di rotazione, la combustione con iniezione DI ha durata maggiore di quella con iniezione PFI a causa del miscelamento meno omogeneo;
- il funzionamento PFI richiede un maggior grado di sovralimentazione rispetto a DI al fine di compensare riempimento e prestazioni.

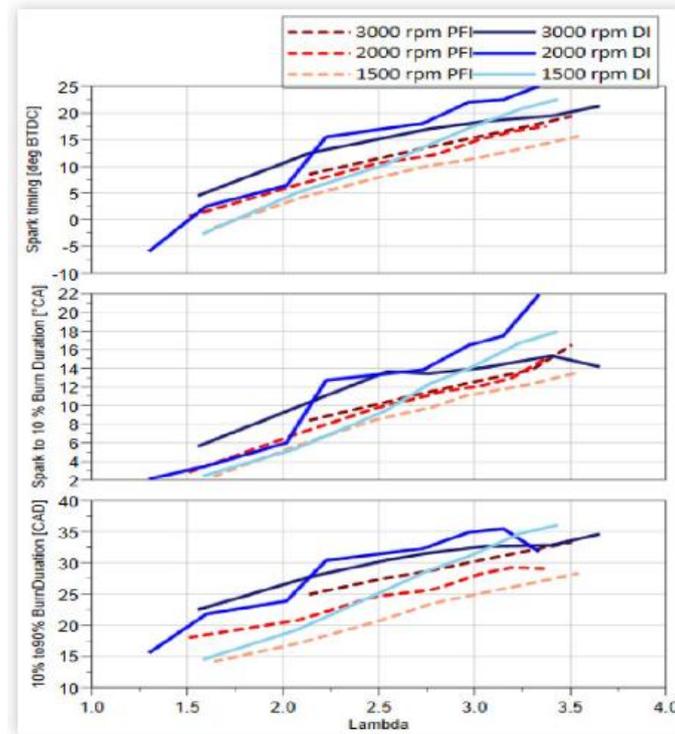


Figura 1.4.2.1 – Confronto tra le caratteristiche della combustione PFI e della combustione DI al variare di dosatura e velocità di rotazione.

2. Analogamente a quanto descritto al punto precedente, i grafici riportati in Fig. 1.4.2.2, evidenziano che, anche variando carico e velocità di rotazione a pari dosatura (fissata a 2.75):
 - in funzionamento DI, la durata di combustione è maggiore e SA deve essere aumentato. Tale effetto è progressivamente più impattante all'aumentare del carico. Come descritto precedentemente, questa tendenza è opposta a ciò che si verifica nella combustione benzina, dove all'aumentare del carico, pressioni e temperature maggiori corrugano il fronte di fiamma ed accelerano la propagazione dello stesso, mentre nella combustione H_2 , le pressioni maggiori rallentano il fronte di fiamma. Un altro fattore di rallentamento risulta essere la disomogenea miscelazione della carica;
 - a pari carico e velocità, il funzionamento PFI richiede un maggior grado di sovralimentazione poiché H_2 iniettato nel port riduce l'aria aspirata dal cilindro.

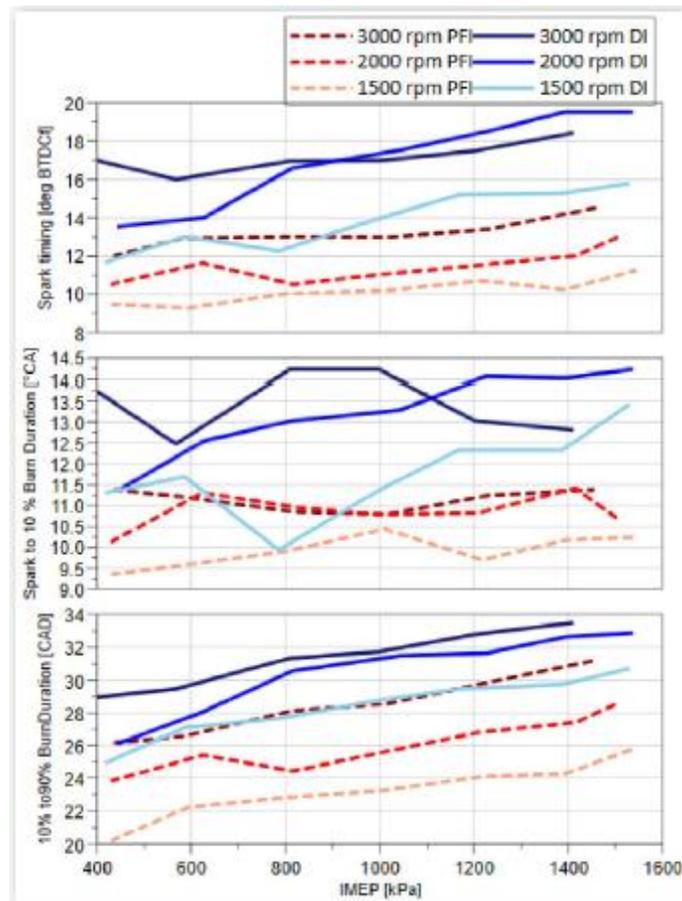


Figura 1.4.2.2 – Confronto tra le caratteristiche della combustione PFI e della combustione DI al variare di carico e velocità di rotazione.

3. Al variare di Valve Timing a velocità di rotazione, carico e dosatura (λ pari a 2.75) fissati risulta che:
- in funzionamento PFI, l'aumento dello scavenging al fine di migliorare il lavaggio dello spazio morto aumenta l' H_2 slip, mentre in funzionamento DI tale fenomeno, a meno di trafiletti causati dall'usura delle sedi valvole, è pressoché nullo poiché l'iniezione avviene a valvole chiuse;
 - il funzionamento PFI è caratterizzato da maggiori perdite organiche poiché il lavoro di compressione è maggiore in quanto, a parità di aria aspirata, durante la corsa di discesa del pistone viene aspirata miscela aria – idrogeno, e la massa da comprimere durante la corsa di risalita è maggiore.

In conclusione, nel grafico riportato in Fig. 1.4.2.3, è evidente che il rendimento del motore DI è maggiore di quello del motore PFI grazie all'incremento del riempimento, alla riduzione delle perdite di pompaggio ed alla minimizzazione dell' H_2 slip.

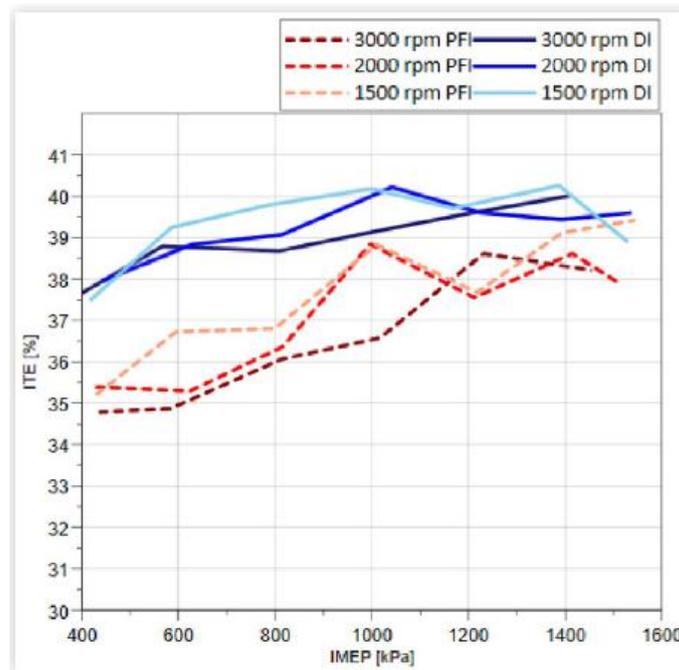


Figura 1.4.2.3 – Confronto tra il rendimento di combustione PFI ed il rendimento di combustione DI al variare di carico e velocità di rotazione.

1.4.3 Sovralimentazione e turbomatching

La sovralimentazione è un altro aspetto fortemente impattante sulle prestazioni poiché varia la quantità di aria aspirata dai cilindri e, quindi, la quantità di fuel iniettabile a pari dosatura.

La transizione di un motore originariamente a benzina al funzionamento ad idrogeno, deve tenere conto che le caratteristiche della combustione della miscela aria – idrogeno, in particolare la minor durata, portano ad avere gas esausti a temperatura minore all’imbocco del diffusore della turbina. Ne consegue che, senza adeguamento del turbogruppo, il lavoro estraibile in turbina sia minore e potrebbe verificarsi che il lavoro di compressore massimo disponibile sia insufficiente a raggiungere la pressione di sovralimentazione target, impattando negativamente sulle prestazioni.

Dunque, durante la transizione del motore è necessario rivedere il turbomatching al fine da garantire che il turbogruppo abbia caratteristiche adatte al raggiungimento delle pressioni di sovralimentazione target in tutti i punti di lavoro, senza che il turbolag sia eccessivamente impattante [17][18].

Ad esempio, nel caso in cui il motore sia dotato di sovralimentazione con turbina a geometria variabile, è possibile, ad alto carico, ridurre l’inclinazione delle pale del distributore in modo da incrementare la sezione di passaggio al fine di ridurre la contropressione ed ottimizzare perdite di pompaggio ed efficienza termica. Inoltre, la riduzione dell’inclinazione delle pale del distributore fa sì che diminuisca il lavoro estratto in turbina, quindi quello disponibile al compressore e, a parità di velocità di rotazione del motore e H_2 iniettato, si riduce la quantità di aria aspirata, dunque, lambda si avvicina allo stechiometrico. I risultati di tale strategia di calibrazione del turbogruppo sono riportati in Fig. 1.4.3.1 e Fig. 1.4.3.2 [19]: a parità di carico, specificatamente 9 bar, al variare dell’inclinazione del rotore, la portata dei gas esausti genera una minor contropressione allo scarico grazie alla maggior sezione di passaggio e genera minor lavoro di compressione disponibile. Dunque, all’aumentare dell’apertura della VGT, il lavoro di pompaggio diminuisce e rendimento del motore aumenta. Il grafico riportato in Fig. 1.4.3.3, invece, evidenzia come a bassa velocità di rotazione e ad alto carico, nella zona della Low & Torque, l’inclinazione delle pale sia minima in quanto è necessario massimizzare il lavoro disponibile al compressore in modo tale da minimizzare il turbolag e raggiungere le pressioni di sovralimentazione target.

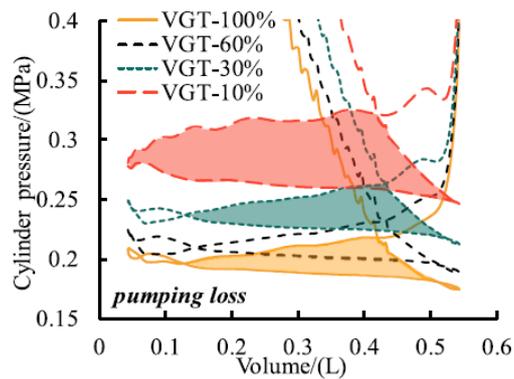


Figura 1.4.3.1 – Variazione del lavoro di pompaggio al variare dell'inclinazione delle pale del distributore.

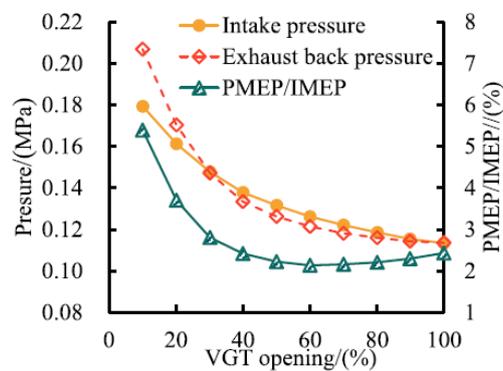


Figura 1.4.3.2 – Variazione del rendimento del motore al variare dell'inclinazione delle pale del distributore.

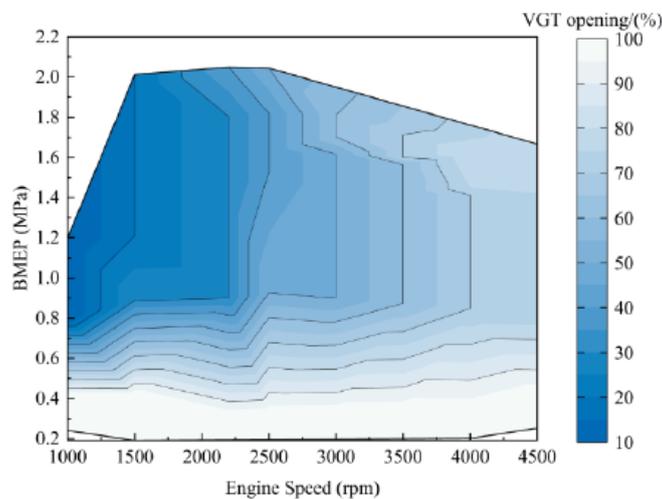


Figura 1.4.3.3 – Ottimizzazione dell'apertura di VGT su tutta la mappa motore.

Nel caso in cui non si disponga di VGT ed essendo che a pari portata, come già detto, le temperature dei gas esausti della combustione H_2 sono minori di quelli della combustione benzina, la riduzione del lavoro estraibile in turbina, soprattutto ai bassi giri, può essere recuperata optando per una girante di diametro inferiore. In particolare, dei grafici riportati in Fig. 1.4.3.4 emerge che la riduzione del diametro più opportuna, tipicamente, risulta essere del 20% [20]. Infatti, un diametro minore risulta essere ottimo alle basse velocità nella Low & Torque, ma estremamente penalizzate alle alte velocità.

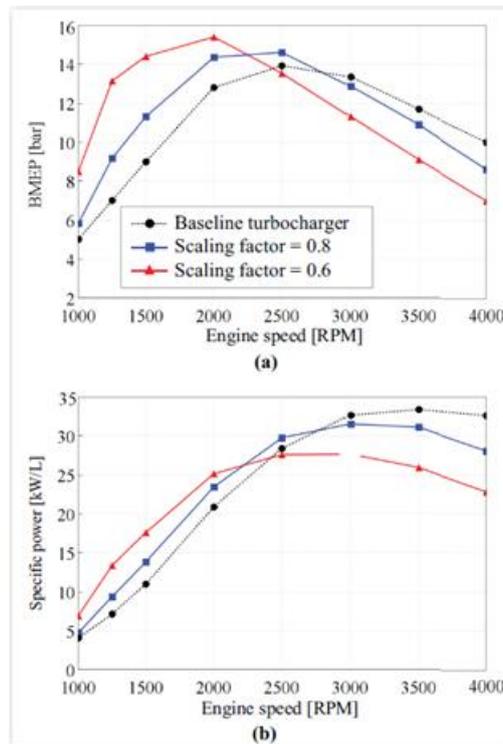


Figura 1.4.3.4 – Impatto del downsizing della turbina sulle prestazioni a massimo carico.

Come ultima soluzione per migliorare il turbomatching si ha la modifica del controllo dell'elettrovalvola Wastegate al fine di variare lo sfruttamento dei gas esausti, variandone la portata diretta al distributore della turbina in ciascun punto di lavoro.

1.4.4 Precamera di combustione

La precamera di combustione è una piccola camera ausiliaria, collegata alla camera di combustione principale tramite uno o più fori calibrati, al cui interno viene innescato l'intero od una parte del processo di combustione prima che si propaghi nel cilindro. Ne esistono di due tipi: la precamera passiva e la precamera attiva. La prima, visibile in Fig. 1.4.4.1, non è dotata di dispositivi attivi al suo interno in grado di convertire l'energia termica in lavoro meccanico, mentre nella seconda, la pressione generata dall'espansione dei gas durante la combustione agisce direttamente sul cielo dello stantuffo producendo spinta verticale.

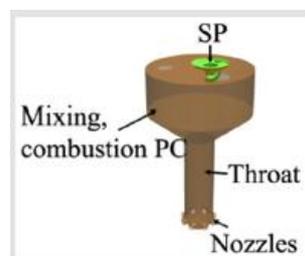


Figura 1.4.4.1 – Esempio della geometria di una precamera passiva di combustione.

Durante la fase di compressione, parte della miscela aria-carburante viene spinta nella precamera attraverso i fori di comunicazione dal differenziale di pressione che si genera tra camera principale e precamera. L'accensione avviene all'interno della precamera, solitamente mediante una candela di accensione e la combustione iniziale genera getti di gas caldi e ad alta velocità che si propagano nella camera principale attraverso i fori, innescando e accelerando la combustione del resto della carica. L'impiego di una precamera di combustione ha gli obiettivi di migliorare il rendimento e la stabilità della combustione. In particolare, mira all'ottimizzazione della turbolenza e del miscelamento, aumentandone l'omogeneità, la propagazione simmetrica radiale del fronte di fiamma e la riduzione delle emissioni di NO_x . Al contempo, è necessario tenere conto che la precamera aumenta la superficie a cui va a contatto con miscela comburente e ciò implica l'incremento dello scambio termico diretto verso il blocco motore, comportando la riduzione della quantità di energia termica messa a disposizione dalla combustione che viene trasformata in lavoro meccanico. Ne consegue che la precamera, in alcune condizioni di funzionamento, possa portare alla riduzione del rendimento di combustione e, dunque, la sua adozione deve essere analizzata opportunamente. Nello specifico, confrontando la sostituzione della candela centrale di un motore caratterizzato da camera classica, con una precamera passiva dotata di candela al suo interno, emerge che la precamera permette di [21]:

- Migliorare il miscelamento (Fig. 1.4.4.2). Sia a basso carico sia ad alto carico, l'interazione tra i moti in camera e il differenziale di pressione tra precamera e camera principale fanno sì che il mixing risulti essere leggermente più uniforme nel caso di PPC rispetto alla camera base. Infatti, la dosatura all'interno della precamera risulta più stabile e più vicino allo stechiometrico rispetto alla dosatura nell'intorno della candela della camera base.
- Aumentare la turbolenza ed incrementare il rilascio istantaneo di energia termica (Fig. 1.4.4.2). Tali effetti inducono l'incremento della velocità di propagazione nel fronte di fiamma e la riduzione della durata di combustione.
- Attenuare la diminuzione del picco di pressione al variare di SA nell'intorno di MBT Timing (Fig. 1.4.4.3). Ciò permette di avere maggiore marginalità sulla variazione del timing di accensione.

La precamera, però, a parità di SA, garantisce performance leggermente inferiori nonostante la combustione sia più rapida a causa dell'aumento delle perdite termiche, poiché la superficie a contatto della fiamma risulta essere maggiore.

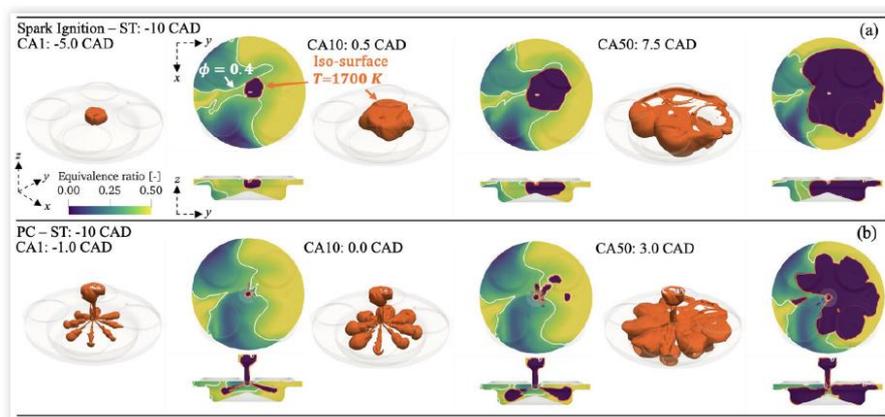


Figura 1.4.4.2 – Confronto tra la propagazione del fronte di fiamma con PPC rispetto alla camera base, a parità di SA e angolo di manovella analizzato.

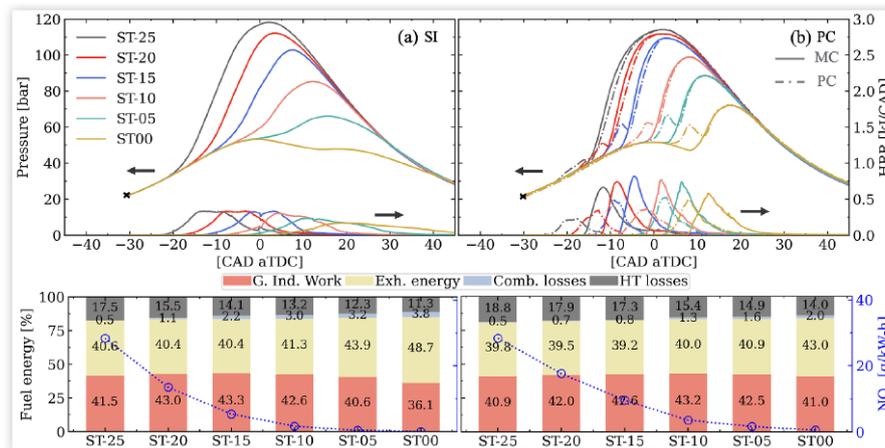


Figura 1.4.4.3 – Confronto tra livelli di pressione, rilascio termico, efficienza di conversione dell’energia termica nel caso PCC e camera base.

In conclusione, l’adozione della precamera di combustione è valida per prestazioni a medio carico, dove le maggiori perdite termiche sono compensate dall’aumento del rendimento di combustione grazie all’incremento della rapidità di combustione ed al mixing più omogeneo. Inoltre, PCC aumenta la marginalità sulla variazione di SA. Invece, ad alto carico, quando l’obiettivo è la massimizzazione della conversione dell’energia termica in lavoro meccanico, le maggiori perdite termiche hanno peso nettamente superiore e, per tale ragione, l’impiego della precamera di combustione risulta essere leggermente deleterio dal punto di vista prestazionale.

1.4.5 Iniezione di H₂O

L’iniezione di acqua nel condotto di aspirazione consiste nell’immettere una piccola quantità di acqua nebulizzata o vaporizzata all’interno del flusso d’aria che alimenta il motore, a monte delle valvole di aspirazione. Ciò è possibile grazie alla presenza di un apposito iniettore nel port di aspirazione. L’iniezione di acqua ha l’obiettivo di ridurre le temperature dell’aria aspirata dal cilindro al fine di ridurre le temperature durante tutto l’arco di combustione. Infatti, l’alto calore latente di vaporizzazione e l’alta capacità termica che caratterizzano H₂O, permettono di assorbire calore durante la compressione e le prima fasi di combustione garantendo un maggior controllo della detonazione e una minor produzione di NO_x. Inoltre, tale strategia permette di ridurre le perdite termiche verso il blocco motore, consentendo di recuperare alcuni punti percentuale di rendimento. In conclusione, questa scelta hardware può essere sfruttata per controllare la detonazione ad alti rapporti di combustione, lavorando con dosature stechiometriche oppure anticipi di accensione particolarmente spinti, nell’intorno di MBT Timing.

1.5 Scelte calibrative

Oltre alla scelta delle caratteristiche hardware di un motore, la calibrazione risulta essere altrettanto impattante su prestazioni, rendimenti, consumi ed emissioni. Come descritto nei capitoli precedenti, i principali parametri di calibrazione risultano essere: SA, SOI, Valve Timing, P_{inj} . Tali parametri devono essere fissati per ciascun punto di lavoro al fine di definire le specifiche di funzionamento del motore con l'obiettivo di aumentare le performance, ridurre i consumi oppure ridurre le emissioni.

Ad esempio [22] [23]:

- IVC anticipato, in funzionamento DI, permette di poter anticipare il SOI iniettando a valvole chiuse. Tale strategia calibrativa deve essere opportunamente bilanciata affinché la penalizzazione del riempimento non sia eccessiva e, a massimo carico, è necessario trovare il miglior trade-off tra EIVC, per sfruttare inerzia della colonna fluida di aria, e SOI anticipato, al fine di avere sufficiente tempo a disposizione per iniettare H_2 opportuno.
- SA anticipato garantisce maggiore efficienza di combustione. L'anticipo ottimale aumenta all'aumentare di λ poiché la reattività della miscela diminuisce.
- A pari SA, SOI e m_{inj} , all'aumentare di P_{inj} la durata di iniezione si riduce, aumentano le pressioni massime in camera e quindi migliora l'efficienza di combustione (Fig. 1.5.1).
- A pari SA, m_{inj} e P_{inj} , anticipando il SOI rispetto al TDCf, all'istante di accensione il miscelamento risulta essere più omogeneo e la dosatura intorno alla candela meno magra. Ciò comporta la riduzione della durata e l'incremento della stabilità di combustione e, dunque, la riduzione della variazione ciclica.

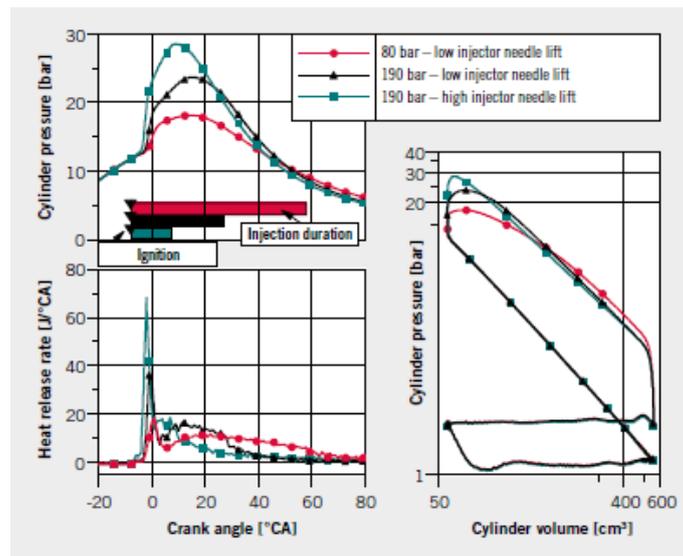


Figura 1.5.1 – Confronto tra livelli di pressione e rilascio termico al variare di P_{inj} .

In particolare, per variazione ciclica della combustione COV_{IMEP} , si intende la stabilità e la ripetibilità della combustione tra cicli successivi a pari punto di lavoro, ed essa è definita come:

$$COV_{IMEP} = \frac{\sigma_{IMEP}}{IMEP} \times 100 \quad (1.5.1)$$

dove:

- σ_{IMEP} è lo scarto quadratico medio della dispersione ciclica della pressione media indicata;
- $IMEP$ è la pressione media indicata.

Affinché il motore sia caratterizzato da un corretto funzionamento, privo di oscillazioni di coppia e velocità angolare eccessive, la calibrazione del motore deve garantire una variazione ciclica COV_{IMEP} inferiore al 4%.

1.5.1 Stabilità di combustione

La stabilità della combustione e dunque, la variazione ciclica, sono migliorabili ottimizzando miscelamento, turbolenza ed iniezione [24][25][26][27].

Un miscelamento più omogeneo migliora la stabilità della combustione, riduce le sacche di ricco e rende la propagazione del fronte di fiamma omogenea all'interno del cilindro garantendo minor rischio di detonazione. Ne risulta un miglioramento nel rendimento di combustione e, dunque, un incremento di PME. Ciò può essere raggiunto con l'ottimizzazione del SOI e, in funzionamento DI, dai grafici riportati in Fig. 1.5.1.1 emerge che:

- il miscelamento risulta più omogeneo. Ne consegue un minor rischio di detonazione, limiti meno stringenti in SA e, quindi, un aumento del rendimento di combustione;
- il moto di tumble risulta favorito e, quindi, più intenso. Ne consegue un miglioramento del miscelamento e della propagazione radiale del fronte di fiamma e, inoltre, la dosatura intorno alla candela risulta essere più povera e, dunque, meno reattiva ed incline all'autoaccensione;
- il moto di swirl non è influenzato. L'adozione di un condotto swirlato (long swirl chamfer) concentra la carica al centro della camera aumentando la distanza tra la carica comburente e le pareti della camera. Ciò comporta una sensibile riduzione delle perdite termiche verso il blocco motore e, dunque, un aumento del rendimento termofluidodinamico. Inoltre, se tale moto turbolento è accompagnato dall'ottimizzazione del miscelamento, il rischio di formazione di sacche di ricco nelle vicinanze delle pareti della camera diminuisce e ciò comporta la diminuzione della tendenza all'autoaccensione ed alla detonazione.

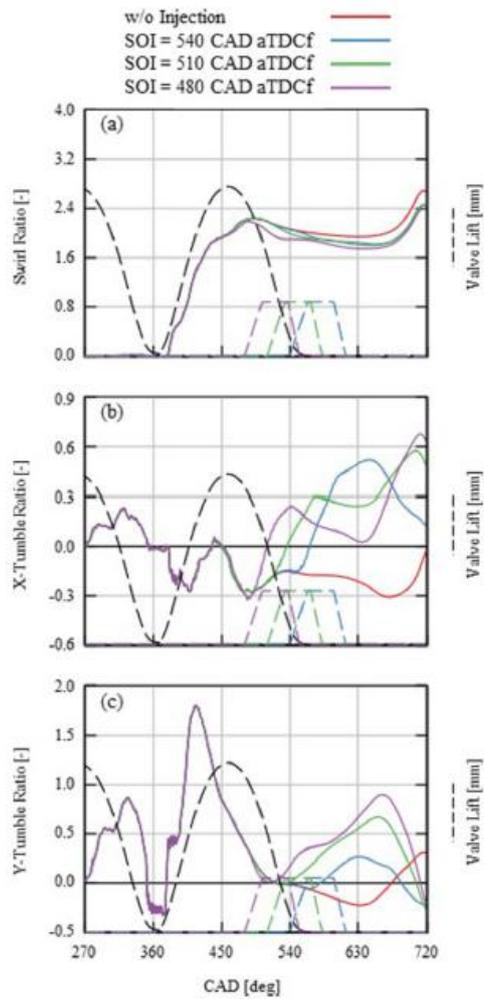


Figura 1.5.1.1 – Variazione della turbolenza al variare del SOI.

Un'altra caratteristica che impatta sensibilmente su miscelamento, turbolenza e quindi sulla stabilità di combustione risulta essere la posizione e l'inclinazione dell'iniettore. Infatti, ciò influenza la reattività della miscela, la propagazione del fronte di fiamma, la durata di combustione ed il rischio di autoaccensione e detonazione.

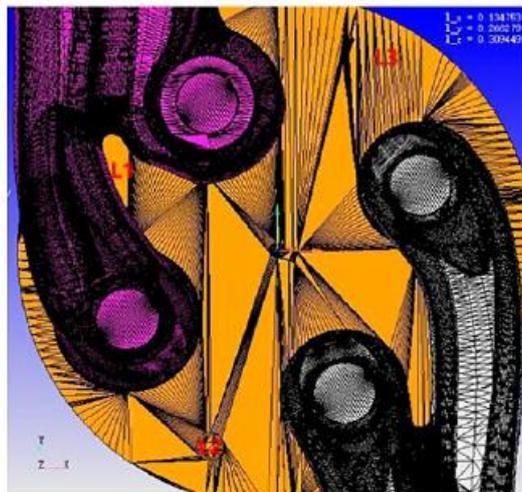


Figura 1.5.1.2 – Posizioni dell'iniettore analizzate.

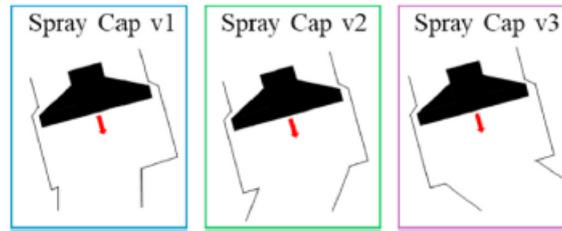


Figura 1.5.1.3 – Inclinazioni dell’iniettore analizzate.

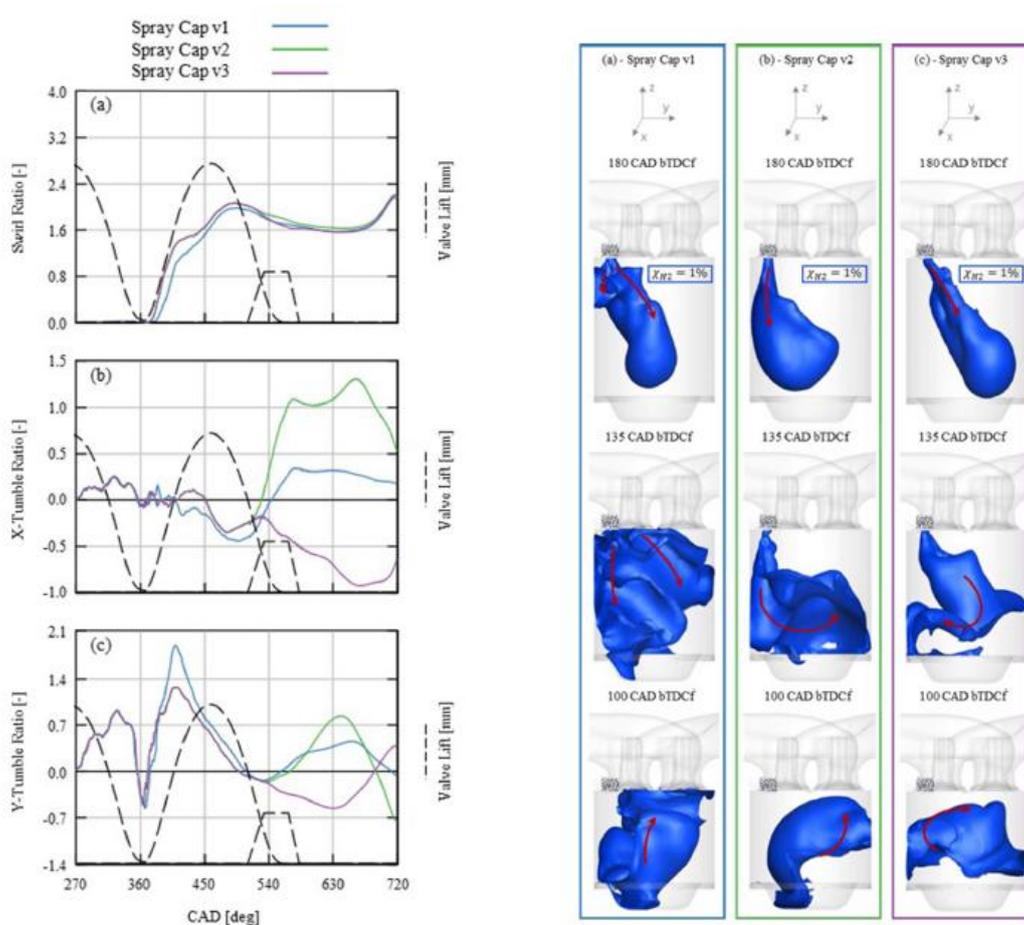


Figura 1.5.1.4 – Variazione della turbolenza (sinistra) e del miscelamento (destra) al variare dell’inclinazione dell’iniettore.

In particolare, i grafici riportati in Fig. 1.5.1.2, Fig. 1.5.1.3 e Fig. 1.5.1.4 evidenziano che:

- il posizionamento migliore dell’iniettore risulta essere tra una valvola di aspirazione ed una di scarico, in particolare in posizione L2. Tale scelta comporta una riduzione del rischio di detonazione poiché induce una crescita meno rapida di pressione, un picco di temperatura più contenuto ed un rilascio termico più distribuito;
- l’inclinazione migliore dell’iniettore risulta essere quella che garantisce un getto diretto verso il centro della camera. Infatti, la penalizzazione del moto di tumble è più che compensata dal sensibile miglioramento del mixing.

1.6 Incremento delle prestazioni

Come detto nel capitolo introduttivo, questo progetto mira alla massimizzazione delle performance del motore che verrà analizzato nei prossimi capitoli. A tale fine, è necessario prendere in considerazione le caratteristiche della combustione della miscela aria – idrogeno e le specifiche hardware e di calibrazione individuate.

In particolare, sarà necessario ottimizzare il rapporto di compressione, il turbomatching, la fasatura di aspirazione, iniezione ed accensione, la turbolenza, il miscelamento. Inoltre, risulta essere indispensabile la massimizzazione della reattività della miscela lavorando con carica stechiometrica sull'intera mappa motore. Ciò comporta un aumento del rischio di autoaccensione e detonazione e, dunque, dovranno essere adottate strategie di contenimento del rischio di tali anomalie.

Ad esempio, come accennato nel Capitolo 1.1.1, ORECA e FEV [2] hanno realizzato un 4-cyl 2.0L Supercharged DI H₂ Engine in grado di lavorare sull'intera mappa motore a Lambda 1 con un alto rapporto di compressione fissato a 14.5:1. Per ottimizzare le performance e ridurre le anomalie di combustione hanno optato per:

- l'anticipo della chiusura di aspirazione (EIVC). Ciò aumenta il margine sull'anticipo del SOI, migliora il riempimento sfruttando le onde di sovrappressione nel condotto di aspirazione e, come riportato nei grafici presenti in Fig. 1.6.1, riduce il backflow di H₂ del 95%;
- la riduzione della pressione di sovralimentazione. Come si nota nel grafico presente in Fig. 1.6.2, ciò permette di ridurre le pressioni durante l'intero arco di combustione riducendo il rischio di detonazione. Tale strategia, però, porta anche alla riduzione della quantità d'aria aspirata, ma, a parità di H₂ iniettato, la carica diventa più ricca;
- l'indirizzamento del getto di H₂ lontano dalla candela e diretto angolarmente verso il centro del cilindro. Ciò permette di ridurre il rischio di autoaccensione a contatto degli elettrodi della candela;
- l'anticipo del SOI di 20°. Ciò permette di migliorare il miscelamento grazie al maggior tempo a disposizione per la diffusione di H₂ tra l'aria aspirata, ma è accompagnato da un leggero peggioramento del backflow.

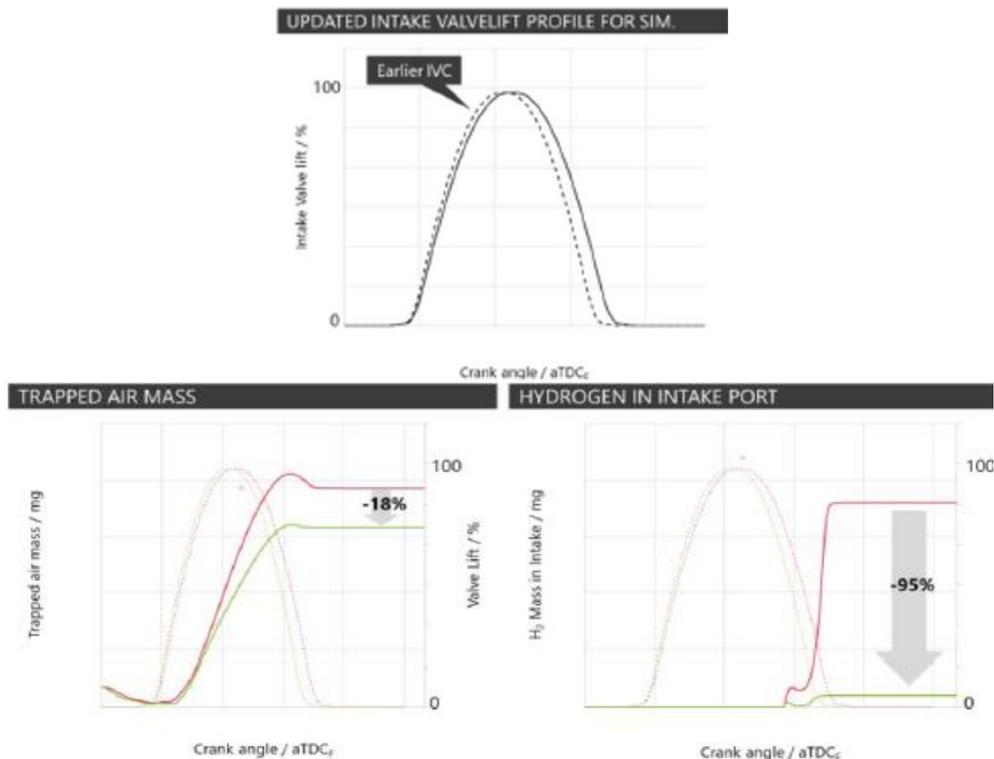


Figura 1.6.1 – Anticipo della chiusura delle valvole di aspirazione e riduzione del backflow.

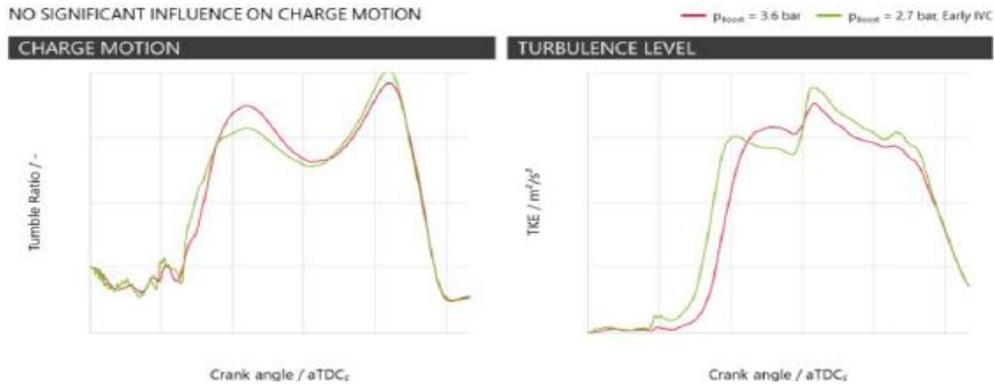


Figura 1.6.2 – Riduzione della pressione di sovralimentazione.

Un altro esempio risulta essere quando fatto da Ferrari [3] su un motore V6 3.0L DI Turbocharged in grado di lavorare allo stechiometrico e a MBT Timing sull'intera mappa motore. Le anomalie di combustione vengono controllate grazie all'iniezione di acqua nel port di aspirazione tramite un iniettore a doppio pennacchio caratterizzato da pressione di iniezione fissa a 10 bar. Come emerge dai grafici presenti in come riportato nel grafico presente in Fig. 1.6.3, WI rallenta la combustione, ne riduce l'efficienza, ma permette di lavorare con SA ottimali senza l'insorgenza di anomalie di combustione e, fino a 15 kg/h/cyl di H₂O iniettati, l'aumento della durata di combustione risulta pressoché trascurabile.

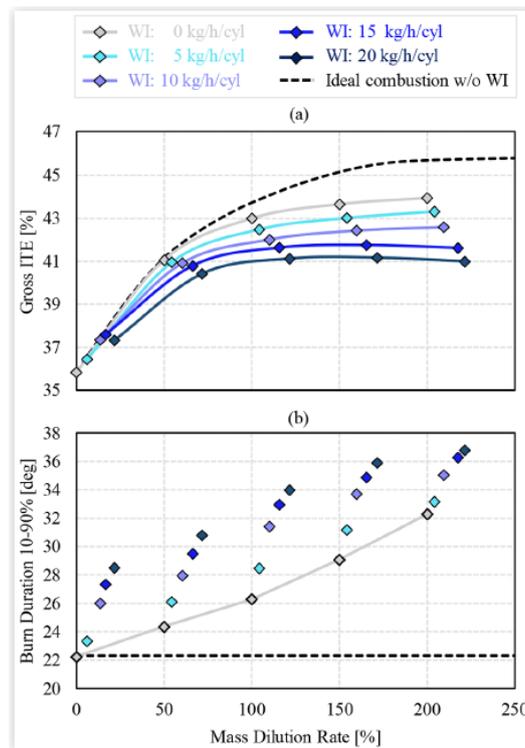


Figura 1.6.3 – Effetto dell'iniezione d'acqua del port di aspirazione su rendimento e durata di combustione.

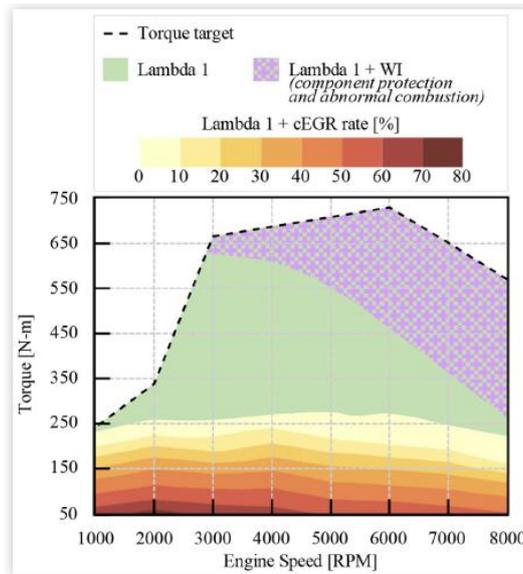


Figura 1.6.4 – Mappa motore a lambda 1 e strategie di riduzione della detonazione.

In particolare, in come riportato nel grafico presente in Fig. 1.6.4 viene riportata la mappa motore, dalla quale si evince l’iniezione di acqua, al fine di controllare la detonazione e ridurre lo stress termico sui componenti meccanici, risulta essere necessaria a velocità di rotazione superiori a 3000 rpm e ad alto carico. A basso carico, invece, la riduzione di NO_x e l’aumento dell’efficienza di combustione sono ottenibili lavorando a lambda 1, ma diluendo la carica con gas esausti raffreddati a 70°C .

2. Modello 1D del motore V6 3.4L DI Twin-Turbo

A valle dell'analisi dello stato dell'arte della tecnologia applicabile ai motori a combustione interna alimentati ad H₂, tale progetto prosegue con la valutazione e l'applicazione, ad un modello unidimensionale presente nelle librerie di GT-Suite, delle strategie hardware e calibrative analizzate e finalizzate al miglioramento delle performance. Infatti, risulta essere conveniente effettuare le prime analisi su un modello di motore che non sia quello a cui mira il progetto, ma un modello più semplice caratterizzato da taglia ed ausiliari simili. Tali operazioni risultano particolarmente convenienti poiché garantiscono valutazioni ed analisi dell'impatto che alcune scelte possono garantire e, dunque, indirizzano l'intera transizione ed ottimizzazione del motore in oggetto.

In particolare, il modello preso in considerazione è un motore V6 3.4L ad accensione comandata ad iniezione diretta ed alimentato a benzina, caratterizzato da due turbogruppi in parallelo, uno per bancata. Tale modello è visibile in Fig. 2.1 ed è stato reperito tra gli Esempi delle librerie di GT-Suite 2025, in: *Examples, Engine_1D_GAS_Exchange_Combustion, Gasoline, 3pt4L-V6-TwinTurbo-GDI*.

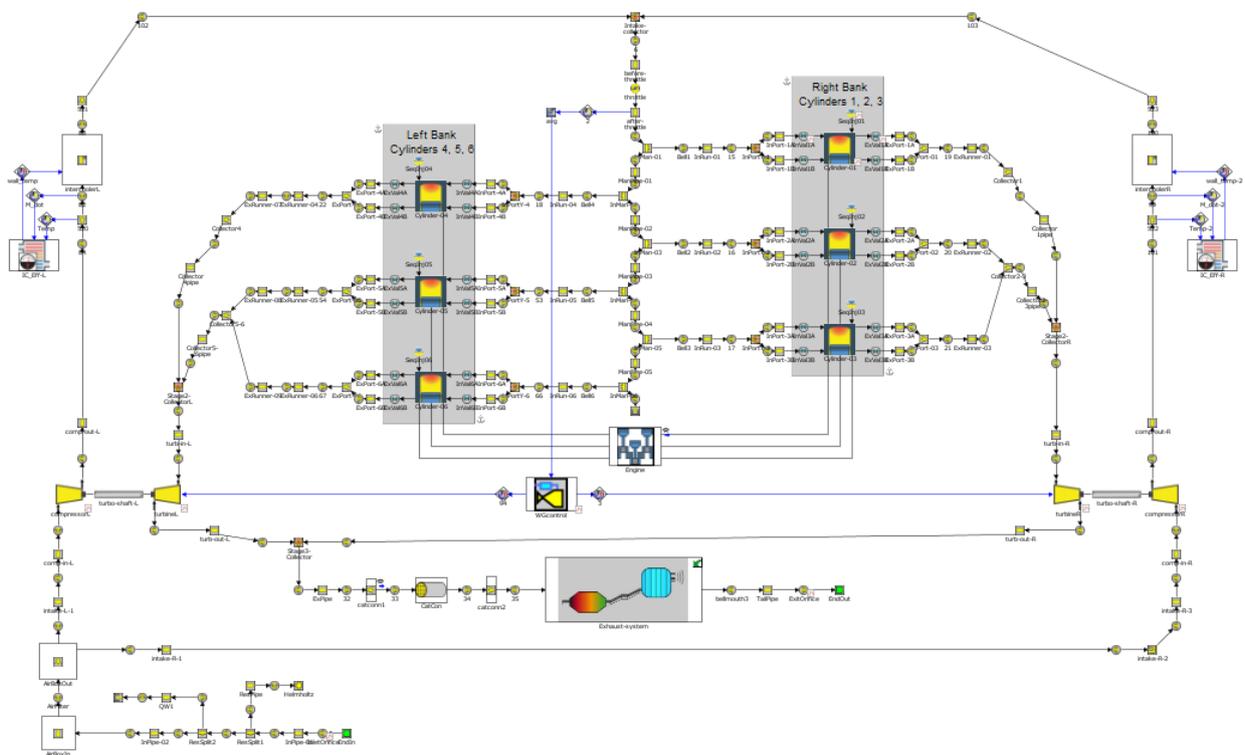


Figura 2.1 – Modello unidimensionale del motore V6 3.4L GDI Twin-Turbo.

Esso è caratterizzato dalle specifiche riportate in Tab. 2.1.

	Valore	Unità di misura
Cilindrata	3.4	L
# cilindri	6	-
# valvole per cilindro	4	-
Alesaggio	92	mm
Corsa	85.3	mm
Rapporto di compressione	9.6	-

Tabella 2.1 – Specifiche del motore V6 3.4L DI Twin-Turbo.

2.1 Modello base benzina

Il modello originario a benzina è caratterizzato da una mappa motore estesa fino alla velocità di rotazione di 6000 rpm. In Fig. 2.1.1, Fig. 2.1.2, Fig. 2.1.3, Fig. 2.1.4 e Fig. 2.1.5, si riportano, rispettivamente, gli andamenti di Potenza, Coppia, PME, Riempimento e Dosatura che caratterizzano la curva di pieno carico lungo l'intera mappa motore.

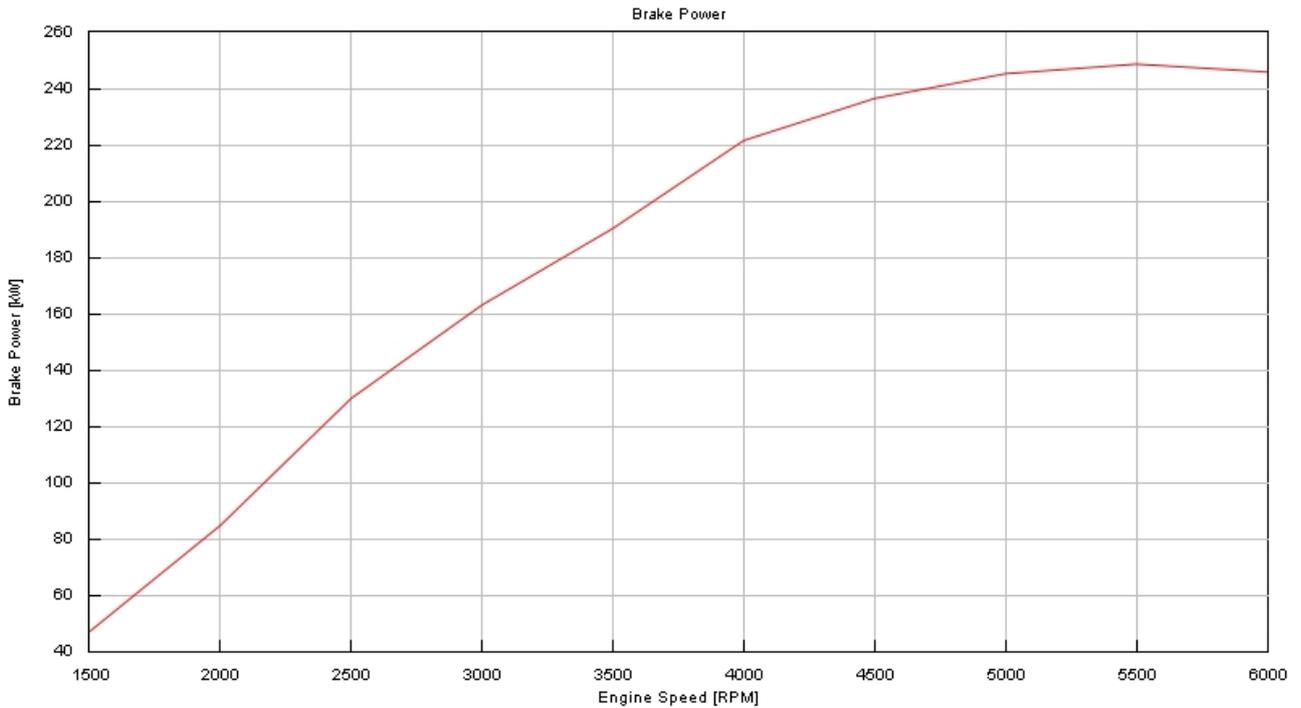


Figura 2.1.1 – Potenza erogata a massimo carico dal modello benzina.

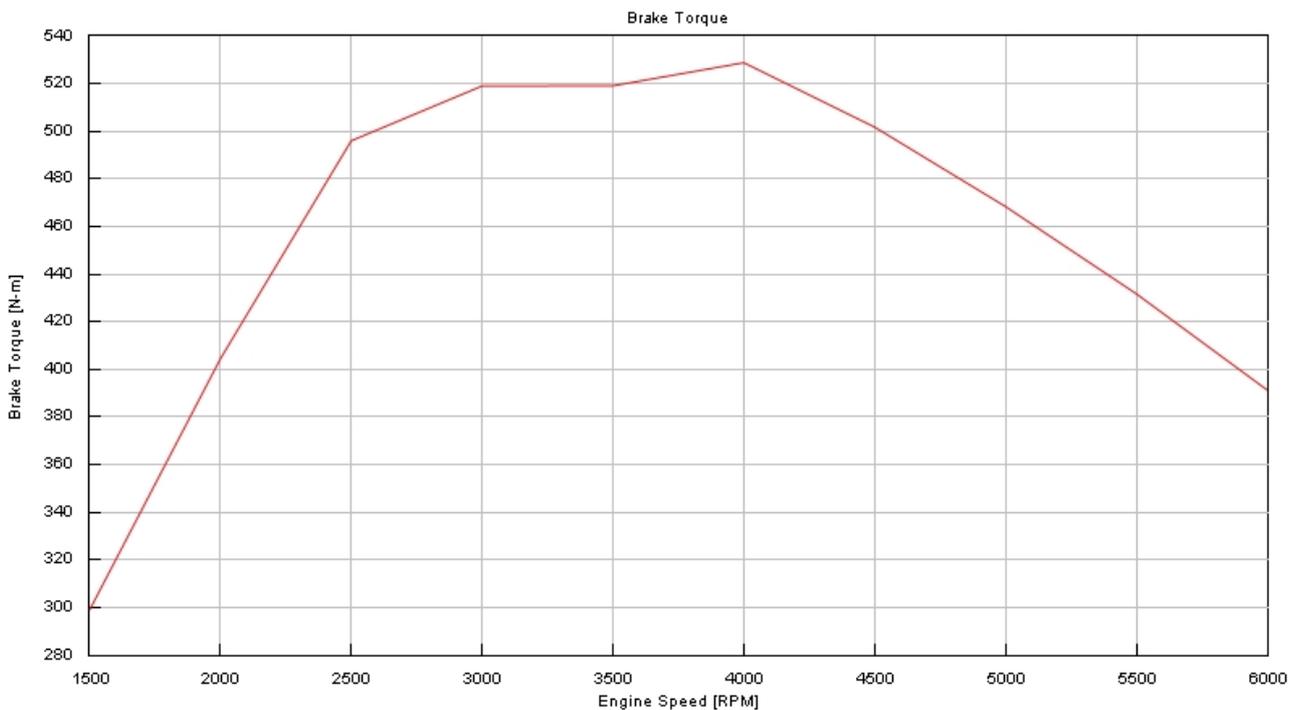


Figura 2.1.2 – Coppia erogata a massimo carico dal modello benzina.

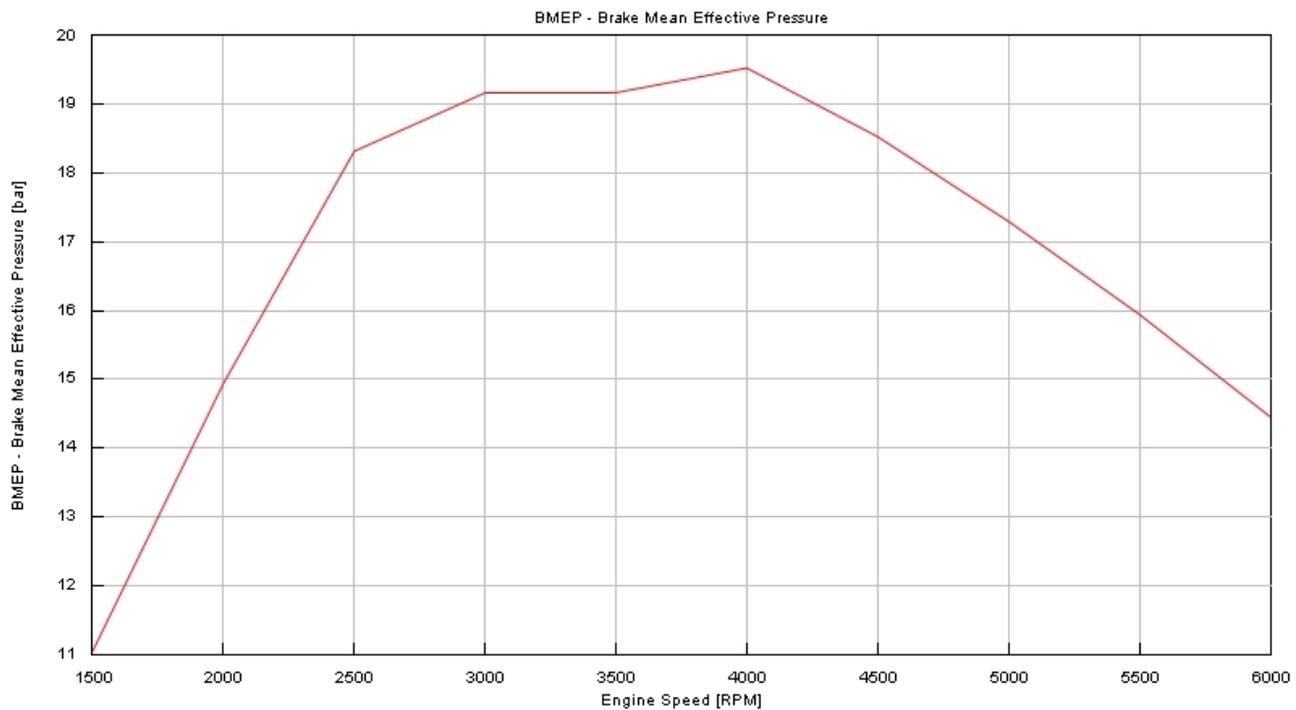


Figura 2.1.3 – PME erogata a massimo carico dal modello benzina.

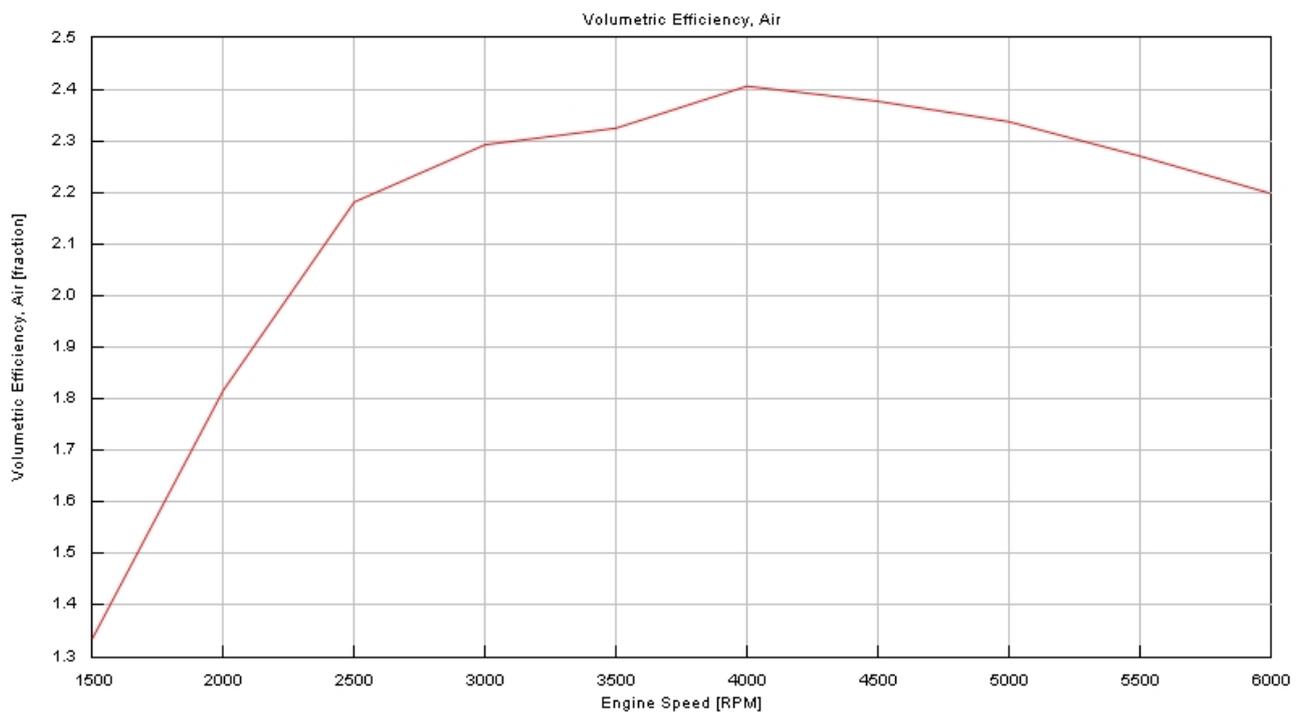


Figura 2.1.4 – Riempimento a massimo carico dal modello benzina.

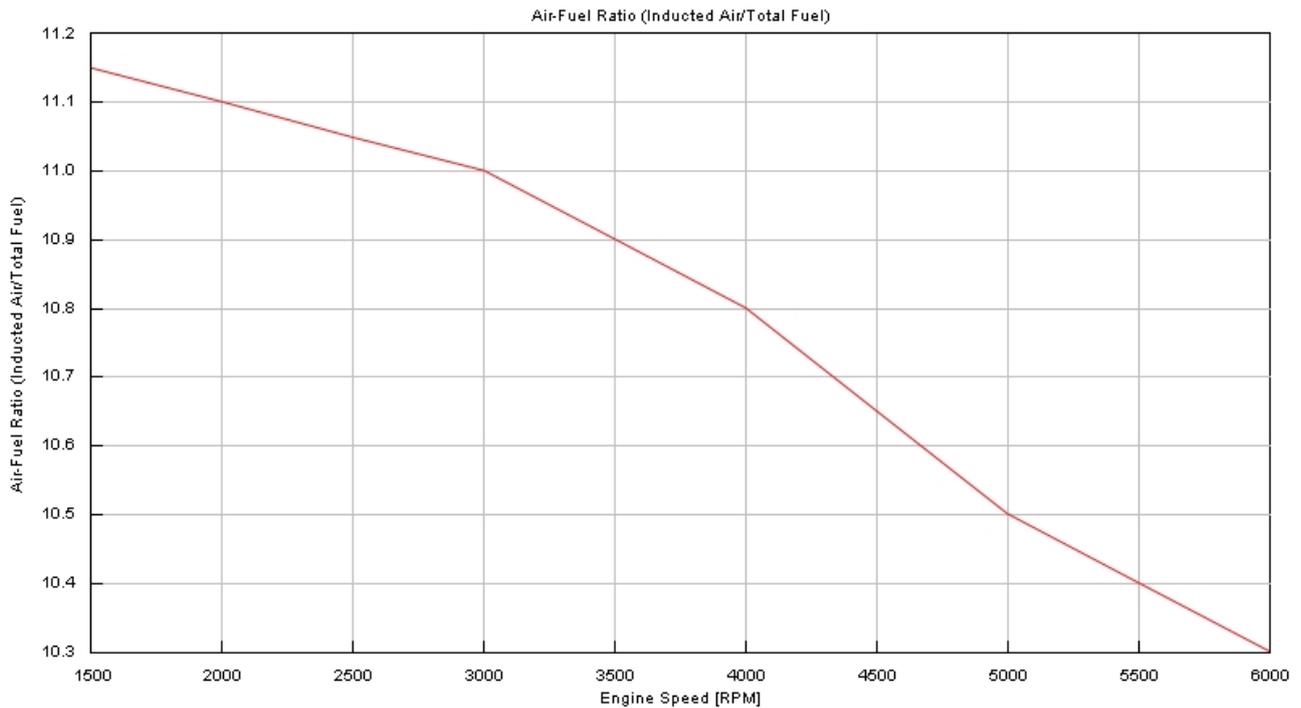


Figura 2.1.5 – Dosatura media a massimo carico dal modello benzina.

Da tali grafici, come riportato in Tab. 2.1.1 emerge che il massimo di coppia si trovi a circa metà mappa: ciò è dovuto alla fasatura delle valvole e dunque dal riempimento. Il picco di potenza, invece, si trova a velocità di rotazione maggiore. Infine, in Fig. 2.1.1 è evidente come la dosatura scenda all'aumentare della velocità di rotazione poiché, a velocità maggiori, la durata della combustione diminuisce, il tempo necessario al completamento delle prereazioni degli end-gas diminuisce e, dunque, si riduce il rischio di detonazione. Ciò fa sì che all'aumentare della velocità di rotazione, in un motore alimentato a benzina, si possa aumentare la reattività della miscela avvicinandosi a $\lambda=0.9$, che corrisponde alla massima reattività della miscela.

	Valore	Unità di misura
Max di Potenza @ 5500 rpm	243	kW
Max di Coppia @ 4000 rpm	529	Nm
Max di PME @ 400 rpm	19.5	bar

Tabella 2.1.1 – Performance del modello benzina.

2.2 Modello base ad idrogeno

Il modello originario viene convertito al funzionamento ad H₂, principalmente, variando il fuel, la composizione chimica dei fluidi in gioco ed il modello della combustione. Inoltre, volendo sviluppare un motore sportivo, si è scelto di ampliare la mappa motore fino alla velocità di rotazione di 10000 rpm, ed importare la dosatura stechiometrica sull'intera mappa. Inoltre, rispettando la logicità del funzionamento del motore e le indicazioni ricavate dalla letteratura ed analizzate al Cap. 1, sono stati adeguati anche le condizioni di funzionamento del turbogruppo, la durata di combustione, i timing di iniezione ed aspirazione ed il baricentro di combustione. In particolare, i passaggi effettuati in ambiente GT-ISE sono i seguenti:

1. Ampliamento la mappa motore fino ai 10000 rpm ed adeguamento la velocità del turbogruppo.
2. Adeguamento della pressione di sovralimentazione target e della velocità iniziale del turbogruppo al variare della velocità di rotazione del motore.
3. *BurnedGas*:
Main, Composition, Indolene-vap sostituito da *h2-vap*
4. *SeqInjector*:
 - a. *SeqInjector, Time General* → *Indolene-combustion* sostituito da *h2-vap*
 - b. *SeqInjector, Rate, Fuel Ratio Specification* → *Lambda*
 - c. *SeqInjector, Rate, Fuel Ratio* → *LAMBDA*
 - d. *SeqInjector, Rate, Fuel Ratio, LAMBDA, Dependence Object* → *LAMBDAvsRPM*:
Lambda 1 a tutte le velocità di rotazione.
 - e. *SeqInjector, Rate, Timing-General, Injection Timing Angle* → *IT table* → *ITvsRPM table*.

L'Injection Timing viene fissato a 620°aTDCf e ciò comporta che l'aspirazione avvenga a valvole chiuse, durante la corsa di compressione. Nella versione originale a benzina, invece, l'Injection Timing era fissato a 360° e, dunque, l'iniezione avveniva durante l'aspirazione. Come riportato in Fig. 2.2.1 e in Fig. 2.2.2, l'adozione dell'iniezione a valvole chiuse implica fortissime variazioni di performance, a causa dell'aumento medio del riempimento di circa il 25%.

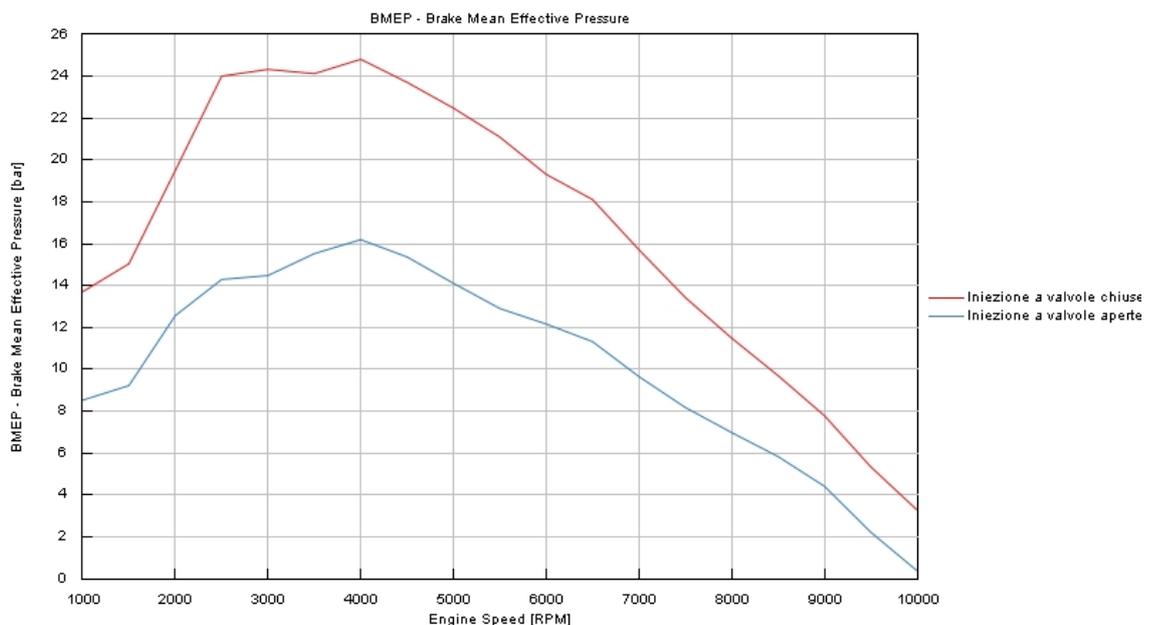


Figura 2.2.1 – Variazione di PME tra iniezione a valvole chiuse ed iniezione a valvole aperte.

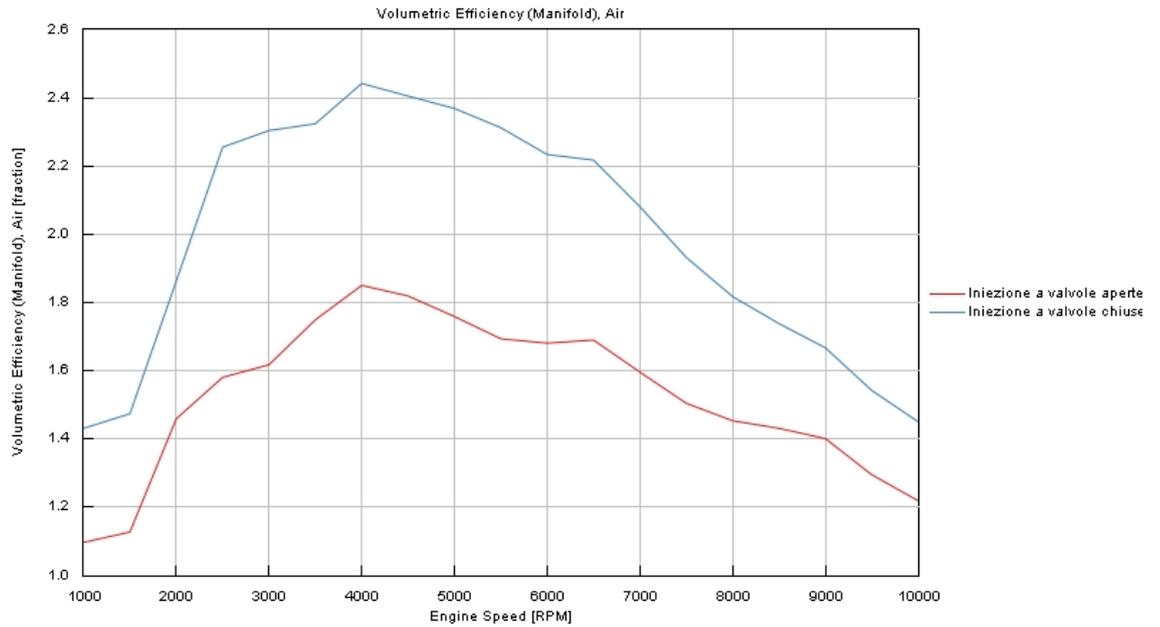


Figura 2.2.1 – Variazione di Riempimento tra iniezione a valvole chiuse ed iniezione a valvole aperte.

5. *Cylinder:*

Main, Combustion Object, SIWeibe → *SIWeibe, Main, tbh50 (TB50vsRPM)* e *bdur (BDURvsRPM)* estesi fino alla velocità di rotazione di 10000 rpm.

- a. Il baricentro della combustione viene fissato a 15° aTDCf.
- b. La durata di combustione viene adeguata alla reattività della miscela al variare della velocità di rotazione. In particolare, in accordo con le informazioni riportate ed analizzate al Cap. 1, si è scelta una durata di combustione inferiore a quella della combustione caratterizzante il modello benzina e, inoltre, si è scelto un trend mediamente crescente al crescere della velocità di rotazione, ad eccezione delle durata compresa tra i 6500 rpm ed i 7000 rpm, dove la riduzione dei tempi disponibili alla combustione è ampiamente compensata dall'aumento della velocità di combustione grazie al maggior grado di turbolenza presente in camera.

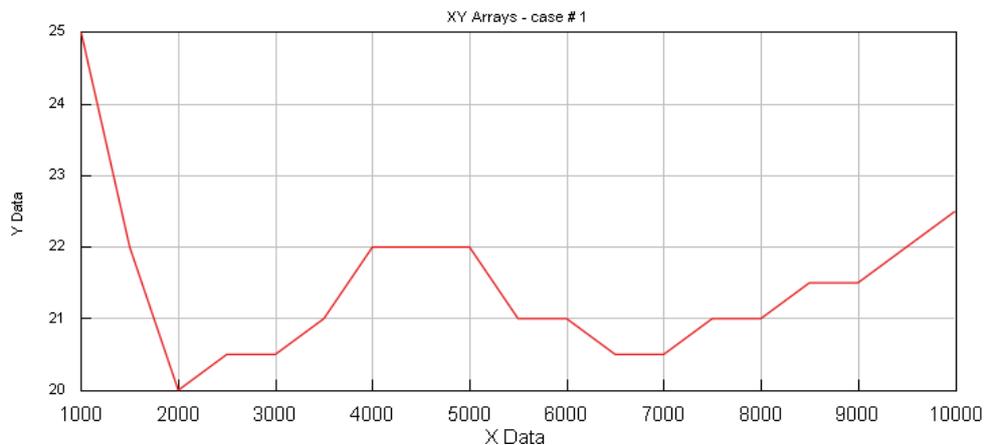


Figura 2.2.3 – Durata della combustione adeguata alla combustione ad H₂.

6. Adeguamento della fasatura di aspirazione per garantire maggior incrocio agli alti carichi al fine di asportare una maggior quantità di calore dal cilindro.

La versione Benzina originale era caratterizzata da:

- apertura dello scarico a 130° aTDCf a tutte le velocità di rotazione;
- chiusura dello scarico a 383° aTDCf a tutte le velocità di rotazione;
- intervallo di apertura dello scarico fisso a 202°;
- apertura e chiusura dell'aspirazione (intervallo di apertura dell'aspirazione fisso a 262°):
 - 1000 rpm → 326°aTDCf, 588°aTDCf;
 - 2000 rpm → 327°aTDCf, 587°aTDCf;
 - 3000 rpm → 319°aTDCf, 580°aTDCf;
 - 4000 rpm → 330°aTDCf, 592°aTDCf;
 - 5000 rpm → 344°aTDCf, 606°aTDCf;
 - 6000 rpm → 360°aTDCf, 622°aTDCf;
 - 7000 rpm → 373°aTDCf, 86°bTDCf;
 - 8000 rpm → 383°aTDCf, 76°bTDCf;
 - 9000 rpm → 391°aTDCf, 68°bTDCf;
 - 10000 rpm → 397°aTDCf, 62°bTDCf.

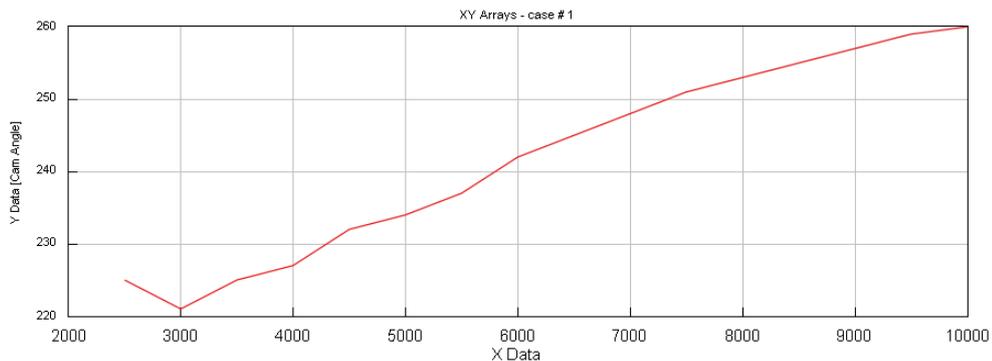


Figura 2.2.4 – Cam Angle a cui l'aspirazione ha massimo lift al variare della velocità di rotazione nella versione benzina.

Versione H₂ BASE:

- apertura dello scarico a 130° aTDCf a tutte le velocità di rotazione;
- chiusura dello scarico a 383° aTDCf a tutte le velocità di rotazione;
- intervallo di apertura dello scarico fisso a 202°;
- apertura e chiusura dell'aspirazione (intervallo di apertura dell'aspirazione fisso a 262°):
 - 1000 rpm → 318°aTDCf, 580°aTDCf;
 - 2000 rpm → 318°aTDCf, 580°aTDCf;
 - 3000 rpm → 318°aTDCf, 580°aTDCf;
 - 4000 rpm → 330°aTDCf, 592°aTDCf;
 - 5000 rpm → 344°aTDCf, 606°aTDCf;
 - 6000 rpm → 360°aTDCf, 622°aTDCf;
 - 7000 rpm → 360°aTDCf, 622°bTDCf;
 - 8000 rpm → 359°aTDCf, 620°aTDCf;
 - 9000 rpm → 353°aTDCf, 614°aTDCf;
 - 10000 rpm → 347°aTDCf, 608°bTDCf.

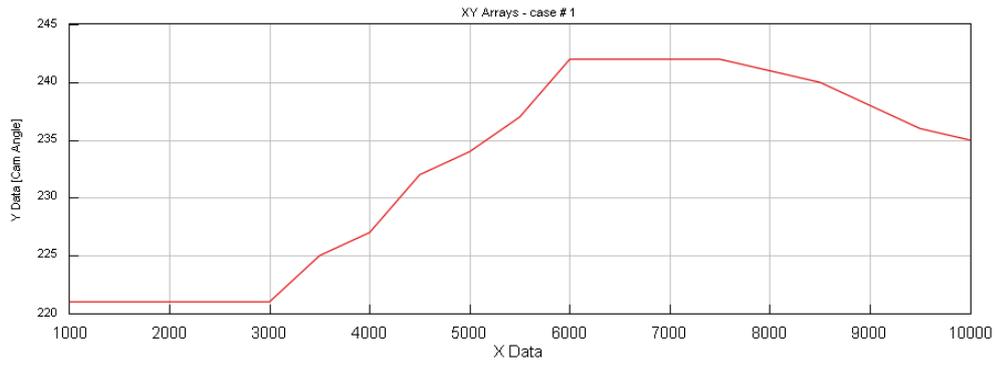


Figura 2.2.5 –Cam Angle a cui l’aspirazione ha massimo lift al variare della velocità di rotazione nella versione H₂.

La variazione del fuel e le modifiche appena descritte garantiscono al modello le performance riportate nei grafici seguenti.

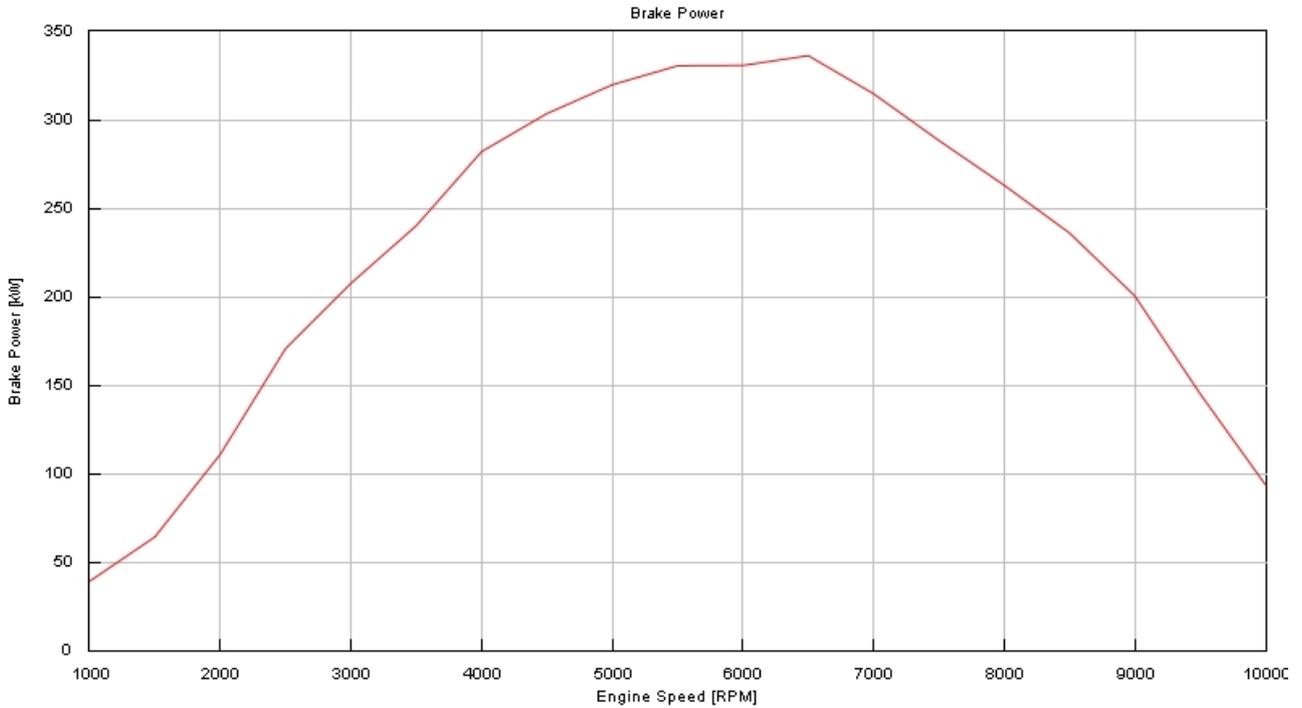


Figura 2.2.6 – Potenza a massimo carico del modello base H₂.

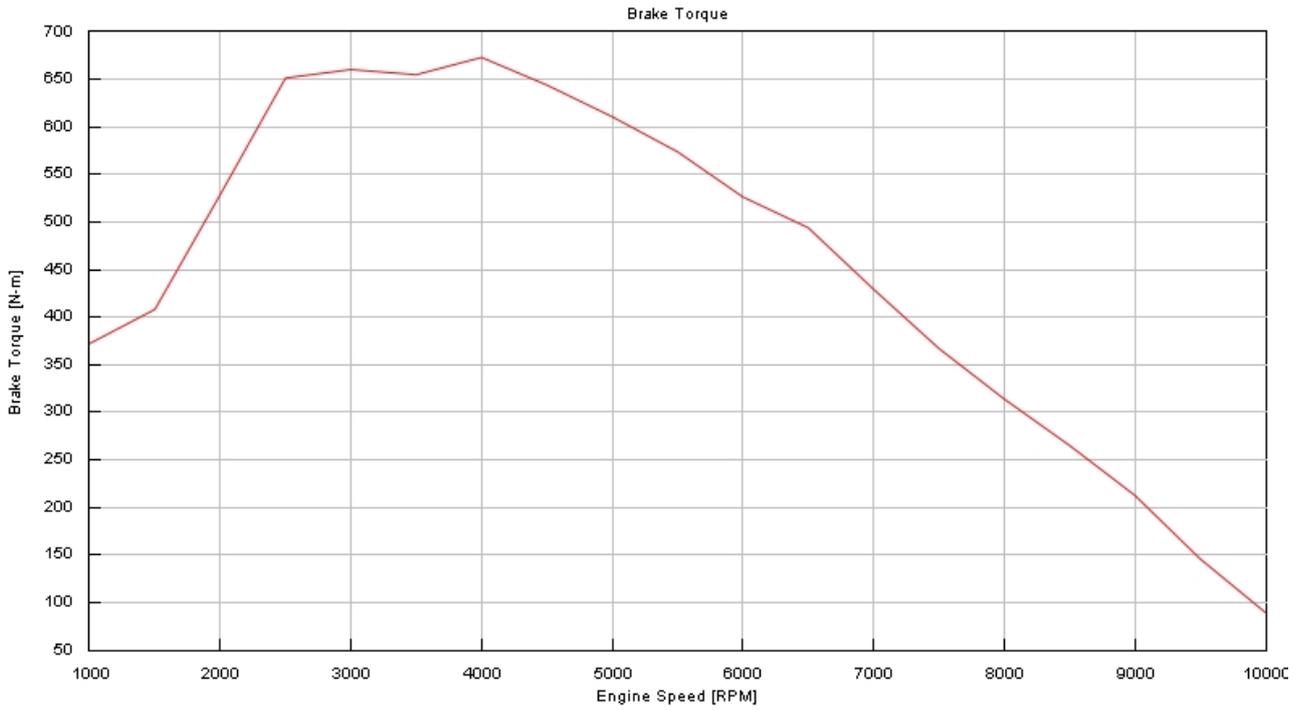


Figura 2.2.7 – Coppia a massimo carico del modello base H₂.

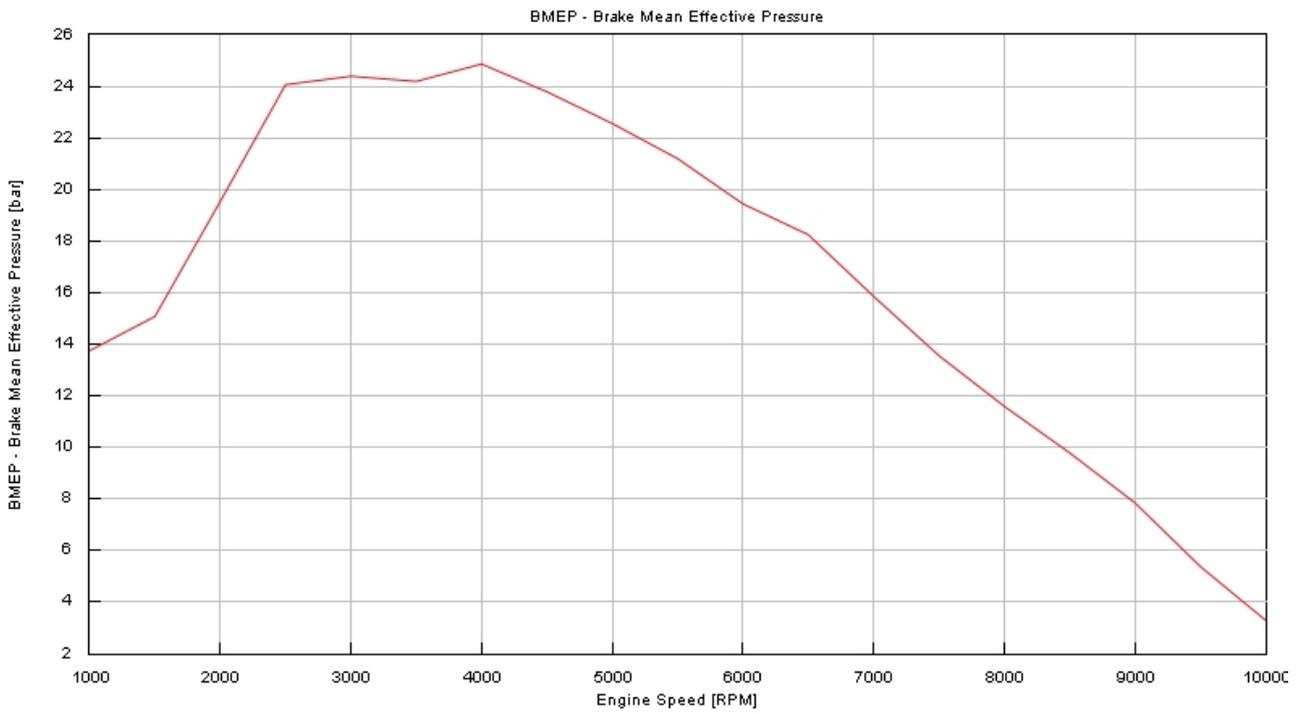


Figura 2.2.8 – PME a massimo carico del modello base H₂.

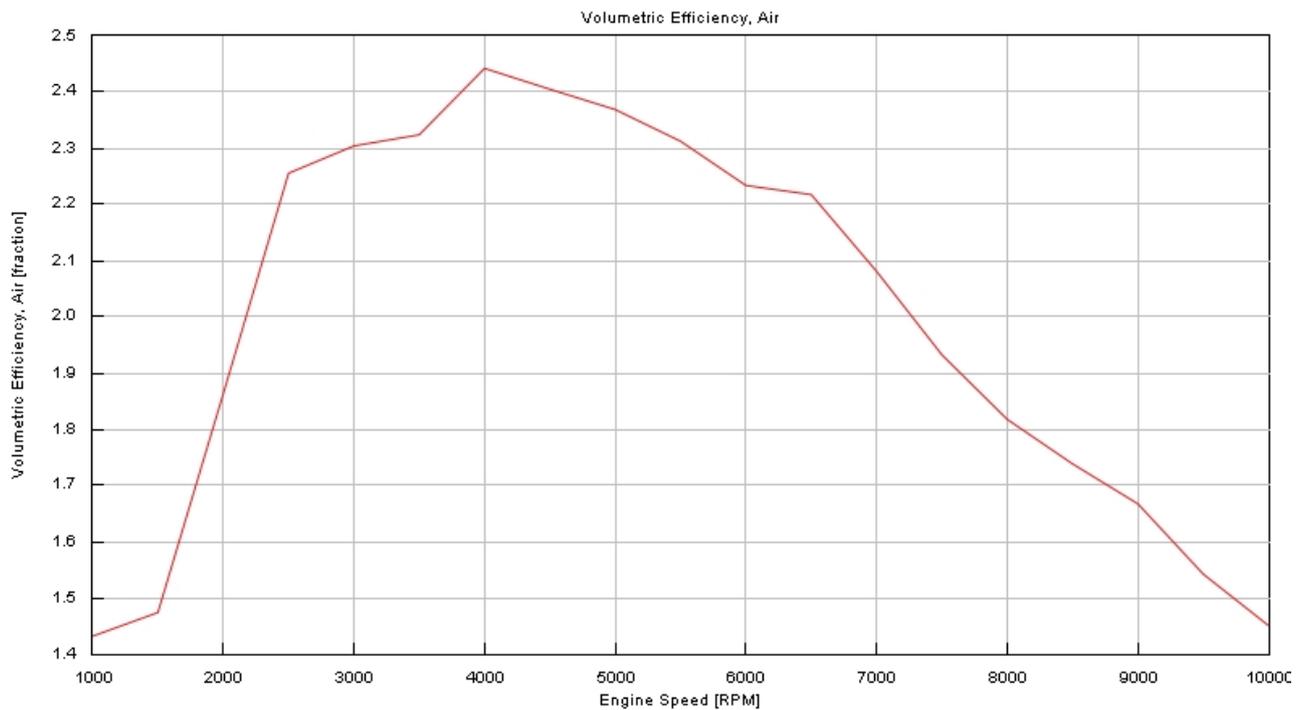


Figura 2.2.9 – Riempimento a massimo carico del modello base H₂.

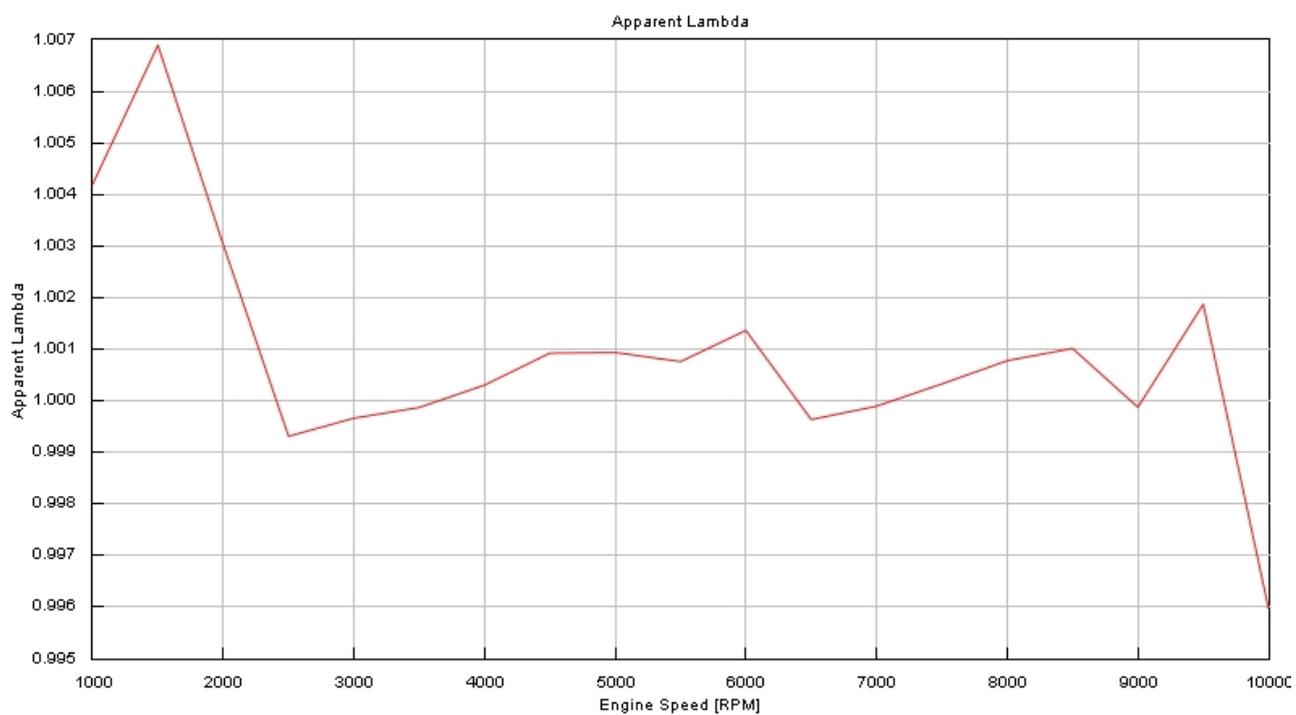


Figura 2.2.10 – Dosatura a massimo carico del modello base H₂.

Da tali grafici, come riportato in Tab. 2.2.1 in emerge che le performance siano maggiori rispetto a quelle del modello originario a benzina, ed i picchi di coppia e PME si trovino ancora a 4000 rpm, mentre il picco di potenza si abbai a velocità superiori, precisamente a 6500 rpm. Inoltre, la Fig. 2.2.10 mostra come l'oscillazione della dosatura intorno allo stechiometrico sia trascurabile: ciò implica il corretto funzionamento dei controllori.

	Valore	Unità di misura
Max di Potenza @ 6500 rpm	336	kW
Max di Coppia @ 4000 rpm	673	Nm
Max di PME @ 4000 rpm	25	bar

Tabella 2.2.1 – Performance del modello base H₂.

In conclusione, si riportano gli andamenti delle pressioni massime raggiunte in camera e delle temperature massime che caratterizzato le zone del cilindro in cui non si ha combustione. Come era presumibile, in Fig. 2.2.11 è evidente come le pressioni massime maggiori si abbiano alle velocità di rotazione a cui si hanno i massimi livelli di coppia, mentre la Fig. 2.2.12 mostra come il massimo di temperatura si abbia alla velocità di rotazione di 6500 rpm, dove la combustione ha durata minore e, dunque, il gradiente termico e il calore scambiato tra burned ed unburned risultano essere più intensi.

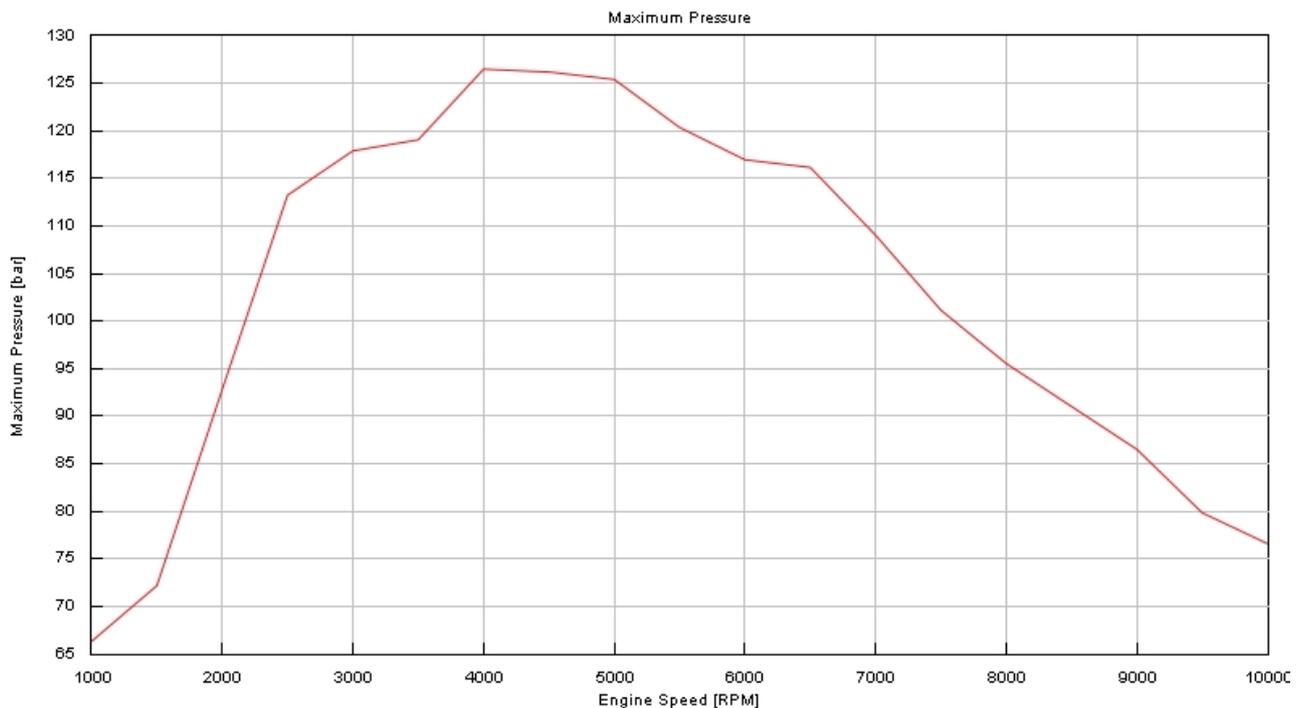


Figura 2.2.11 – Pressioni massime a massimo carico nel modello base H₂.

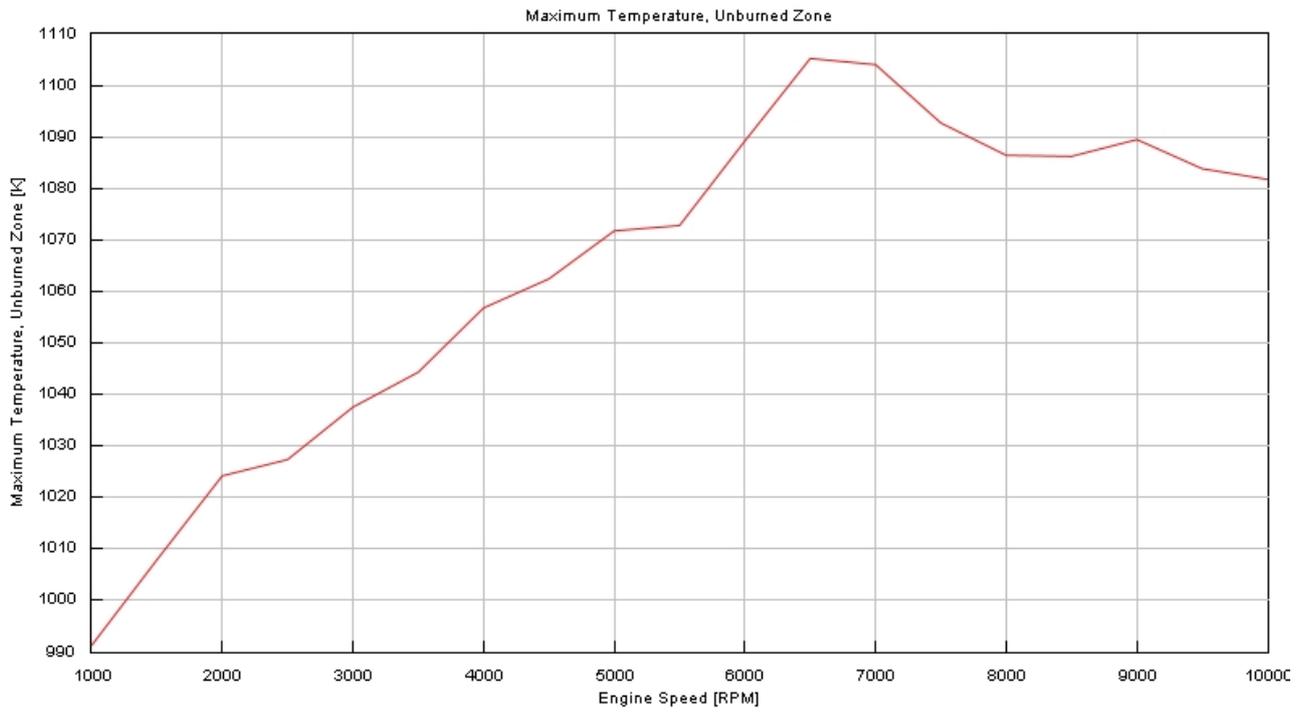


Figura 2.2.12 – Temperature massime degli unburned a massimo carico nel modello base H₂.

2.3 Analisi del modello base ad idrogeno

In questo Capitolo vengono analizzate le variazioni del comportamento del motore e le relative variazioni di performance causate dalla modifica dei principali performance enabler, quali:

- dosatura;
- rapporto di compressione;
- Spark Advance;
- Starter of Injection;
- portata di combustibile iniettata;
- incrocio valvole.

In particolare, tale sottocapitolo, mira alla verifica del comportamento del modello al variare dei principali parametri calibrativi. Questa analisi mette in luce l'accuratezza del modello per quanto riguarda i parametri 'meccanici' quali rapporto di compressione, SA, Incrocio valvole, mentre pone in evidenza la debolezza del modello sugli aspetti fluidodinamici e di combustione, in quanto, essendo un modello unidimensionale, non è in grado di simulare la variazione dei moti in camera, del miscelamento e correlare loro all'evoluzione della combustione.

2.3.1 Variazione della dosatura

Il modello base è caratterizzato dal funzionamento con dosatura stechiometrica sull'intera mappa motore, e, come è evidente in Fig. 2.3.1.1, Fig. 2.3.1.2 e Fig. 2.3.1.3, l'impoverimento della dosatura causa brusche riduzioni delle performance.

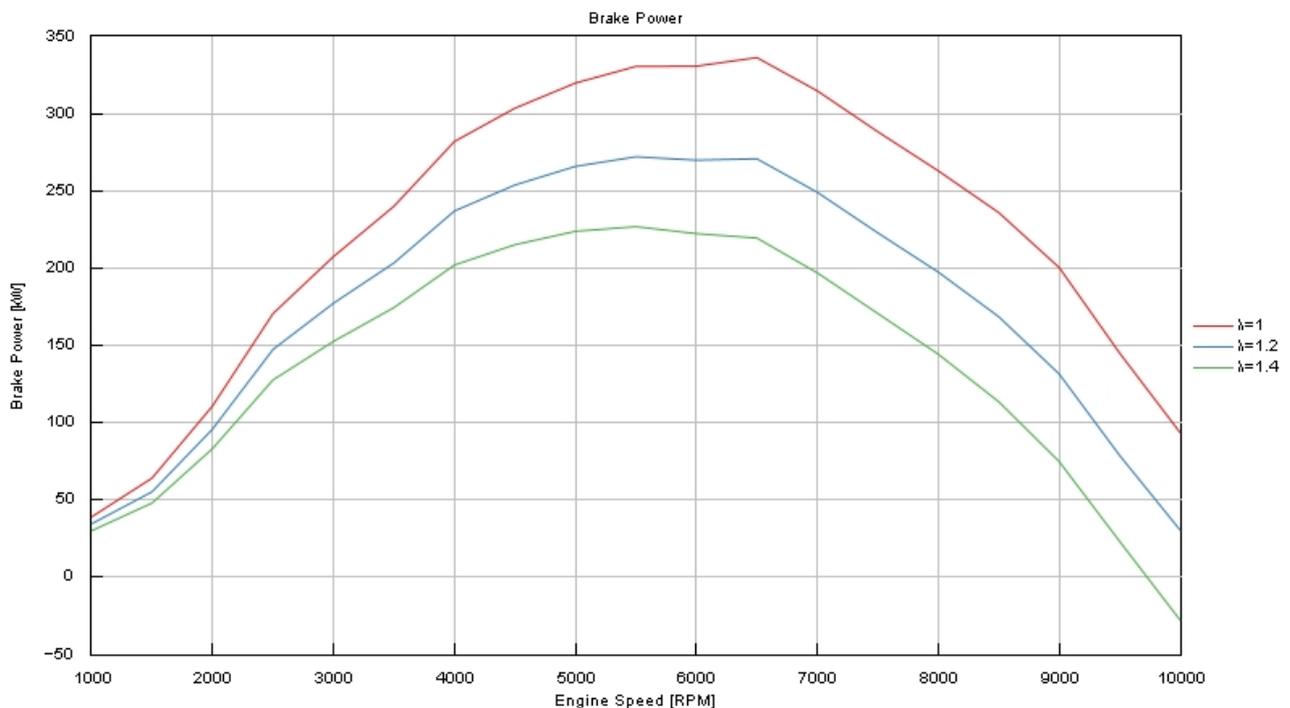


Figura 2.3.1.1 – Curva di Potenza al variare della dosatura.

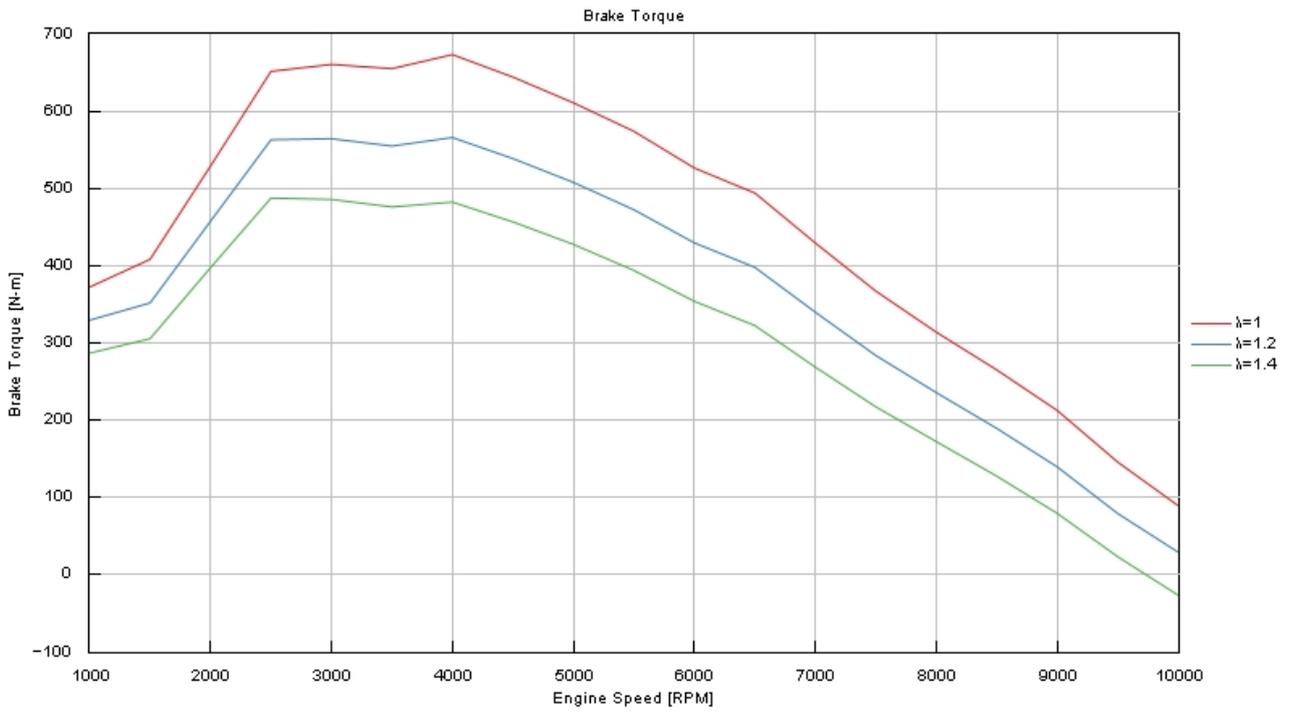


Figura 2.3.1.2 – Curva di Coppia al variare della dosatura.

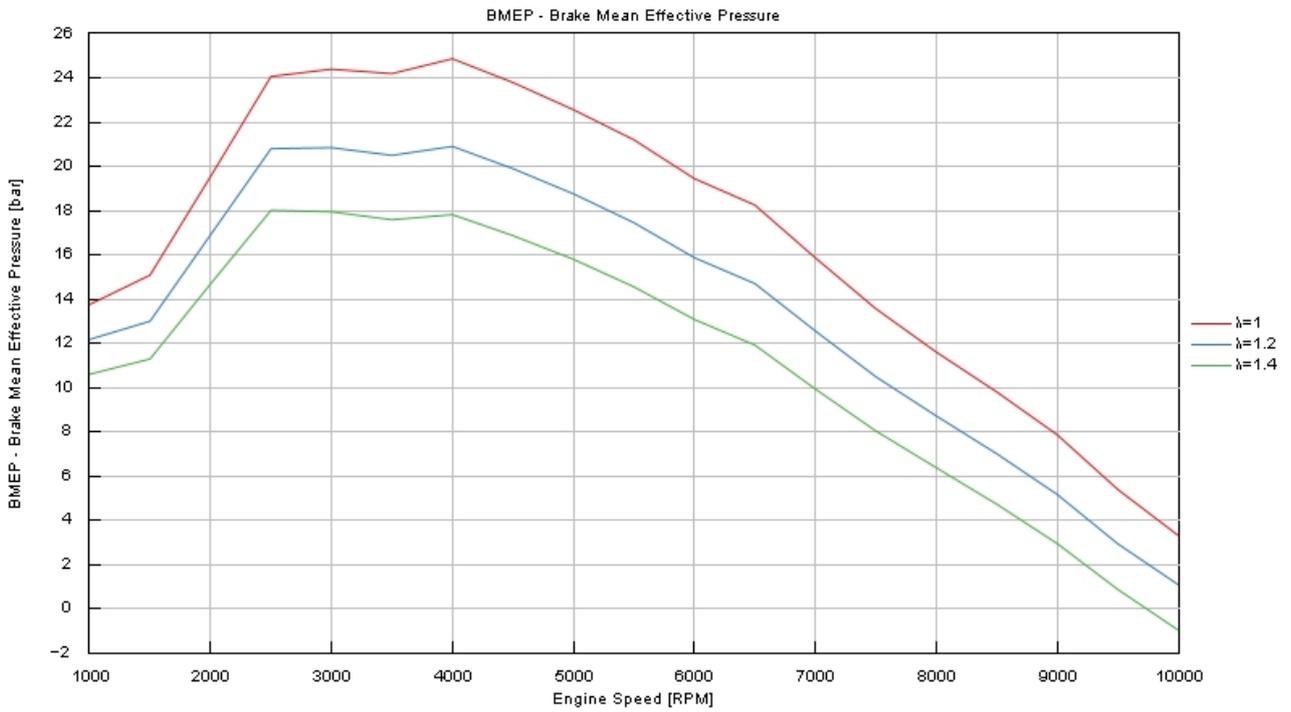


Figura 2.3.1.3 – Curva di PME al variare della dosatura.

In particolare, testando dosature di 1, 1.2 e 1.4, le massime performance risultano essere quelle riportate in Tab. 2.3.1.1.

	Valore	Unità di misura
Dosatura (Lambda)	1	-
Max di Potenza @ 6500 rpm	336	kW
Max di Coppia @ 4000 rpm	673	Nm
Max di PME @ 4000 rpm	25	bar
Dosatura (Lambda)	1.2	-
Max di Potenza @ 5500 rpm	272	kW
Max di Coppia @ 4000 rpm	566	Nm
Max di PME @ 4000 rpm	21	bar
Dosatura (Lambda)	1.4	-
Max di Potenza @ 5500 rpm	227	kW
Max di Coppia @ 2500 rpm	487	Nm
Max di PME @ 2500 rpm	18	bar

Tabella 2.3.1.1 – Massime performance al variare della dosatura.

2.3.2 Variazione del rapporto di compressione

Il modello del motore è caratterizzato da un rapporto di compressione di 9.6, e, come è evidente in Fig. 2.3.2.1, Fig. 2.3.2.2 e Fig. 2.3.2.3, l'incremento dello stesso, comporta l'incremento delle performance, ma anche la crescita delle sollecitazioni causate da valori di pressioni di picco e medie decisamente più elevate.

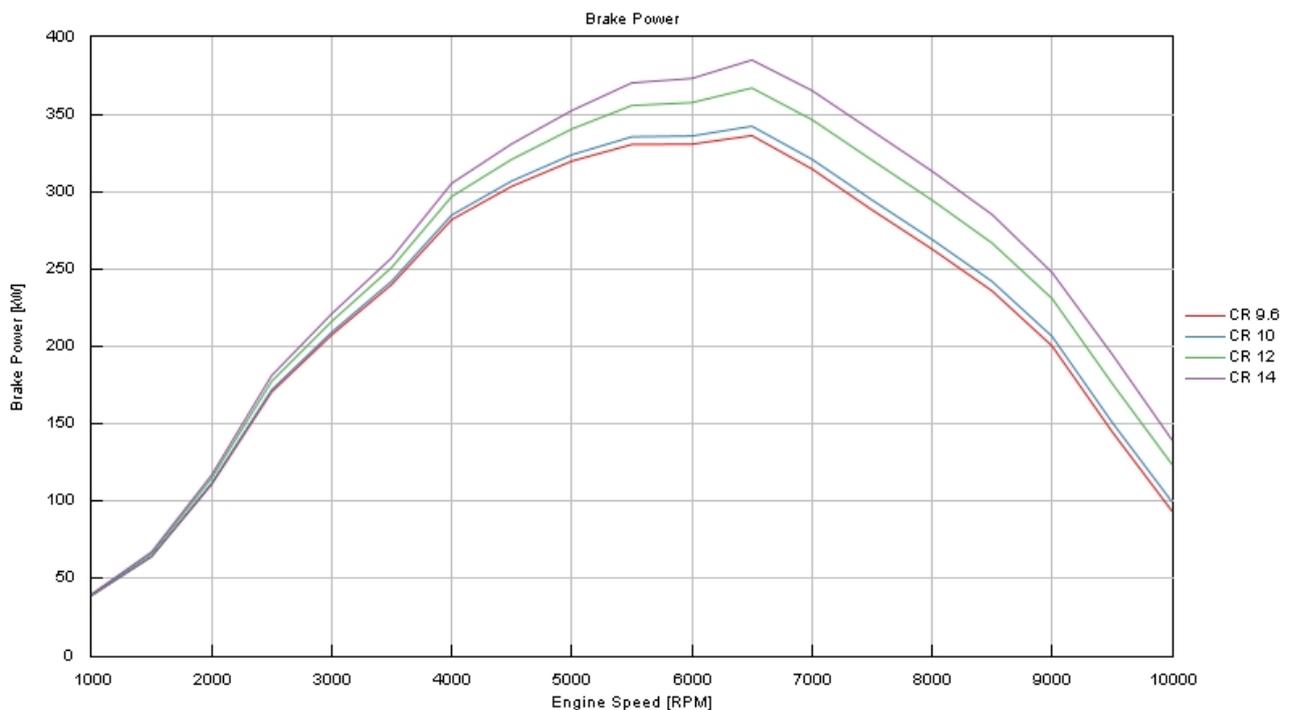


Figura 2.3.2.1 – Curva di Potenza al variare del rapporto di compressione.

Le massime performance, per ciascun caso analizzato, risultano essere quelle riportate in Tab. 2.3.2.1.

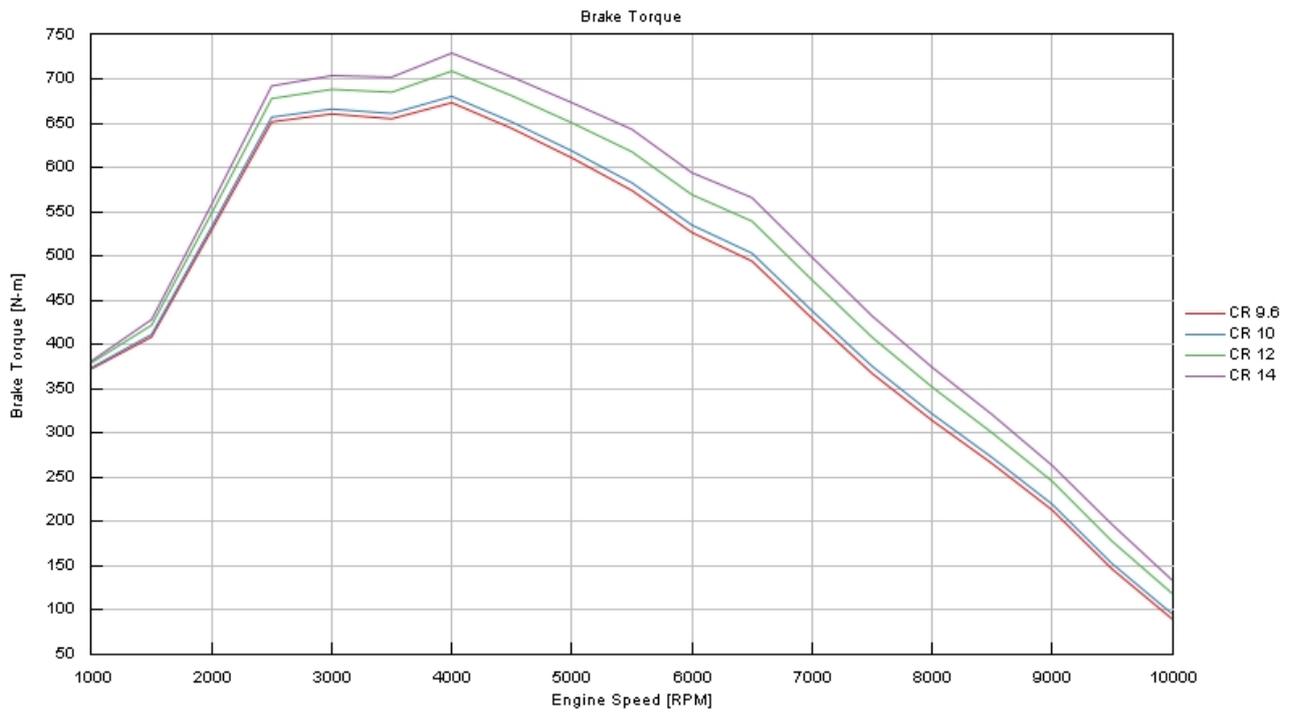


Figura 2.3.2.2 – Curva di Coppia al variare del rapporto di compressione.

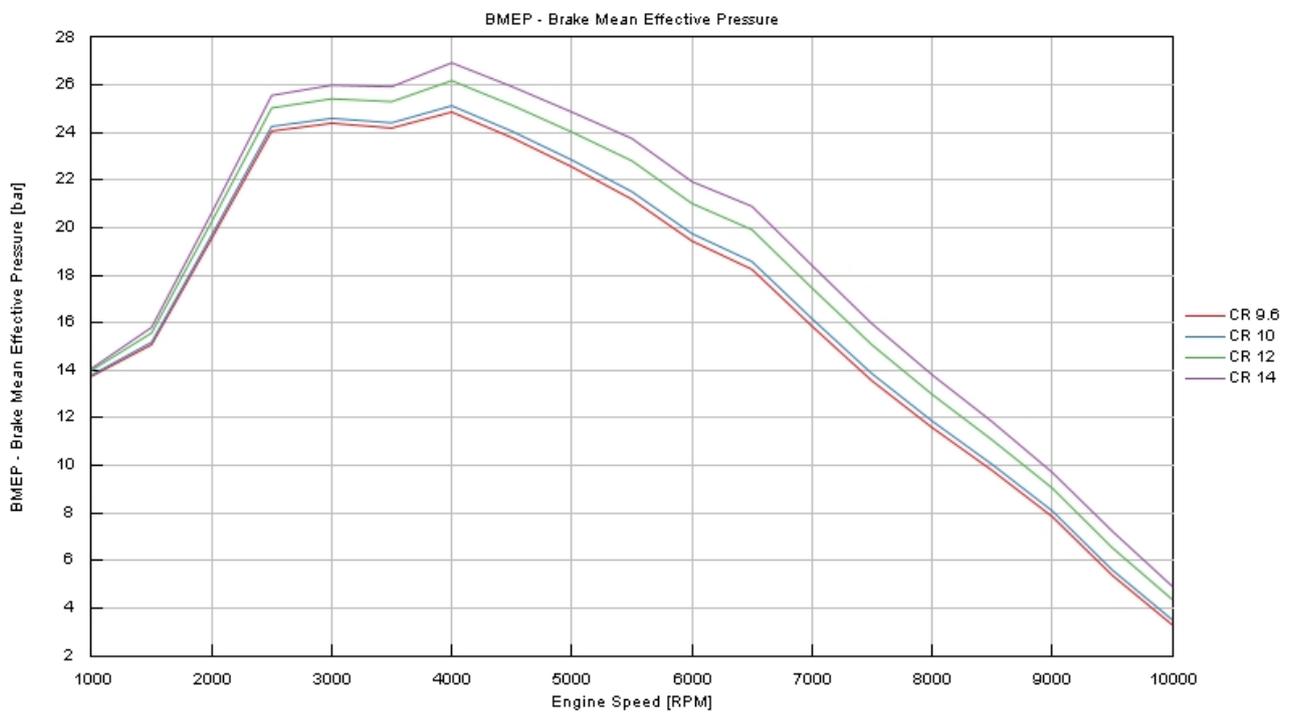


Figura 2.3.2.3 – Curva di PME al variare del rapporto di compressione.

In particolare, testando rapporti di compressione di 9.6, 10, 12, 14, le performance aumentano, ma la loro crescita risulta essere contenuta. La Tab. 2.3.2.1 riporta le massime performance:

	Valore	Unità di misura
Rapporto di Compressione	9.6	-
Max di Potenza @ 6500 rpm	336	kW
Max di Coppia @ 4000 rpm	673	Nm
Max di PME @ 4000 rpm	25	bar
Rapporto di Compressione	10	-
Max di Potenza @ 6500 rpm	342	kW
Max di Coppia @ 4000 rpm	680	Nm
Max di PME @ 4000 rpm	25	bar
Rapporto di Compressione	12	-
Max di Potenza @ 6500 rpm	367	kW
Max di Coppia @ 4000 rpm	709	Nm
Max di PME @ 4000 rpm	26	bar
Rapporto di Compressione	14	-
Max di Potenza @ 6500 rpm	385	kW
Max di Coppia @ 4000 rpm	729	Nm
Max di PME @ 4000 rpm	27	bar

Tabella 2.3.2.1 – Massime performance al variare della dosatura.

2.3.3 Variazione dello Spark Advance

Il suddetto sottocapitolo mira ad analizzare gli effetti sulle performance della variazione del timing di accensione. In particolare, ciò viene fatto andando a modificare l'istante in cui ci ha il baricentro di combustione. La versione base prevede che il baricentro si abbia a 15° aTDCf. Fig. 2.3.3.1, Fig. 2.3.3.2 e Fig. 2.3.3.3 evidenziano come, anticipando progressivamente l'accensione fino ad avere il baricentro fisso a 5°aTDCf, le performance risultano incrementate, mentre ad anticipi maggiori si ha l'inversione del trend e le performance risultano diminuire leggermente.

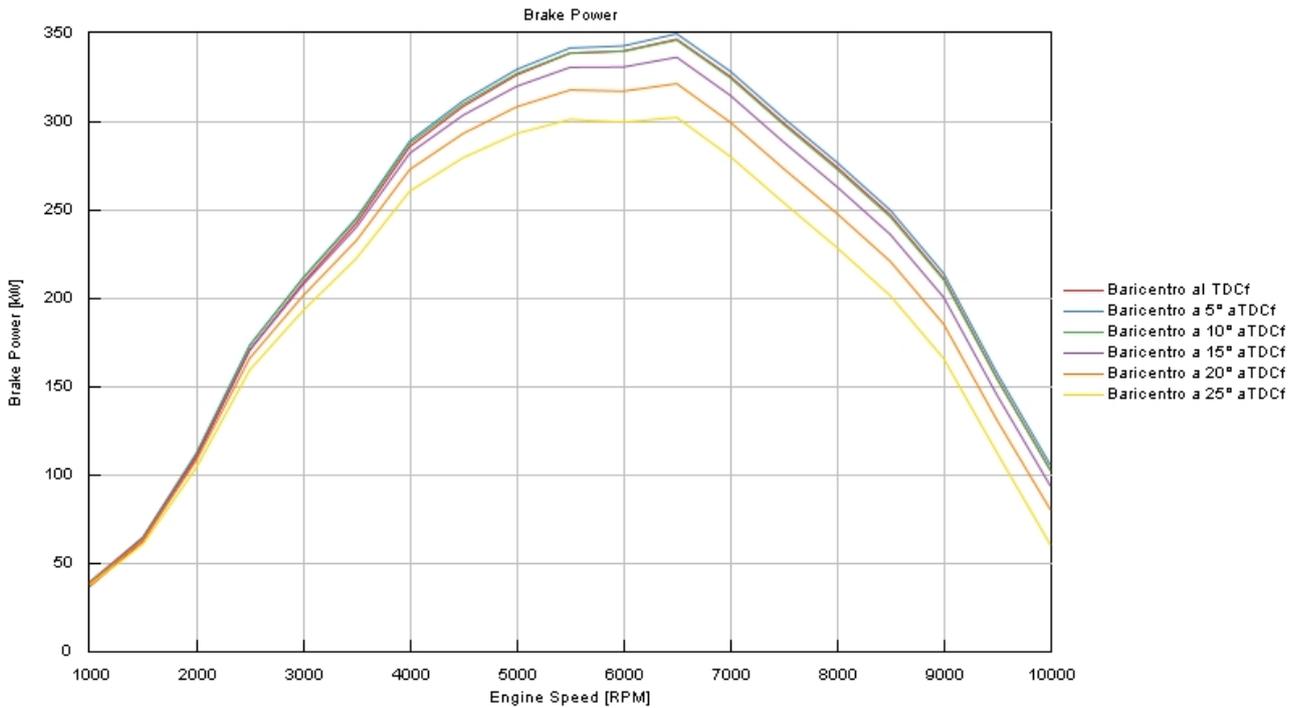


Figura 2.3.3.1 – Curva di Potenza al variare di SA.

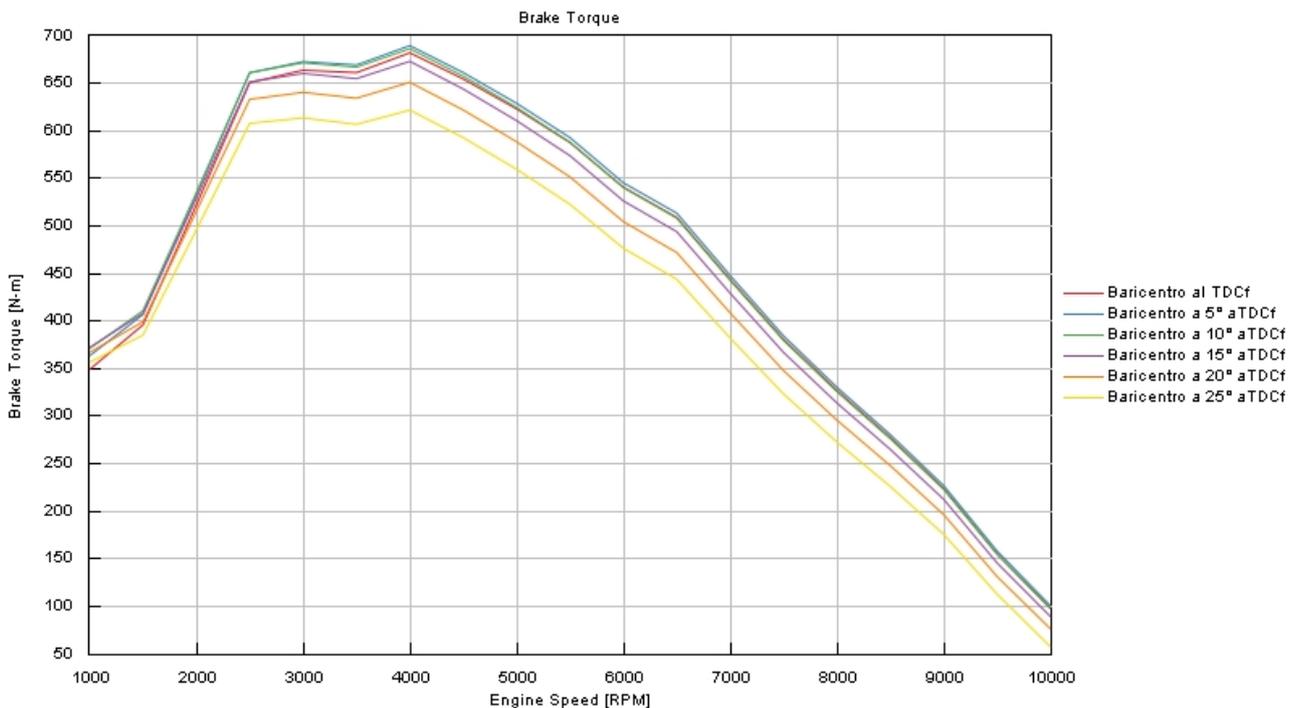


Figura 2.3.3.2 – Curva di Coppia al variare di SA.

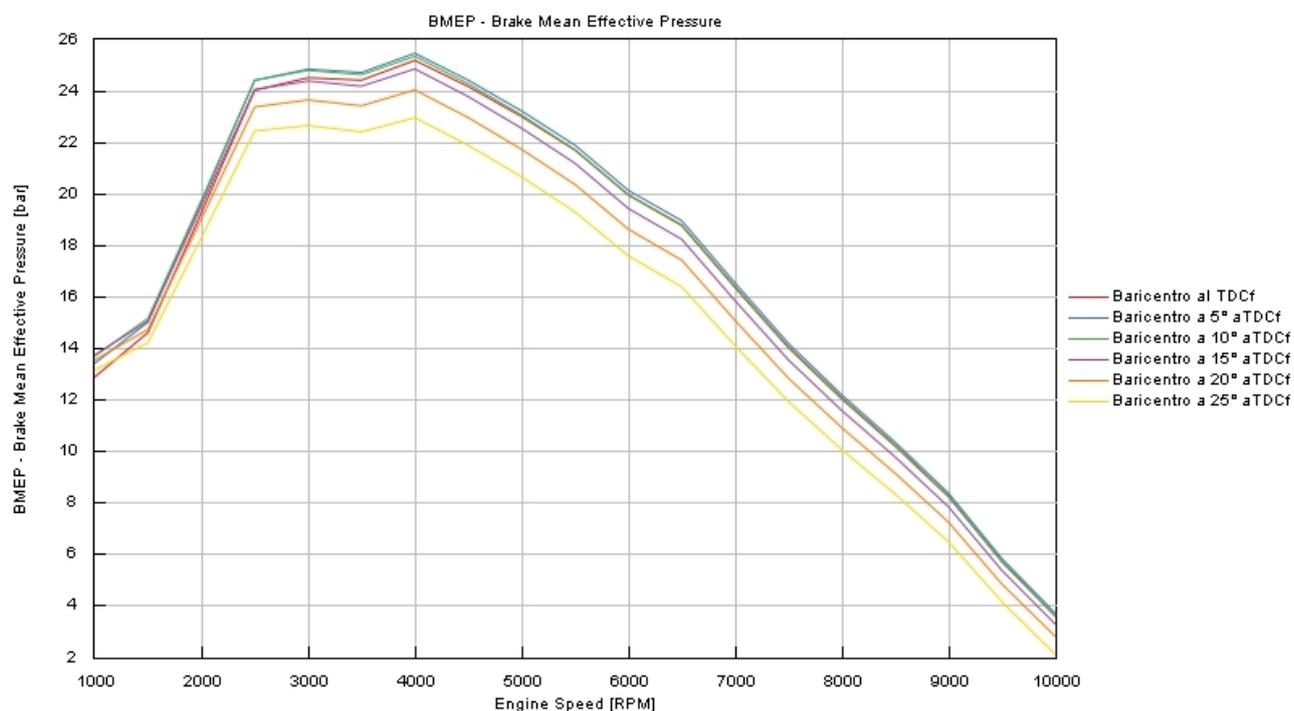


Figura 2.3.3.3 – Curva di PME di SA.

La Tab. 2.3.3.1 riporta le massime performance raggiunte con baricentro di combustione fissato rispettivamente al TDCf, a 5°, 10°, 15°, 20° e 25° aTDCf.

	Valore	Unità di misura
Baricentro di combustione	0	°aTDCf
Max di Potenza @ 6500 rpm	346	kW
Max di Coppia @ 4000 rpm	682	Nm
Max di PME @ 4000 rpm	25.2	bar
Baricentro di combustione	5	°aTDCf
Max di Potenza @ 6500 rpm	349	kW
Max di Coppia @ 4000 rpm	689	Nm
Max di PME @ 4000 rpm	25.5	bar
Baricentro di combustione	10	°aTDCf
Max di Potenza @ 6500 rpm	346	kW
Max di Coppia @ 4000 rpm	686	Nm
Max di PME @ 4000 rpm	25.3	bar
Baricentro di combustione	15	°aTDCf
Max di Potenza @ 6500 rpm	336	kW
Max di Coppia @ 4000 rpm	673	Nm
Max di PME @ 4000 rpm	24.9	bar
Baricentro di combustione	20	°aTDCf

Max di Potenza @ 6500 rpm	321	kW
Max di Coppia @ 4000 rpm	651	Nm
Max di PME @ 4000 rpm	24	bar
Baricentro di combustione	25	°aTDCf
Max di Potenza @ 6500 rpm	302	kW
Max di Coppia @ 4000 rpm	622	Nm
Max di PME @ 4000 rpm	23	bar

Tabella 2.3.3.1 – Massime performance al variare di SA.

2.3.4 Variazione dello Start of Injection

Il modello del motore è caratterizzato da un SOI a fisso a 100° bTDCf, e si analizza l'arco temporale compreso tra 140 e 40°bTDCf. In particolare, assumendo che l'iniezione parta quando le valvole di aspirazione sono già chiuse, l'anticipo dell'iniezione migliora il miscelamento e combustione, impattando positivamente sulle performance. Come evidente nei grafici riportati in Fig. 2.3.4.1, Fig. 2.3.4.2 e Fig. 2.3.4.3, in tale modello, invece, all'anticipare dell'iniezione corrisponde una limitata contrazione delle performance. Ciò è dovuto ai limiti fluidodinamici del modello unidimensionale che non è in grado di simulare la variazione dei moti in camera e, dunque, simulare opportunamente la variazione di miscelamento e velocità di combustione al variare del timing d'iniezione. Il modello di miscelamento e combustione è fisso e i controllori sono solo in grado di valutare che esista coerenza tra massa di fuel iniettata e quantità di carica combusta a ciascun istante angolare. Per questi motivi, in tale modello, l'analisi dell'impatto della variazione del SOI sulle performance è da ritenersi opportuna solo qualora fosse integrato un modello fluidodinamico in grado di correlare ed adeguare aspirazione, iniezione, miscelamento e combustione alle varie specifiche di funzionamento.

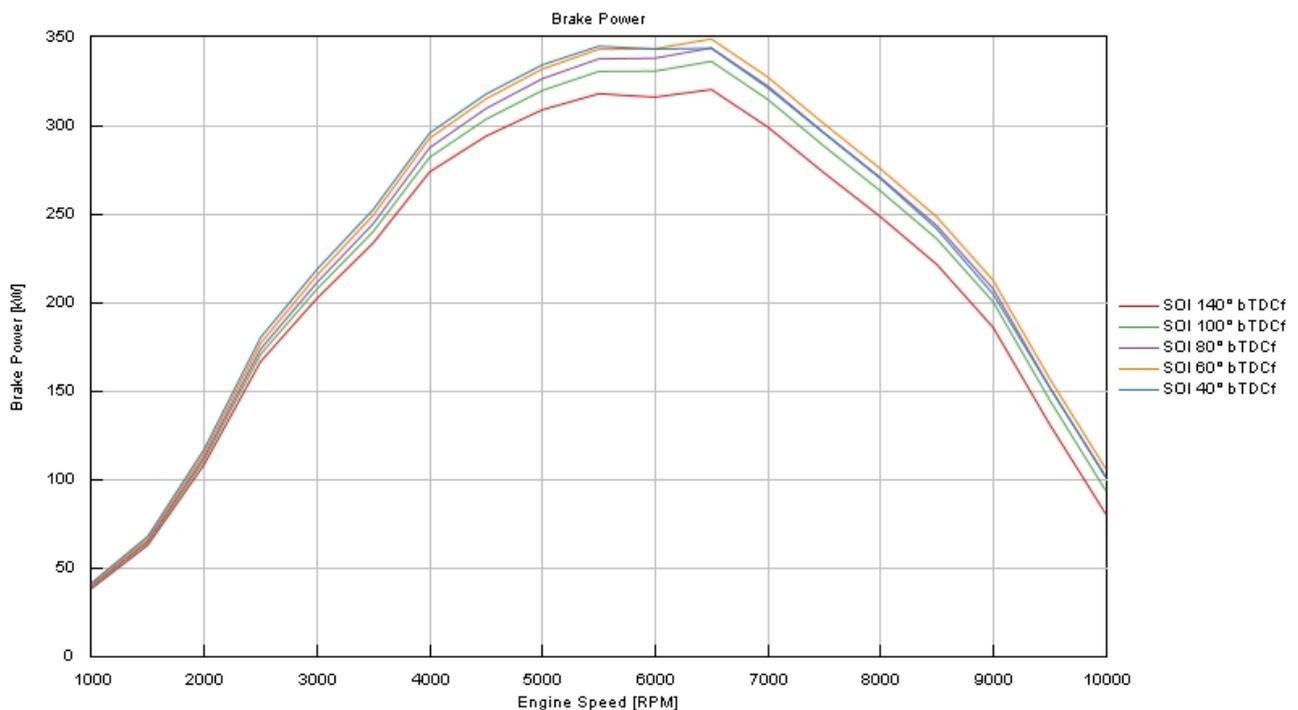


Figura 2.3.4.1 – Curva di Potenza al variare del SOI.

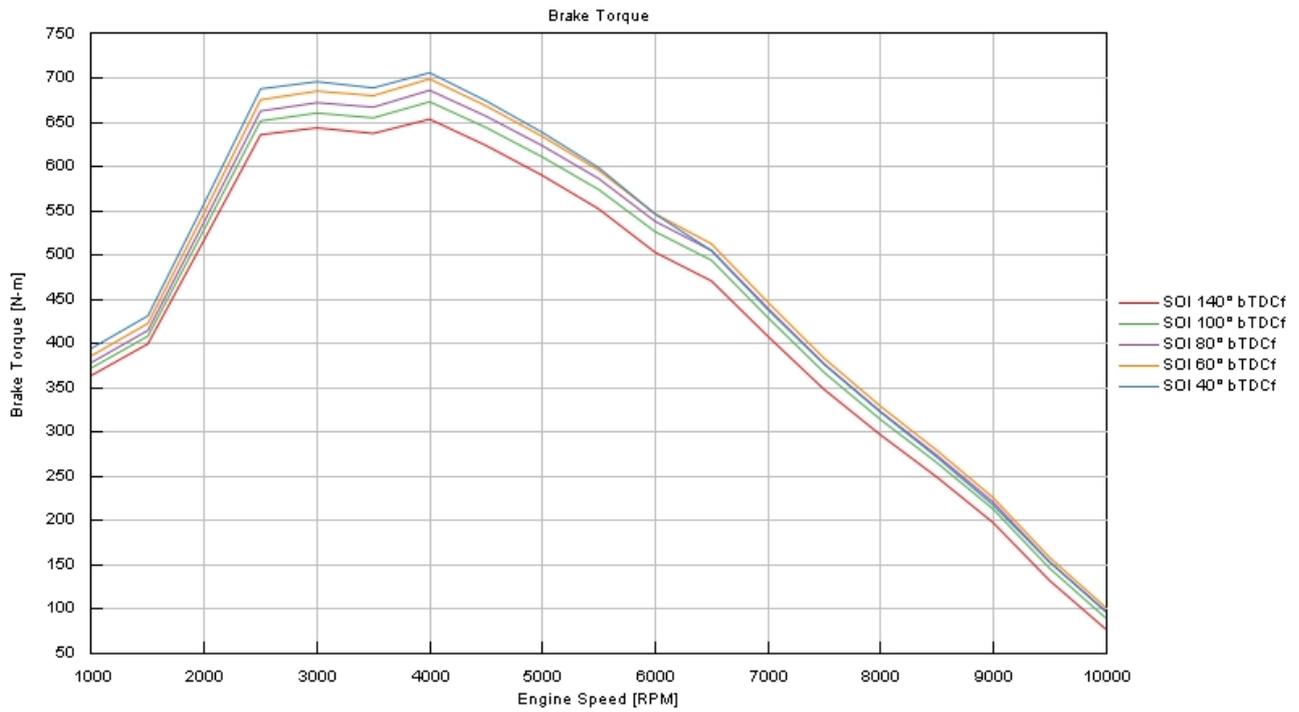


Figura 2.3.4.2 – Curva di Coppia al variare del SOI.

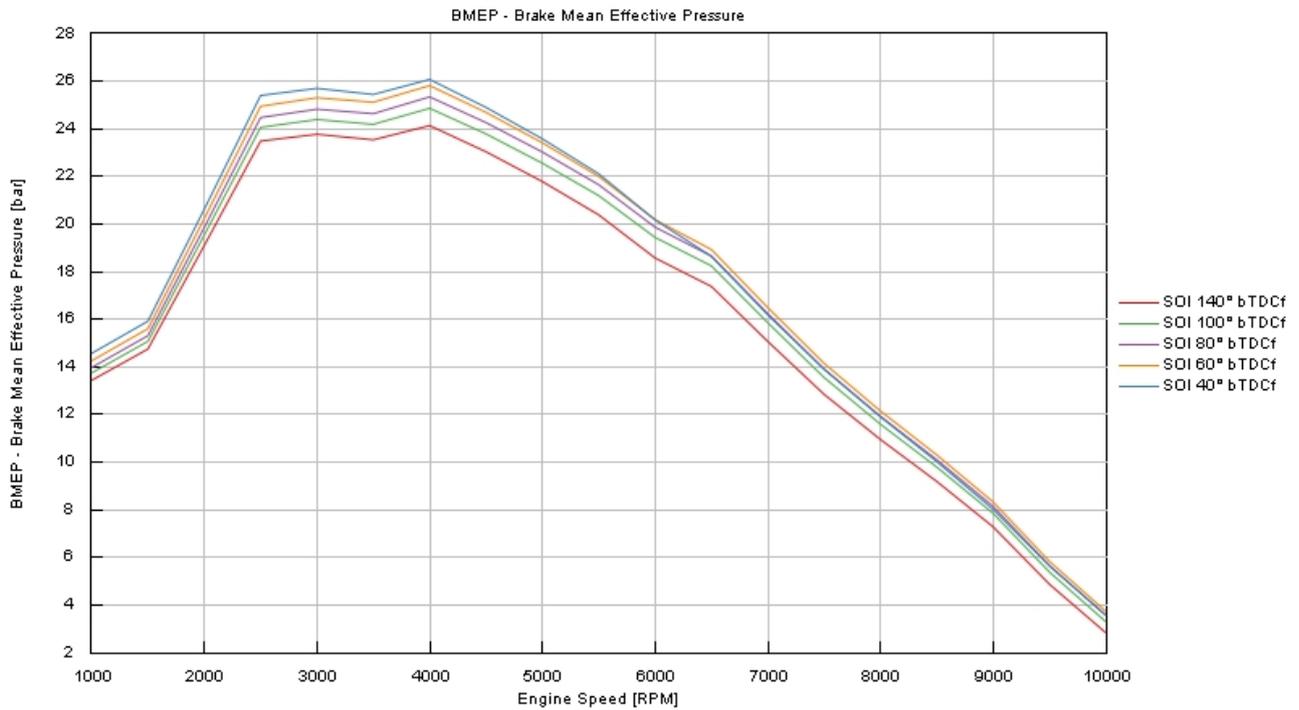


Figura 2.3.4.3 – Curva di PME del SOI.

Siccome tale tesi mira alla massimizzazione delle performance, esclusivamente a fini numerici viene riportato l'impatto della variazione del SOI sul funzionamento del modello, in particolare, la Tab. 2.3.4.1 riporta le massime performance con SOI fissi a 140°, 120°, 100°, 80°, 60° e 40° bTDCf.

	Valore	Unità di misura
Start of Injection	140	°bTDCf
Max di Potenza @ 6500 rpm	320	kW
Max di Coppia @ 4000 rpm	653	Nm
Max di PME @ 4000 rpm	24.1	bar
Start of Injection	120	°bTDCf
Max di Potenza @ 6500 rpm	328	kW
Max di Coppia @ 4000 rpm	662	Nm
Max di PME @ 4000 rpm	24.5	bar
Start of Injection	100	°bTDCf
Max di Potenza @ 6500 rpm	336	kW
Max di Coppia @ 4000 rpm	673	Nm
Max di PME @ 4000 rpm	24.5	bar
Start of Injection	80	°bTDCf
Max di Potenza @ 6500 rpm	344	kW
Max di Coppia @ 4000 rpm	686	Nm
Max di PME @ 4000 rpm	25.3	bar
Start of Injection	60	°bTDCf
Max di Potenza @ 6500 rpm	349	kW
Max di Coppia @ 4000 rpm	699	Nm
Max di PME @ 4000 rpm	25.8	bar
Start of Injection	40	°bTDCf
Max di Potenza @ 6500 rpm	344	kW
Max di Coppia @ 4000 rpm	704	Nm
Max di PME @ 4000 rpm	26.1	bar

Tabella 2.3.4.1 – Massime performance al variare del SOI.

2.3.5 Variazione della pressione di iniezione

Analogamente a quanto descritto al Capitolo 2.3.4, la variazione delle performance correlate all'aumento della pressione di iniezione non è rappresentativa, poiché il modello non adegua la fluidodinamica alla variazione dell'iniezione, ma solamente la durata della stessa all'interno del ciclo motore. Ne consegue che, come emerge in Fig. 2.3.5.1, Fig. 2.3.5.2 e Fig. 2.3.5.3 le performance risultino pressoché invariate. Inoltre, si evidenzia come per agire su tale parametro si varia la portata di combustibile iniettata.

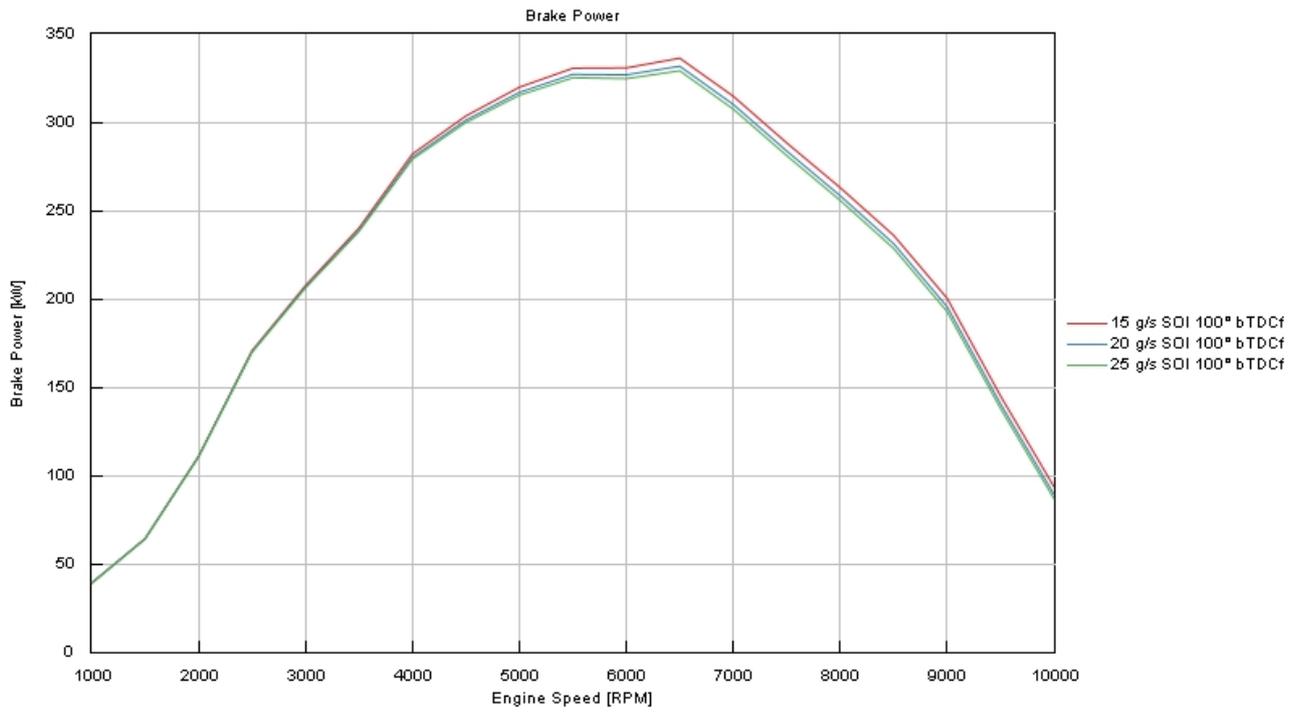


Figura 2.3.5.1 – Curva di Potenza al variare di P_{inj} .

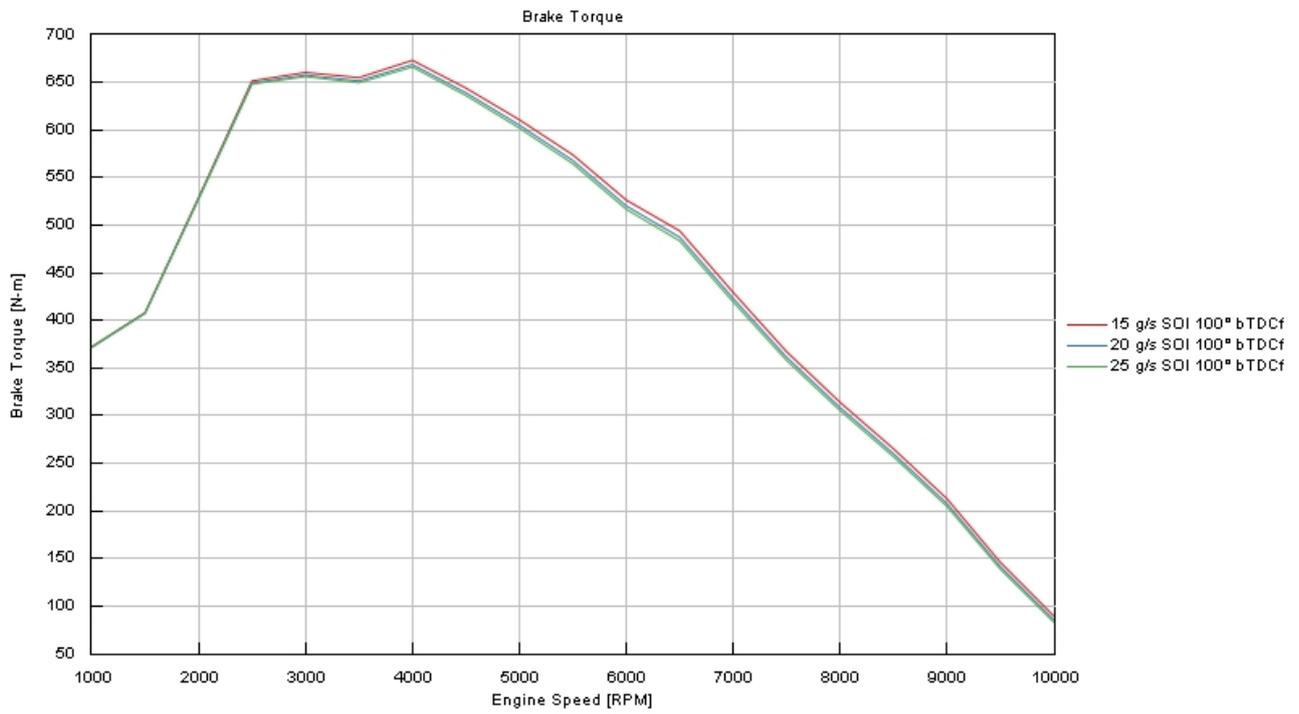


Figura 2.3.4.2 – Curva di Coppia al variare di P_{inj} .

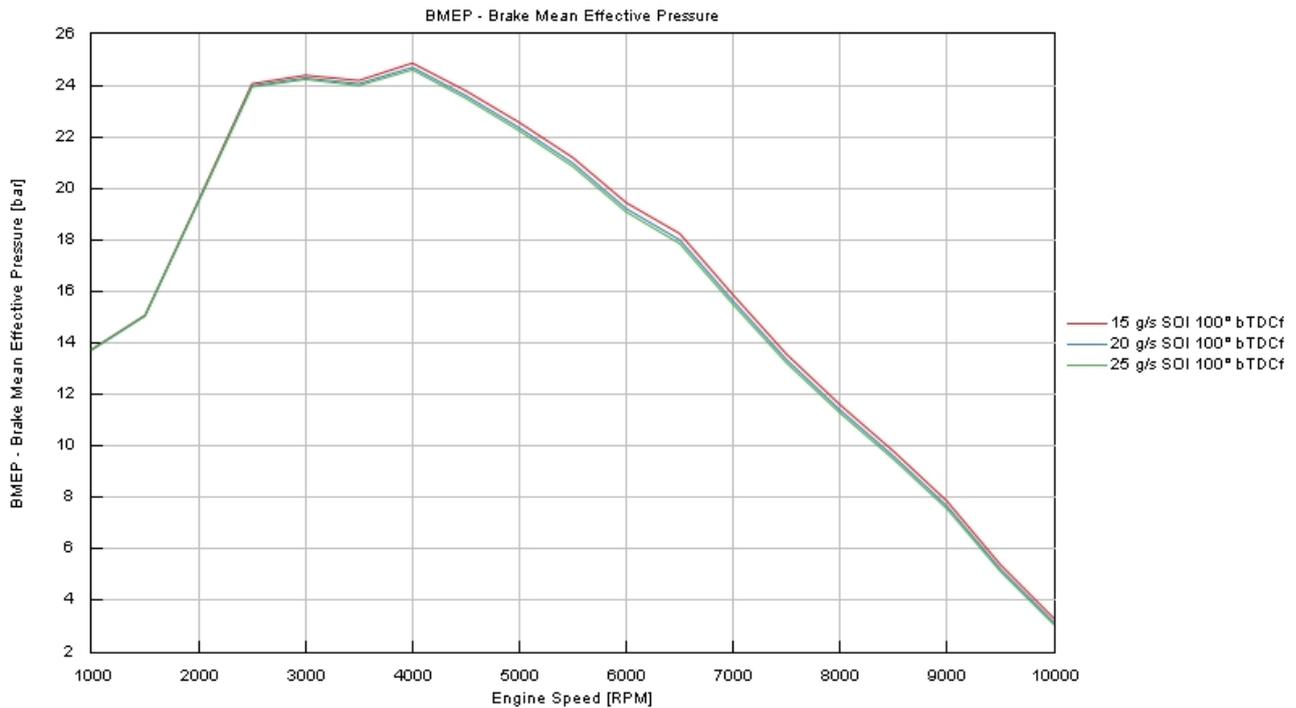


Figura 2.3.4.3 – Curva di PME di P_{inj} .

Per completezza si riportano in Tab. 2.3.5.1, le performance massime con portate di combustibile fisse a 15, 20 e 25 g/s.

	Valore	Unità di misura
Massa di fuel iniettata	15	g/s
Max di Potenza @ 6500 rpm	336	kW
Max di Coppia @ 4000 rpm	673	Nm
Max di PME @ 4000 rpm	24.9	bar
Massa di fuel iniettata	20	g/s
Max di Potenza @ 6500 rpm	332	kW
Max di Coppia @ 4000 rpm	668	Nm
Max di PME @ 4000 rpm	24.7	bar
Massa di fuel iniettata	25	g/s
Max di Potenza @ 6500 rpm	329	kW
Max di Coppia @ 4000 rpm	668	Nm
Max di PME @ 4000 rpm	24.6	bar

Tabella 2.3.5.1 – Massime performance al variare di P_{inj} .

2.3.6 Variazione dell'incrocio valvole

Nel suddetto capitolo si valuta l'aumento dell'incrocio valvole al fine di asportare calore per mezzo dello scavenging al fine di ridurre le temperature degli end-gas.

In particolare, rispetto alla versione base, si ritarda lo scarico di 5, 10° e 15° e, rispettivamente, si anticipa l'aspirazione di 5, 10° e 15°. Le Fig. 2.3.6.1, Fig. 2.3.6.2, Fig. 2.3.6.3 e Fig. 2.3.6.4

evidenziano come la traslazione dell'alzata delle valvole di scarico impatta negativamente sulle prestazioni ed inoltre non risulta essere rilevante neppure nella riduzione delle temperature. Conseguentemente, almeno in tale modello, la traslazione dello scarico non è una strategia opportuna alla riduzione delle temperature.

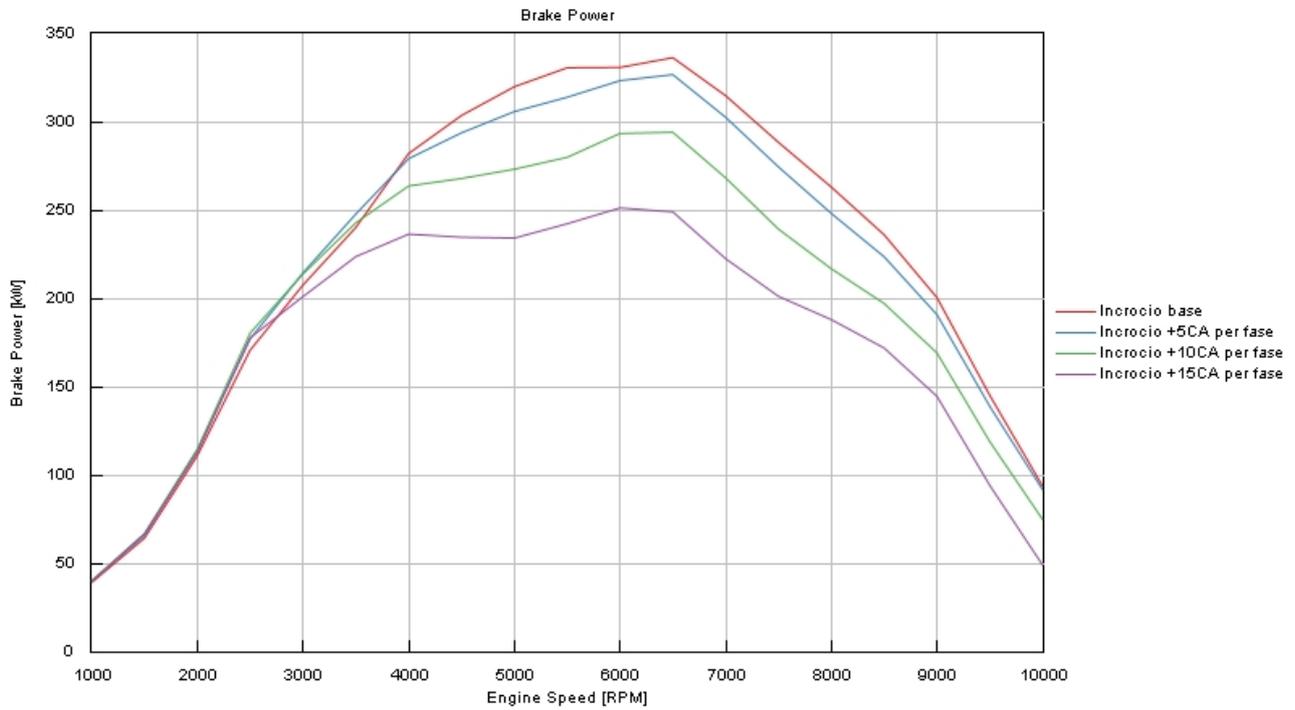


Figura 2.3.6.1 – Curva di Potenza al variare dell'incrocio valvole.

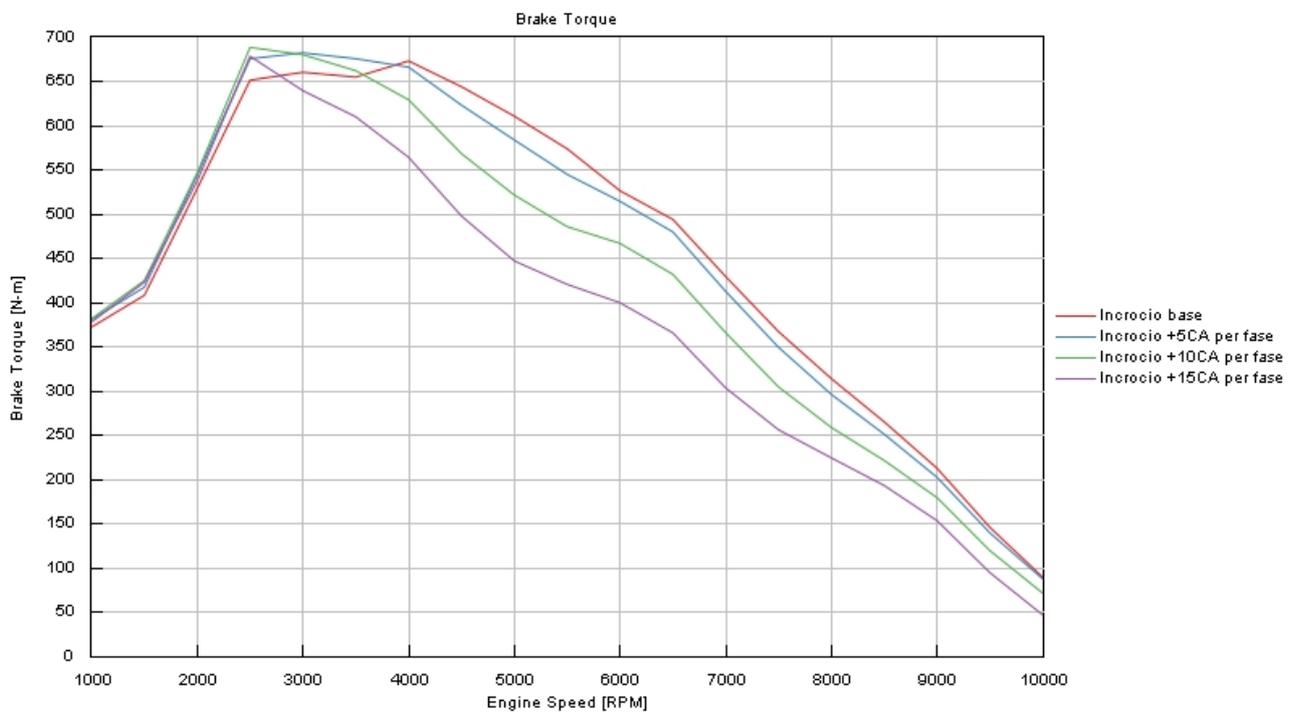


Figura 2.3.6.2 – Curva di Coppia al variare dell'incrocio valvole.

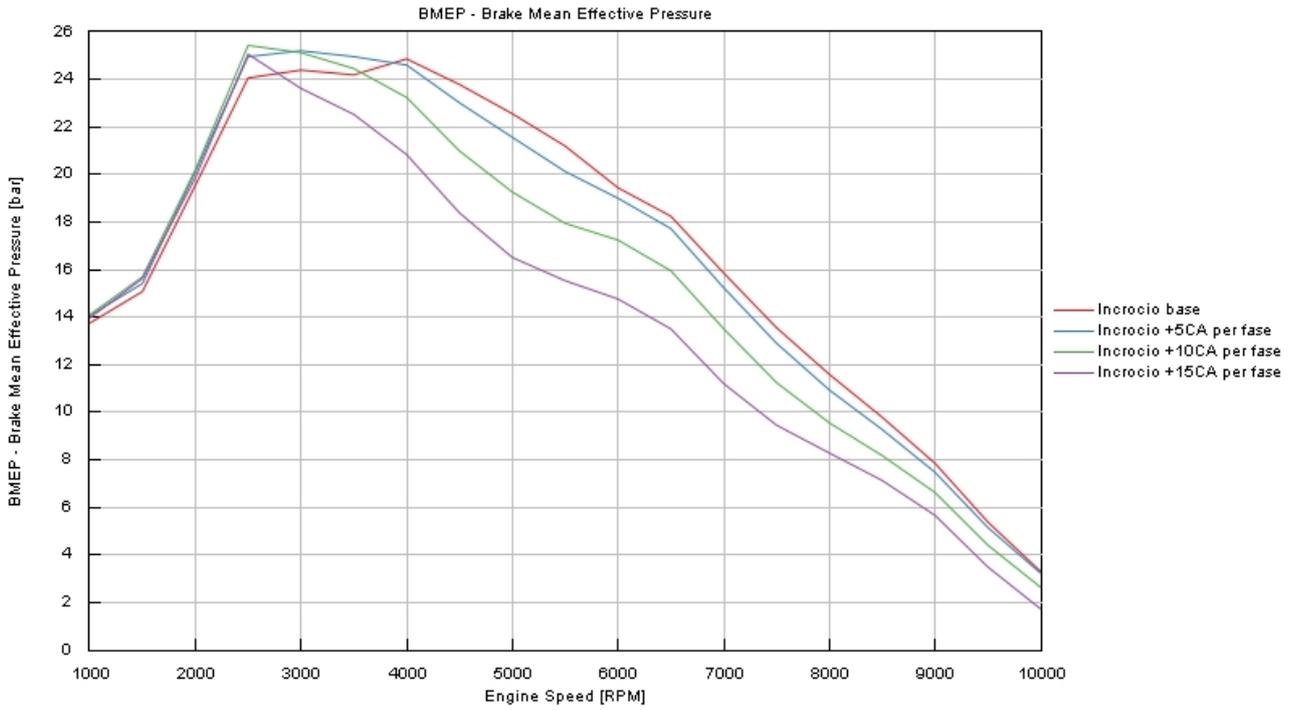


Figura 2.3.6.3 – Curva di PME dell'incrocio valvole.

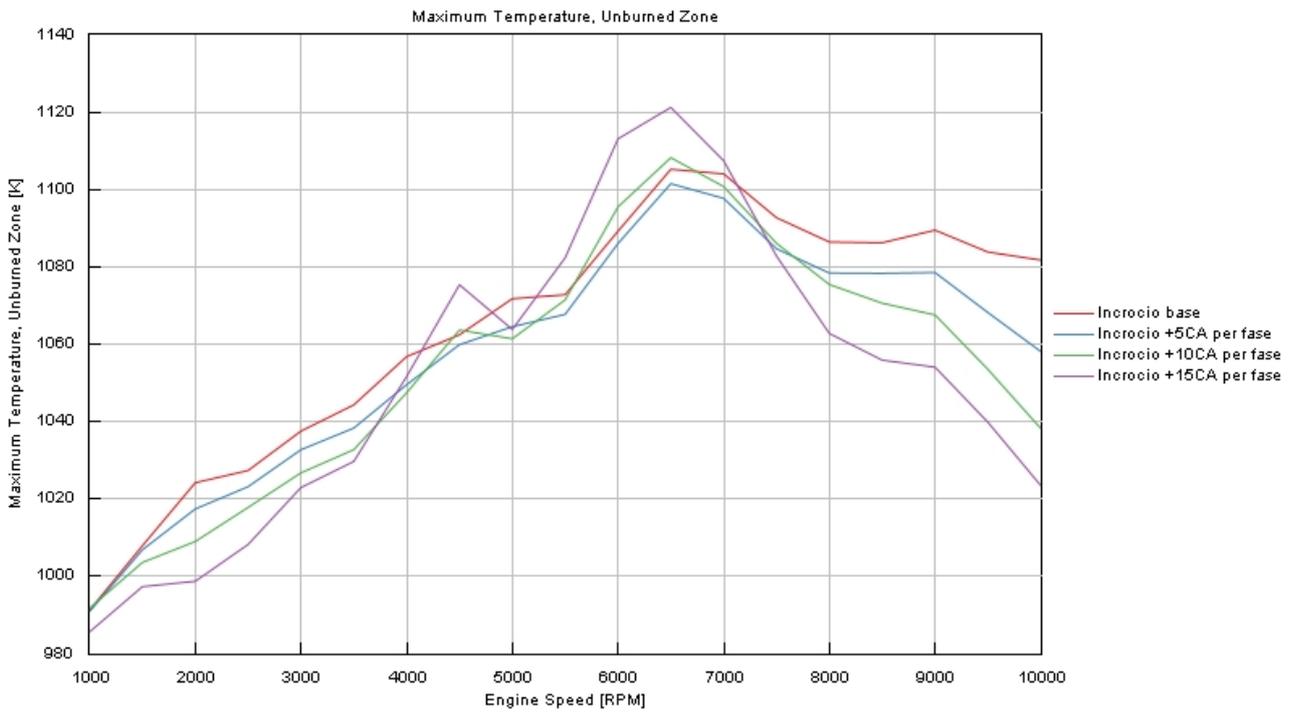


Figura 2.3.6.3 – Temperature degli unburned gas al variare dell'incrocio valvole.

Per completezza si riportano in Tab. 2.3.6.1, le performance massime al variare dell'incrocio valvole.

	Valore	Unità di misura
Incrocio base	-	°
Max di Potenza @ 6500 rpm	336	kW
Max di Coppia @ 4000 rpm	673	Nm
Max di PME @ 4000 rpm	25	bar
Variazione Incrocio	+5	°
Max di Potenza @ 6500 rpm	327	kW
Max di Coppia @ 3000 rpm	680	Nm
Max di PME @ 3000 rpm	25	bar
Variazione Incrocio	+10	°
Max di Potenza @ 6500 rpm	294	kW
Max di Coppia @ 2500 rpm	688	Nm
Max di PME @ 2500 rpm	25.5	bar
Variazione Incrocio	+15	°
Max di Potenza @ 6500 rpm	251	kW
Max di Coppia @ 2500 rpm	678	Nm
Max di PME @ 2500 rpm	25	bar

Tabella 2.3.6.1 – Massime performance al variare dell'incrocio valvole.

2.4 Ricerca della calibrazione ottimale

Una volta definito, analizzato e testato il modello unidimensionale ad H₂ del motore V6 3.4L Turbocompresso, al fine di ricercare le specifiche di funzionamento che garantiscano le massime performance, risulta essere necessario ricercare la calibrazione ottimale. A tal proposito si è scelto di analizzare il comportamento del modello alla velocità di rotazione di 6500 rpm e di utilizzare i moduli integrati Design of Experiments e Design Optimizer al fine di individuare la reciproca dipendenza di ciascun parametro calibrativo e i relativi valori ottimali. Tali moduli di GT-Suite sfruttano algoritmi opportunamente sviluppati per correlare e individuare la variazione di un set di dati in output rispetto ad uno o più set di dati forniti in input.

In particolare, le variabili in ingresso che hanno richiesto l'ottimizzazione risultano essere:

- boost target;
- velocità iniziale del turbo;
- baricentro di combustione;
- timing dell'aspirazione;
- starter of injection;
- temperatura del liquido di raffreddamento dell'intercooler.

Inoltre, l'analisi è stata condotta partendo dalle specifiche di calibrazione del modello base che sono riportate in Tab. 2.4.1, tra le quali è presente il punto di lavoro del turbogruppo, precisamente boost target e velocità di rotazione iniziale. A valle di simulazioni preliminari il massimo grado di sovralimentazione garantito dal turbogruppo è risultato essere pari a 2.3 bar e, conseguentemente, è emerso che l'elemento limitante per quanto riguarda le prestazioni, sia proprio il turbogruppo.

	Valore fissato	Unità di misura
Boost target	2.3	bar
Initial Speed Boost	195000	rpm
Baricentro combustione	15	° aTDCf
Cam Angle (aspirazione)	242	°
SOI	620	° aTDCf
T cooler	310	K

Tabella 2.4.1 – Calibrazione base.

2.4.1 Design Optimizer

Il primo passo è rappresentato dall'utilizzo di Design Optimizer, il modulo sviluppato appositamente per l'ottimizzazione automatica di un set di dati in input tramite algoritmi numerici di ricerca diretta o meta-euristica. Ancora, Design Optimizer guida iterativamente le simulazioni verso l'area dello spazio di progetto più promettente, riducendo il numero di prove necessarie e velocizzando il processo di convergenza.

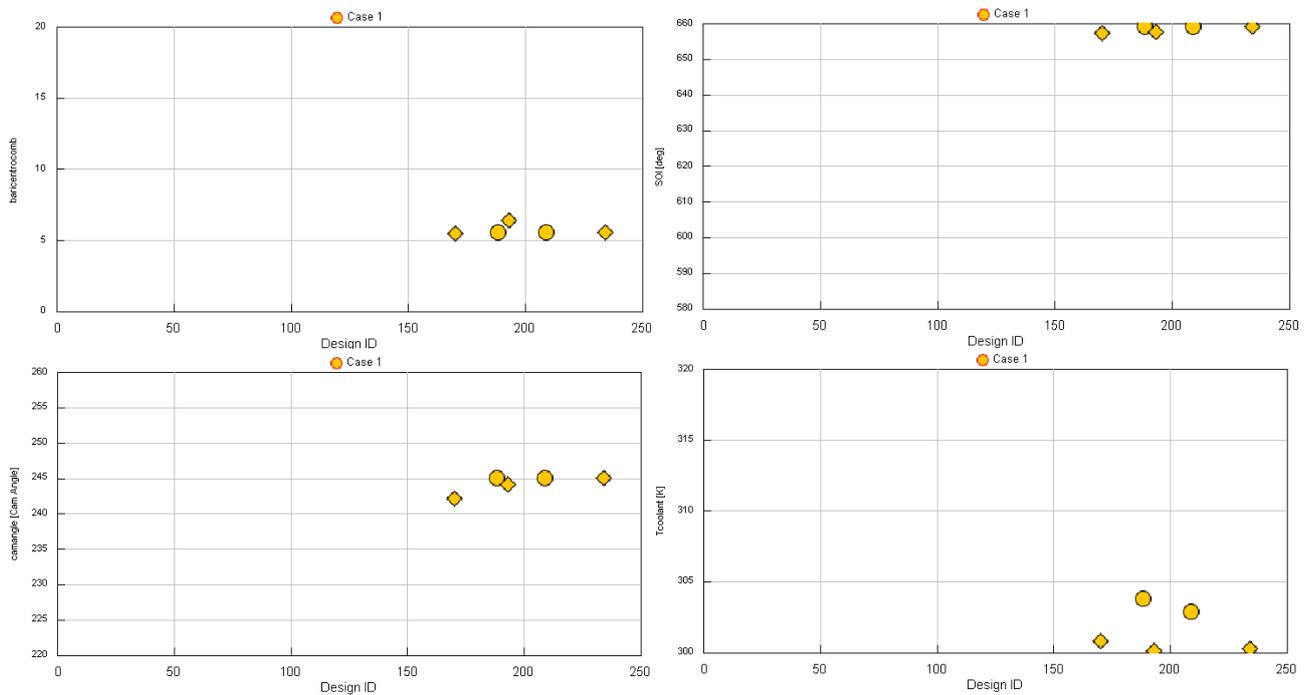
Dal momento che tale analisi mira alla ricerca della calibrazione ottimale, in grado di massimizzare coppia e riempimento, e tali parametri sono dipendenti gli uni agli altri, si è scelto di impostare un'ottimizzazione *multi-obiettivo Pareto* in grado di massimizzare simultaneamente tutti le variabili in questione. La Tab. 2.4.1.1 riporta gli intervalli di variazione dei parametri in input: si sottolinea come la temperatura di aspirazione sia modificata impostando la temperatura del liquido di raffreddamento dei due intercooler, uno per bancata, ed impostando l'efficienza di scambio termico degli intercooler stessi a 0.80. Per quanto riguarda, invece, il punto di lavoro del turbogruppo si è scelto di identificarlo come il valore massimo a cui i controllori del modello arrivano a convergenza durante le simulazioni, per un totale di 150 cicli per ciascuna combinazione calibrativa.

Per tale ragione, boost target e velocità di rotazione iniziale sono rimasti fissi durante l'ottimizzazione condotta tramite il modulo integrato.

	Limite inferiore	Limite superiore	Unità di misura
Baricentro combustione	0	20	° aTDCf
Cam Angle (aspirazione)	220	260	°
SOI	600	660	°aTDCf
T intercooler	300	320	K

Tabella 2.4.2.1 – Intervalli di variazione dei parametri in input.

La simulazione effettuata da Design Optimizer è stata caratterizzata da un numero massimo di cicli per singolo caso di simulazione di 150 cicli, nei quali è stata raggiunta la convergenza. In particolare, alla velocità di rotazione di 6500 rpm, le specifiche calibrative in grado di ottimizzare le prestazioni sono risultate essere quelle riportate in Fig. 2.4.1.1, Fig. 2.4.1.2.



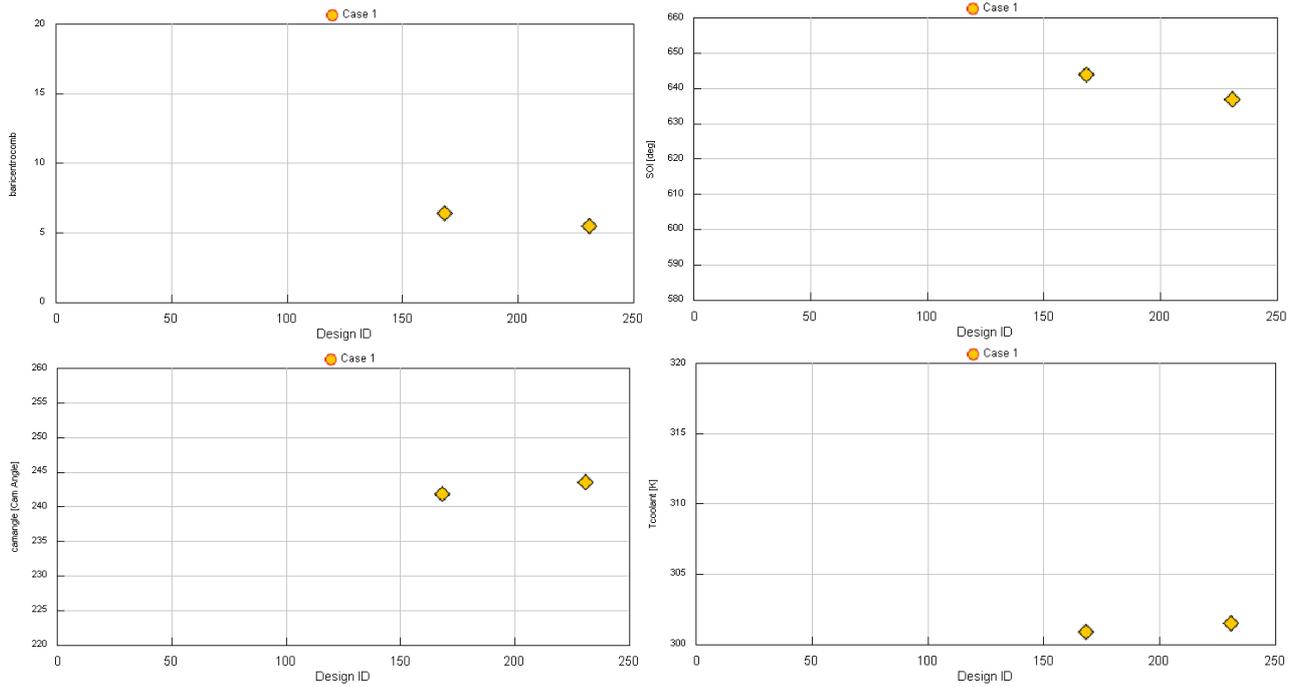


Figura 2.4.1.1 – Specifiche calibrative dei cicli che massimizzano le performance alla velocità di 6500 rpm.

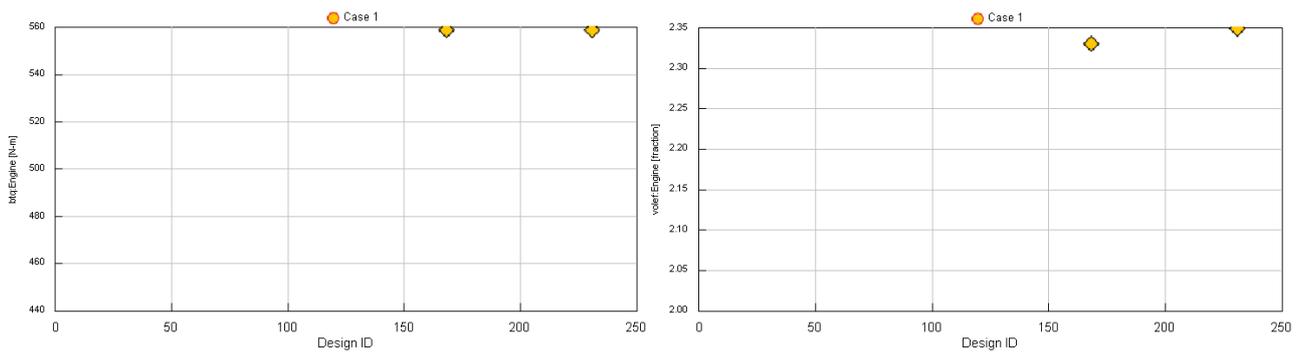


Figura 2.4.1.2 – Performance garantite dai cicli ottimali alla velocità di 6500 rpm.

Ne risulta che la calibrazione ottimale risulta essere quella riportata in Tab. 2.4.1.1

	Valore fissato	Unità di misura
Baricentro combustione	5.5	° aTDCf
Cam Angle (aspirazione)	244	°
SOI	658	° aTDCf
T cooler	300	K

Tabella 2.4.2.2 – Calibrazione ottimale alla velocità di 6500 rpm.

Tale calibrazione garantisce le performance riportate in Tab. 2.4.2.3.

	Valore fissato	Unità di misura
Potenza	383	kW
Coppia	563	Nm
Riempimento	2.3	-

Tabella 2.4.2.5 – Massime performance alla velocità di 6500 rpm.

Inoltre, in Fig. 2.4.1.3 e Fig. 2.4.1.4 sono riportati i punti di lavoro dei cicli ottimali, definiti da Design Optimizer, sulle mappe di compressore e turbina. I due punti di funzionamento sono sovrapposti e ciò evidenzia come l'ottimizzazione di coppia e riempimento sia univoca. Ancora, a prova del fatto che il limite prestazionale è imposto dal comportamento del turbogruppo, con un grado di sovralimentazione target fissato a 2.3 bar, per quanto si arrivi a convergenza, i punti di lavoro sulla mappa del compressore si trovano a ridosso della linea di choking, in cui si ha blocco della portata in mandata, mentre i punti di lavoro sulla mappa della turbina si trovano a ridosso dei limiti della mappa.

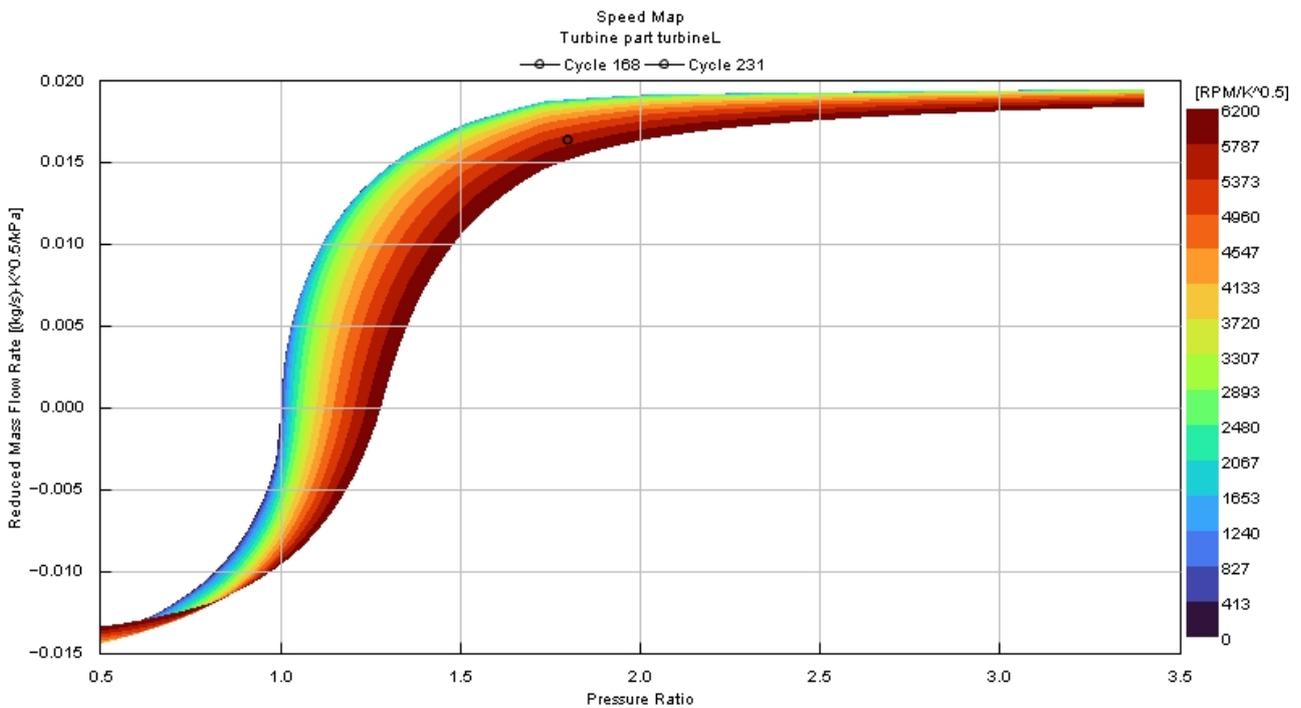


Figura 2.4.1.3 – Punti di lavoro della turbina nei cicli d’ottimo alla velocità di 6500 rpm.

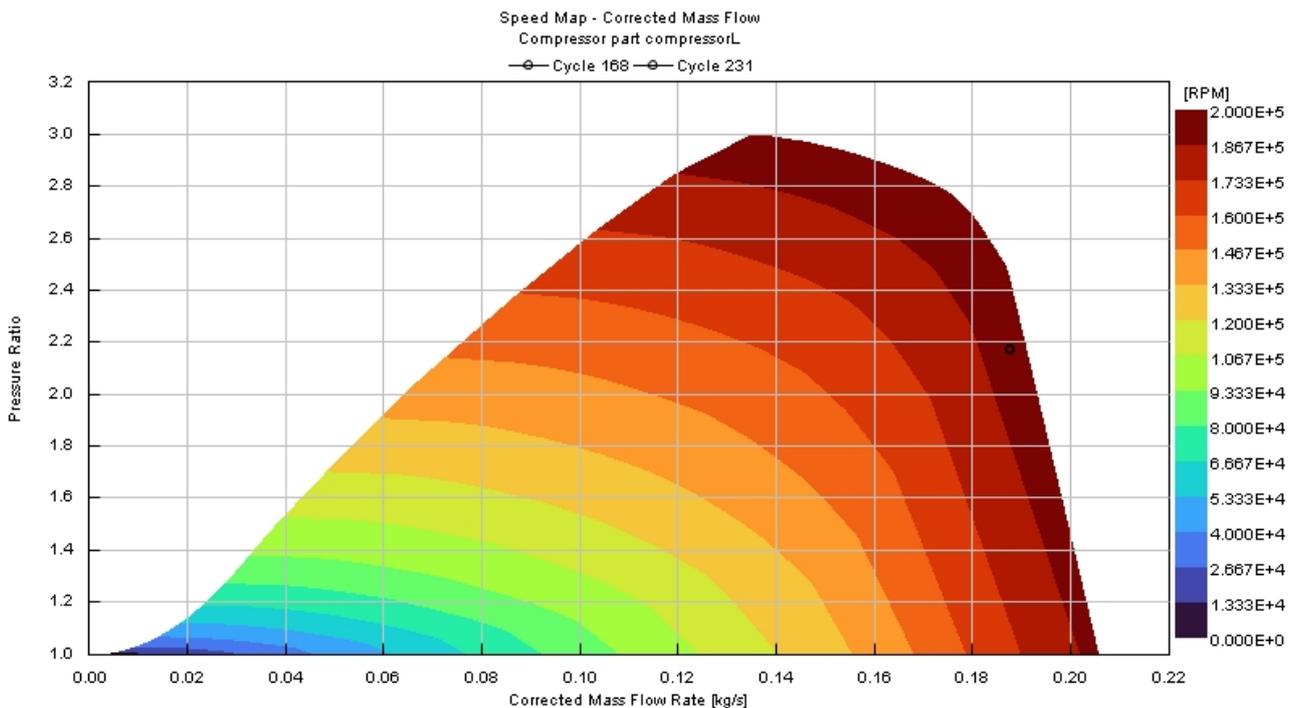


Figura 2.4.1.4 – Punti di lavoro del compressore nei cicli d’ottimo alla velocità di 6500 rpm.

In conclusione, in Fig. 2.4.1.5 e Fig. 2.4.1.6 vengono riportate le sensibilità di variazione reciproca tra input ed output. In particolare, la Fig. 2.4.1.5 evidenzia la sensibilità delle performance rispetto ai singoli parametri calibrativi, dove il rosso rappresenta la coppia ed il blu il riempimento, mentre la Fig. 2.4.1.6 riporta la sensibilità dei parametri calibrativi sulle performance, dove il rosso rappresenta il baricentro di combustione, il blu il SOI, il verde il Cam Angle ed il rosa la temperatura del liquido refrigerante degli intercooler. Da tali grafici emerge come la sensibilità della coppia sia prevalentemente dipendente dal baricentro di combustione e dalla fasatura di iniezione, mentre il riempimento risulta essere estremamente sensibile alla variazione del Cam Angle. La temperatura del liquido di refrigerante, invece, ha poco influenza sia sulla coppia sia sul riempimento.

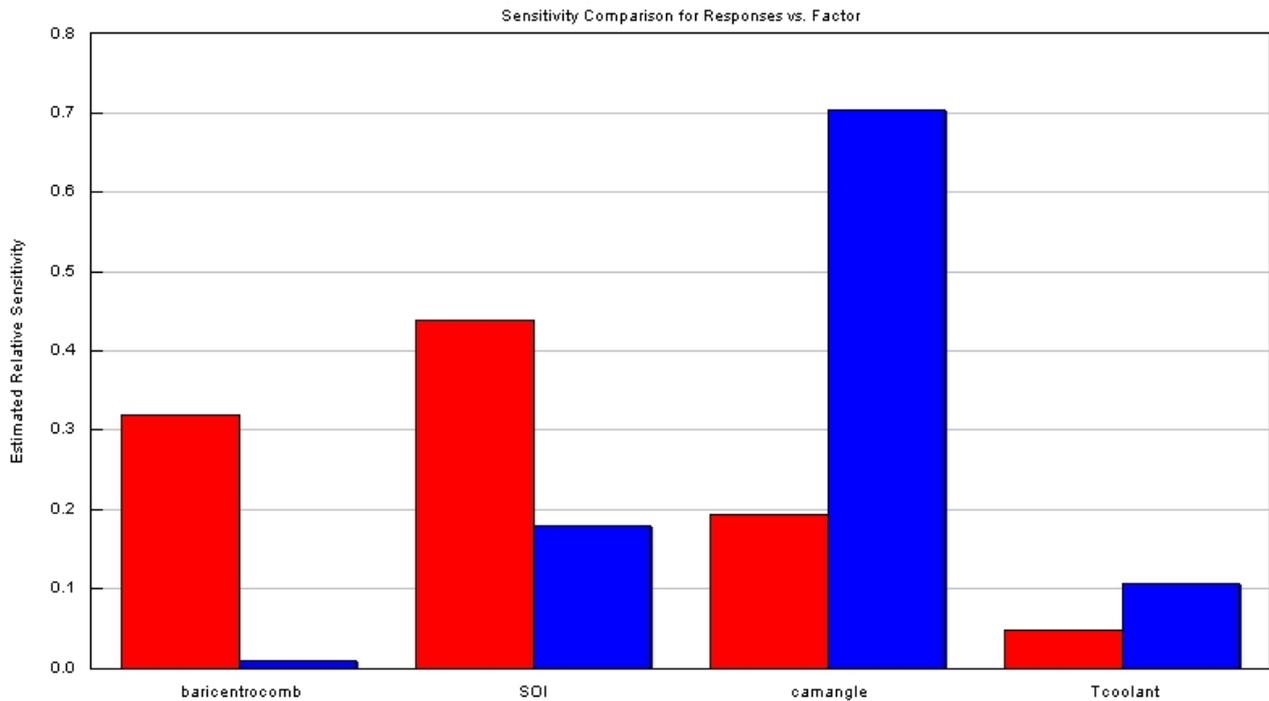


Figura 2.4.1.5 – Sensibilità delle performance rispetto ai singoli parametri calibrativi alla velocità di 6500 rpm.

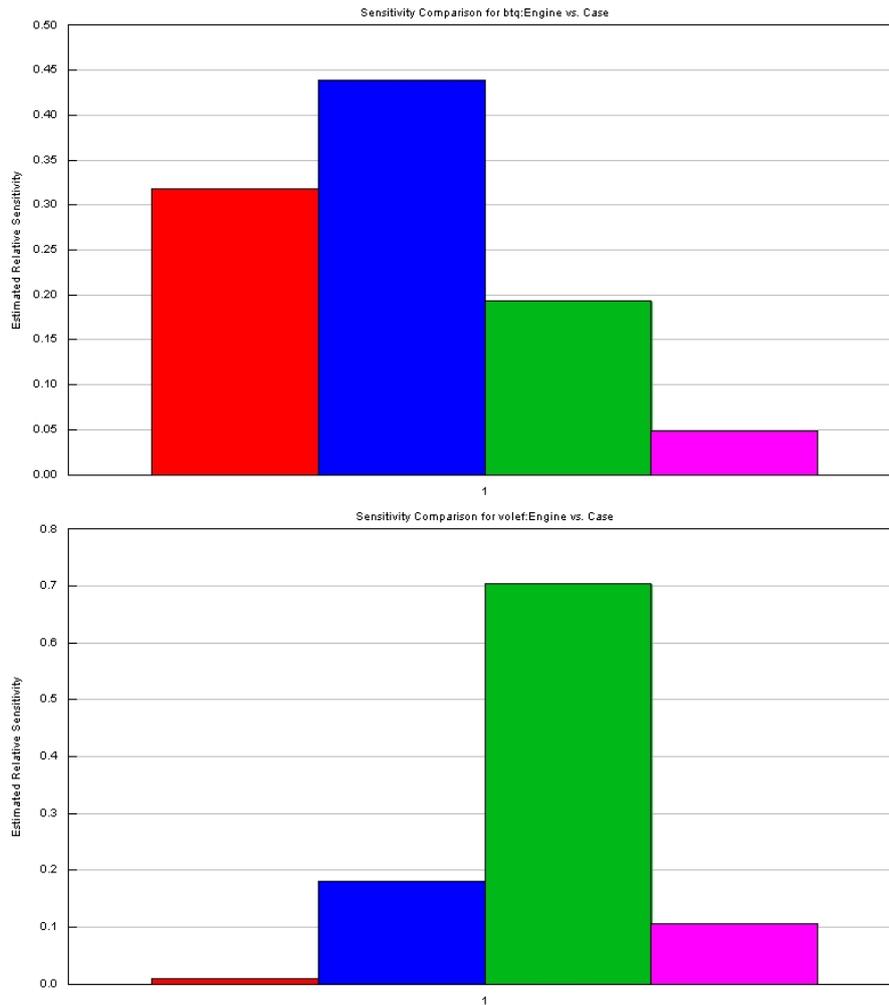


Figura 2.4.1.6 – Sensibilità dei parametri calibrativi sulle performance alla velocità di 6500 rpm.

2.4.2 Design of Experiments

Successivamente si è utilizzato Design of Experiments, lo strumento matematico adatto alla realizzazione di spazi statistici che legano i dati in input alle risposte del modello. Inoltre, con l'ausilio di algoritmi di intelligenza artificiale, anch'essi integrati il GT-Power è stato possibile realizzare metamodelli in grado di correlare alla variazione di un singolo input, i trend di ciascun altro input sul proprio intervallo di variazione e delle variabili di output da ottimizzare.

In particolare, per svincolarsi del limite prestazionale imposto dal turbogruppo, il modello è stato variato rimuovendo l'intero turbogruppo e impostato come parametri di input boost target e temperatura di aspirazione, e si sono scelti intervalli di variazione ragionevoli. La Tab. 2.4.2.1 riporta gli intervalli di variazione, (*'dominio di variazione'*) dei parametri in input (*'factors'*), scelti ragionevolmente i più ampi possibile al fine di incrementare le combinazioni statistiche simulate dal modello e, dunque, di aumentarne la precisione per mezzo della tecnica di campionamento *'full factorial'*, caratterizzata da massima copertura statistica. Tali simulazioni mirano alla ricerca della calibrazione ottimale, in grado di massimizzare potenza, coppia, PME e riempimento.

	Limite inferiore	Limite superiore	Unità di misura
Boost Pressure	1	2.6	bar
Boost Temperature	302	450	K
Baricentro combustione	0	20	° aTDCf
Cam Angle (aspirazione)	220	260	°
SOI	600	660	°aTDCf

Tabella 2.4.2.1 – Intervalli di variazione dei parametri in input.

I metamodelli ottenuti tramite tali algoritmi sono in grado di correlare reciprocamente gli input e gli output da ottimizzare, e i risultati sono rappresentati da modelli iterativi di cui si riportano screen in Fig. 2.4.2.1, Fig. 2.4.2.2, Fig. 2.4.2.3, Fig. 2.4.2.4, Fig. 2.4.2.5, Fig. 2.4.2.6, Fig. 2.4.2.7 e Fig. 2.4.2.8.

In particolare, alla velocità di rotazione di 6500 rpm, i trend dei metamodelli risultano essere quelli riportati in Fig. 2.4.2.1, Fig. 2.4.2.2, Fig. 2.4.2.3 e Fig. 2.4.2.4.

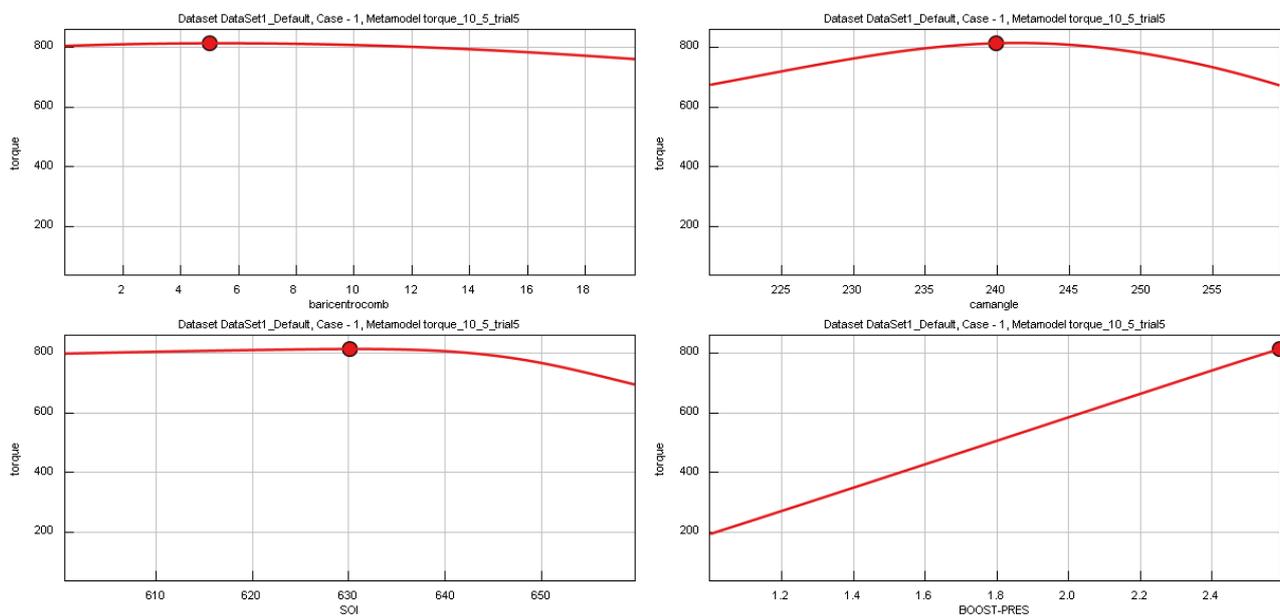


Figura 2.4.2.1 – Metamodello di Potenza alla velocità di 6500 rpm.

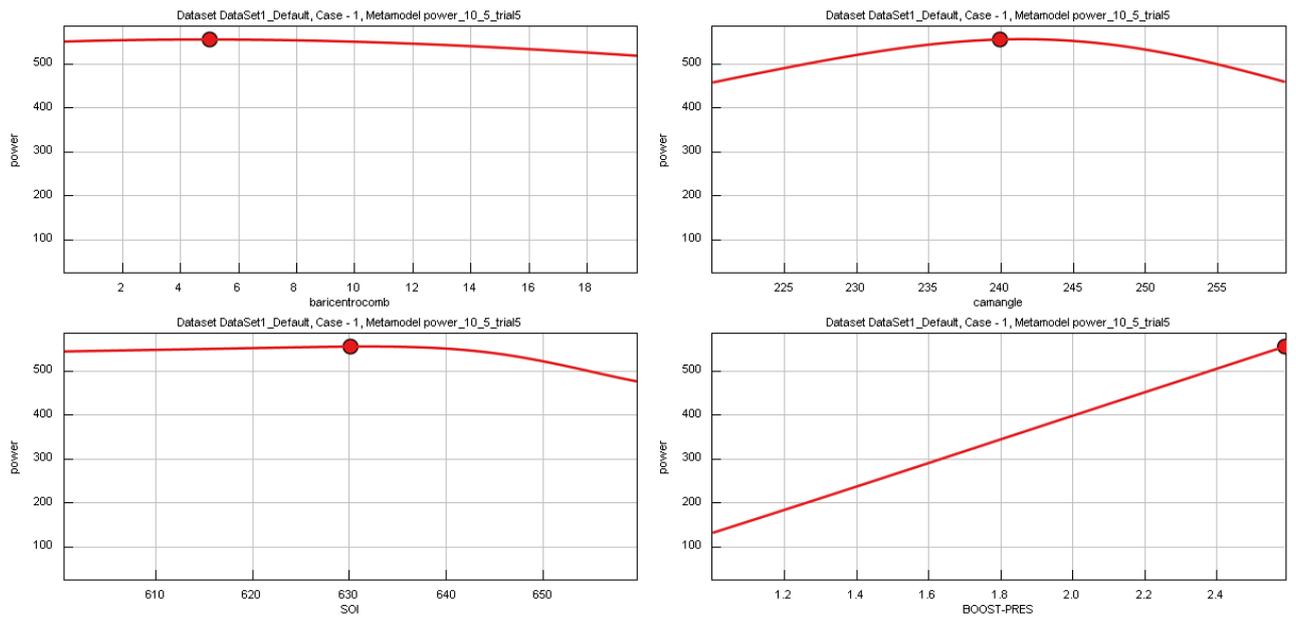


Figura 2.4.2.2 – Metamodello di Coppia alla velocità di 6500 rpm.

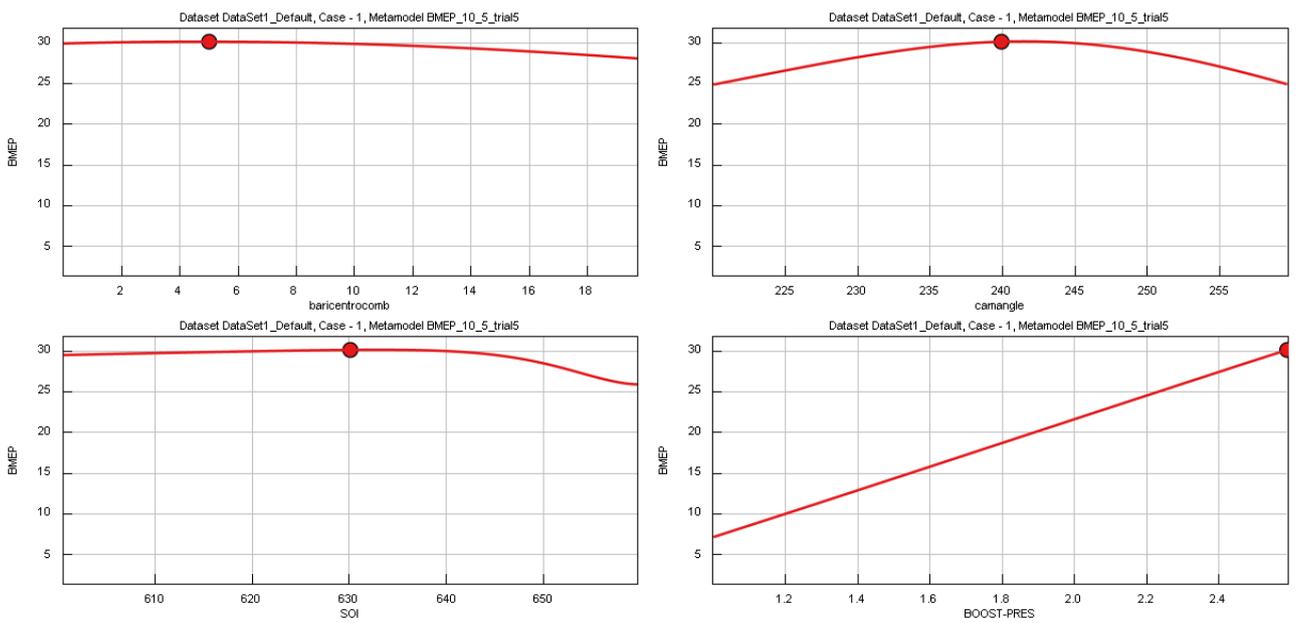


Figura 2.4.2.3 – Metamodello di PME alla velocità di 6500 rpm.

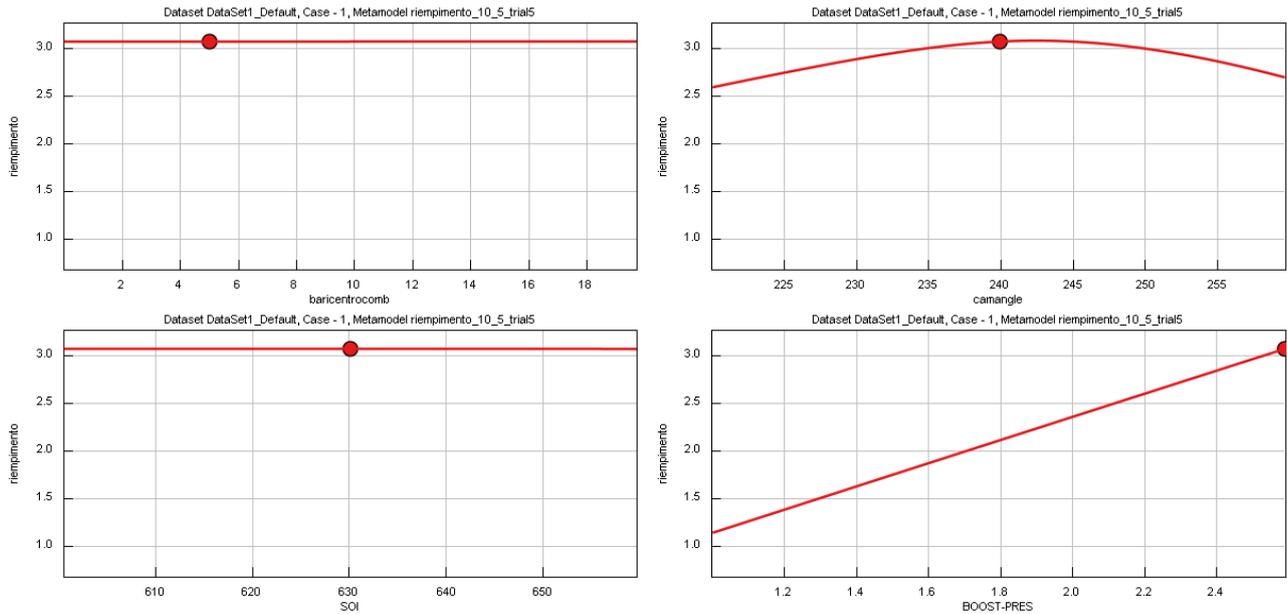


Figura 2.4.2.4 – Metamodello di Riempimento alla velocità di 6500 rpm.

I valori ottimali dei dati in input finalizzati alla massimizzazione delle performance vengono riportati in Tab. 2.4.2.2. Si sottolinea che, come era presumibile, le performance massime si hanno con il massimo grado di sovralimentazione simulato e la temperatura minima di aspirazione, nonostante l’impatto della temperatura dell’aria aspirata abbia impatto contenuto.

	Valore fissato	Unità di misura
Boost Pressure	2.6	bar
Boost Temperature	302	K
Baricentro combustione	5	° aTDCf
Cam Angle (aspirazione)	240	°
SOI	630	° aTDCf

Tabella 2.4.2.4 – Calibrazione ottimale alla velocità di 6500 rpm.

Tale ottimizzazione garantisce le performance riportate in Tab. 2.4.2.3.

	Valore fissato	Unità di misura
Potenza	555	kW
Coppia	813	Nm
PME	30	bar
Riempimento	3.1	-

Tabella 2.4.2.5 – Massime performance alla velocità di 6500 rpm.

3. Scelta del turbogruppo

Le prestazioni del motore in analisi, come descritto al Cap. 2.4.1, sono limitate dal turbogruppo che, infatti, alla velocità di rotazione di 6500 rpm garantisce un boost target massimo pari a 2.3 bar a cui corrisponde una potenza di 383 kW. Nel caso in cui, invece, ci si svincolasse dal turbogruppo e si utilizzassero rapporti di compressione maggiori, come analizzato al Cap. 2.4.2 dove il boost target massimo testato è stato 2.6 bar, le prestazioni incrementerebbero sensibilmente, fino a garantire una potenza di 555 kW a 6500 rpm.

Tali analisi evidenziano che il turbogruppo non sia adatto alle condizioni di funzionamento dell'intera mappa motore: in particolare, risulta essere inadeguato a lavorare ad alte velocità di rotazione, condizioni in cui la portata ed il grado di sovralimentazione che il compressore è in grado di garantire tendono a plafonare ed a scendere a velocità superiori dei 8000 rpm. Lo sfruttamento dell'entalpia dei gas combusti, invece, risulta essere opportunamente efficace poiché i punti di lavoro dell'intera mappa motore, rientrano totalmente nella zona della mappa della turbina caratterizzata da rendimenti maggiori.

Ne consegue, che al fine di incrementare le prestazioni del motore, risultano necessarie la sostituzione del compressore e la ricalibrazione del motore.

3.1 Modifica delle caratteristiche del turbogruppo in ambiente GT-Suite

A tal proposito, si è scelto di analizzare l'impatto dell'ampliamento della mappa del compressore e della mappa della turbina sulle prestazioni sfruttando strumenti messi a disposizione da GT-Suite quali i *Compressor Multiplier* e la creazione di una mappa parametrica e i *Turbine Multiplier*. Tale analisi è stata fatta alla velocità di rotazione di 6500 rpm, mantenendo la calibrazione di aspirazione, iniezione ed accensione definita al Cap. 2.4 e riportata in Tab. 3.1.1.

	Valore fissato	Unità di misura
Initial Speed Boost	195000	rpm
Baricentro combustione	6	° aTDCf
Cam Angle (aspirazione)	244	°
SOI	658	° aTDCf
T cooler	300	K

Tabella 3.1.1 – Calibrazione del modello dotato di turbogruppo base alla velocità di 6500 rpm.

3.1.1 Compressor Multiplier

Tra le caratteristiche di definizione del modello di compressore, sono presenti Multiplier quali *Mass Multiplier* ed *Efficiency Multiplier* grazie ai quali è possibile ingrandire la mappa del compressore e, dunque, ampliare le condizioni di lavoro dello stesso, garantendo portate e grado di sovralimentazione maggiori.

In particolare, in primo passo è stato l'impostazione del boost target pari a 2.5 e la validazione del comportamento del turbogruppo al variare delle caratteristiche del compressore imponendo i valori di Multiplier riportati in Tab. 3.1.1.1.

	Mass Multiplier	Efficiency Multiplier
Caso 1	0.7	0.95
Caso 2	1	1.
Caso 3	1.3	1.03
Caso 4	1.5	1.05

Tabella 3.1.1.1 – Adeguamento della mappa del compressore tramite Multiplier alla velocità di 6500 rpm.

Da tali analisi si riscontra che i controllori del modello raggiungono la convergenza e il turbogruppo raggiunge il boost target solo in *Caso 3* e *Caso 4*, e le performance risultano essere riportate in in Tab. 3.1.1.2.

Parametro	Valore	Unità di misura	
Potenza	463	kW	Caso 3
Coppia	680	Nm	
PME	25.1	bar	
Riempimento	2.8	-	
Potenza	467	kW	Caso 4
Coppia	685	Nm	
PME	25.3	bar	
Riempimento	2.9	-	

Tabella 3.1.1.2 – Performance garantite con i Multiplier del *Caso 3* e *Caso 4* alla velocità di 6500 rpm.

Fig. 3.1.1.1, Fig. 3.1.1.2 e Fig. 3.1.1.3 riportano i punti di funzionamento del turbogruppo, rispettivamente sulla mappa della turbina e su quella del compressore, ed è evidente come in entrambi i casi, i punti di lavoro siano interni alle mappe e, dunque, siano facilmente raggiungibili del turbogruppo.

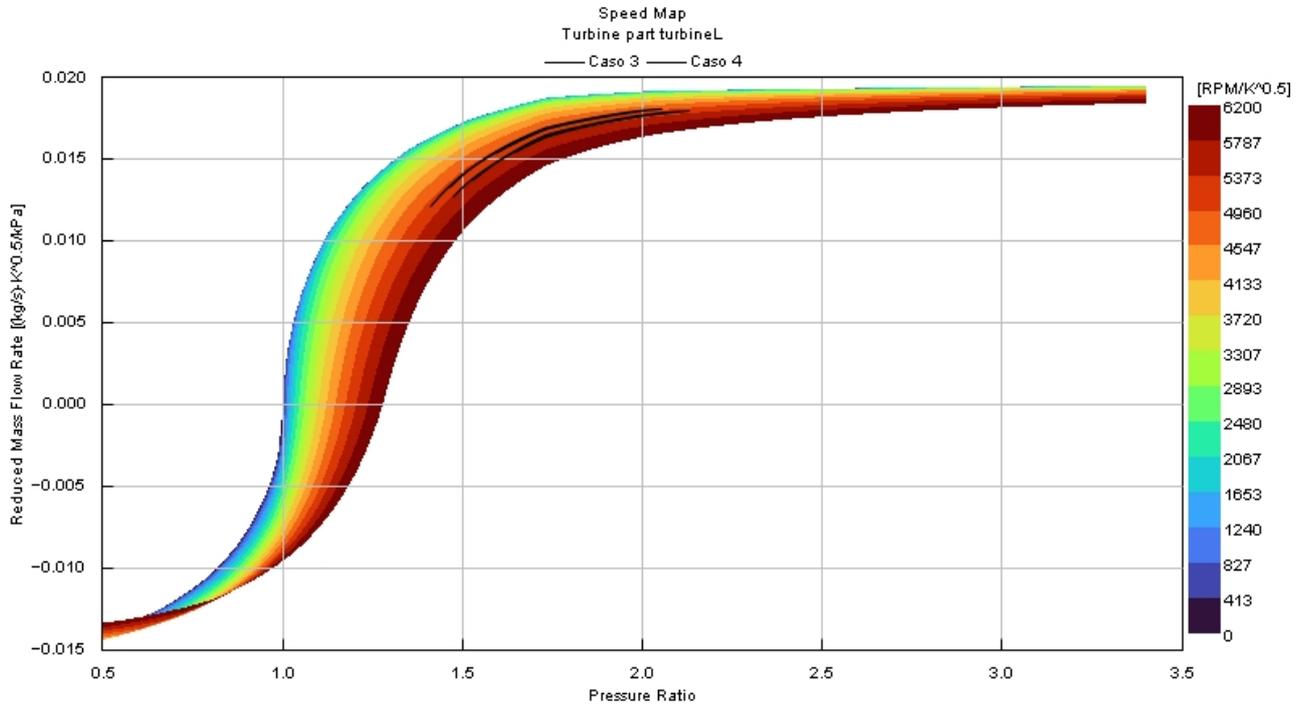


Figura 3.1.1.1 – Caso 3 e Caso 4 sulla mappa della turbina alla velocità di 6500 rpm.

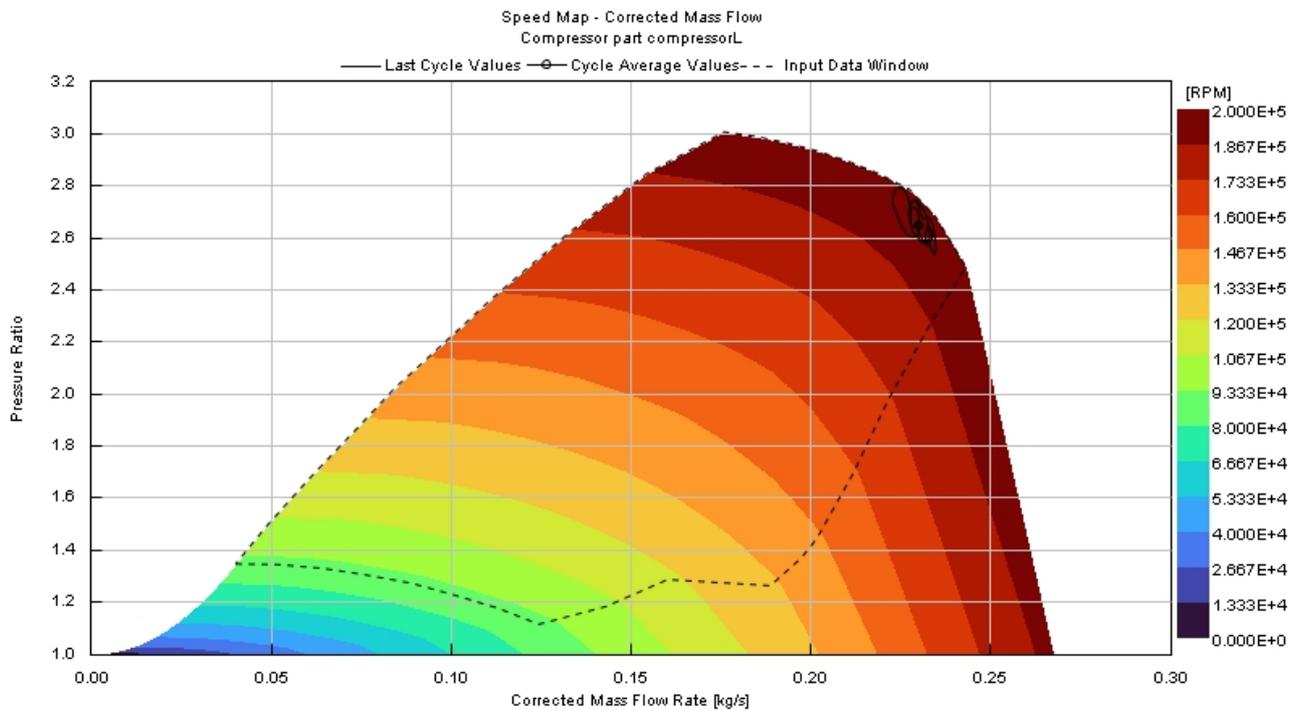


Figura 3.1.1.2 – Caso 3 sulla mappa del compressore alla velocità di 6500 rpm.

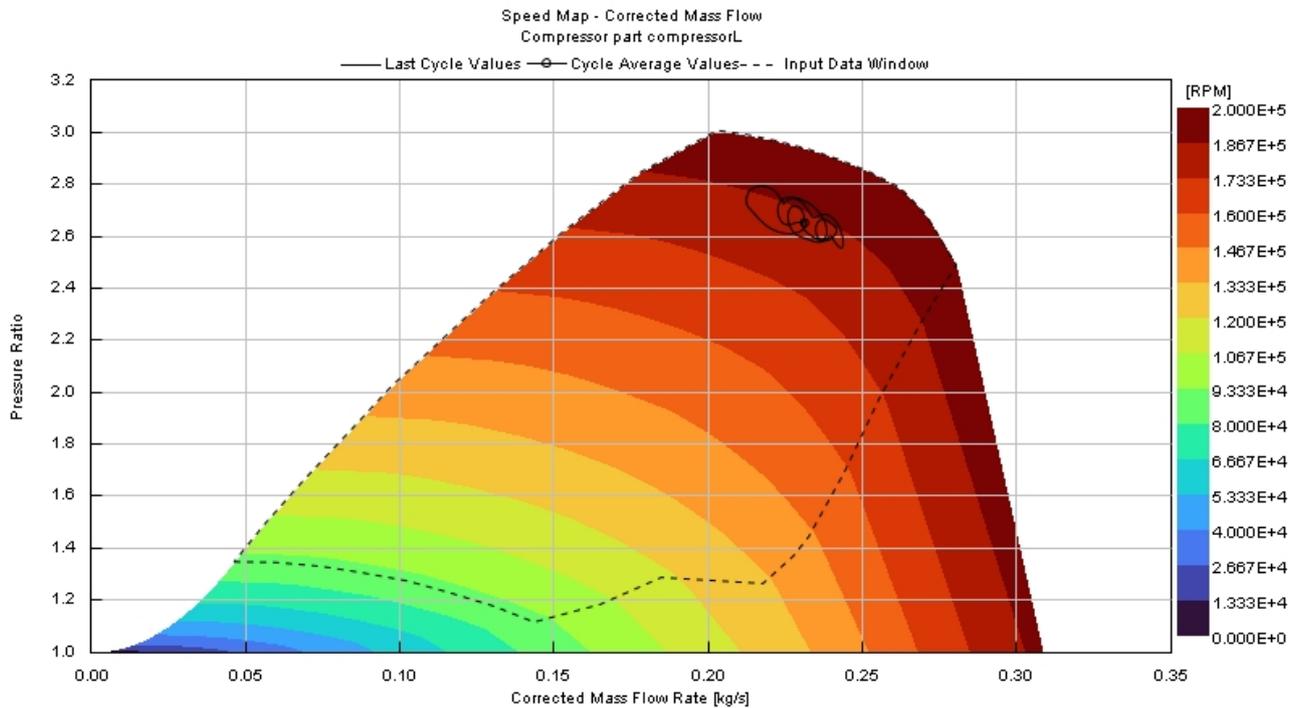


Figura 3.1.1.3 – Caso 4 sulla mappa del compressore alla velocità di 6500 rpm.

Successivamente, si è scelto di aumentare progressivamente il *Mass Multiplier* ed il *Efficiency Multiplier* e, per ogni coppia di valore, si è cercato il massimo valore di Boost target che il turbogruppo fosse in grado di raggiungere, senza che insorgessero problemi di similitudine fluidodinamica tra turbina e compressore, e che i controllori fossero in grado di arrivare a convergenza. In particolare, i valori di Multiplier e i relativi boost target massimi definibili sono riportati Tab. 3.1.1.3, mentre le prestazioni raggiunte sono riportate in Tab. 3.1.1.4.

	Mass Multiplier	Efficiency Multiplier	Boost target
Caso 1	1	1	2.25
Caso 2	1.1	1.01	2.4
Caso 3	1.2	1.02	2.55
Caso 4	1.3	1.03	2.65
Caso 5	1.4	1.04	2.75
Caso 6	1.5	1.05	2.85
Caso 7	1.6	1.06	2.9

Tabella 3.1.1.3 – Valori di Multiplier analizzati e massimo Boost target impostabile alla velocità di 6500 rpm.

Parametro	Valore	Unità di misura	
Potenza	384	kW	Caso 1
Coppia	564	Nm	
PME	20.8	bar	
Riempimento	2.3	-	
Potenza	422	kW	Caso 2
Coppia	620	Nm	
PME	22.9	bar	
Riempimento	2.5	-	Caso 3
Potenza	453	kW	
Coppia	665	Nm	

PME	24.6	bar	Caso 3
Riempimento	2.7	-	
Potenza	463	kW	Caso 4
Coppia	680	Nm	
PME	25.1	bar	
Riempimento	2.8	-	
Potenza	468	kW	Caso 5
Coppia	688	Nm	
PME	25.4	bar	
Riempimento	2.9	-	
Potenza	470	kW	Caso 6
Coppia	691	Nm	
PME	25.5	bar	
Riempimento	3	-	
Potenza	472	kW	Caso 7
Coppia	693	Nm	
PME	25.6	bar	
Riempimento	3.1	-	

Tabella 3.1.1.4 – Performance ottenibile per ciascuna condizione di Multiplier analizzata alla velocità di 6500 rpm.

Così come nei casi precedenti, i punti di lavoro della turbina risultano essere interni alla mappa stessa e, dunque, in Fig. 3.1.1.4 si evince come le caratteristiche della turbina risultano essere adatte allo sfruttamento dell'entalpia dei gas esausti. Per quanto riguarda il compressore, i boost target impostati sono i massimi raggiungibili senza che vi siano anomalie di funzionamento, ne consegue che tutti i punti di lavoro siano interni alla mappa del compressore, adeguata grazie alla variazione dei valori di Multiplier.

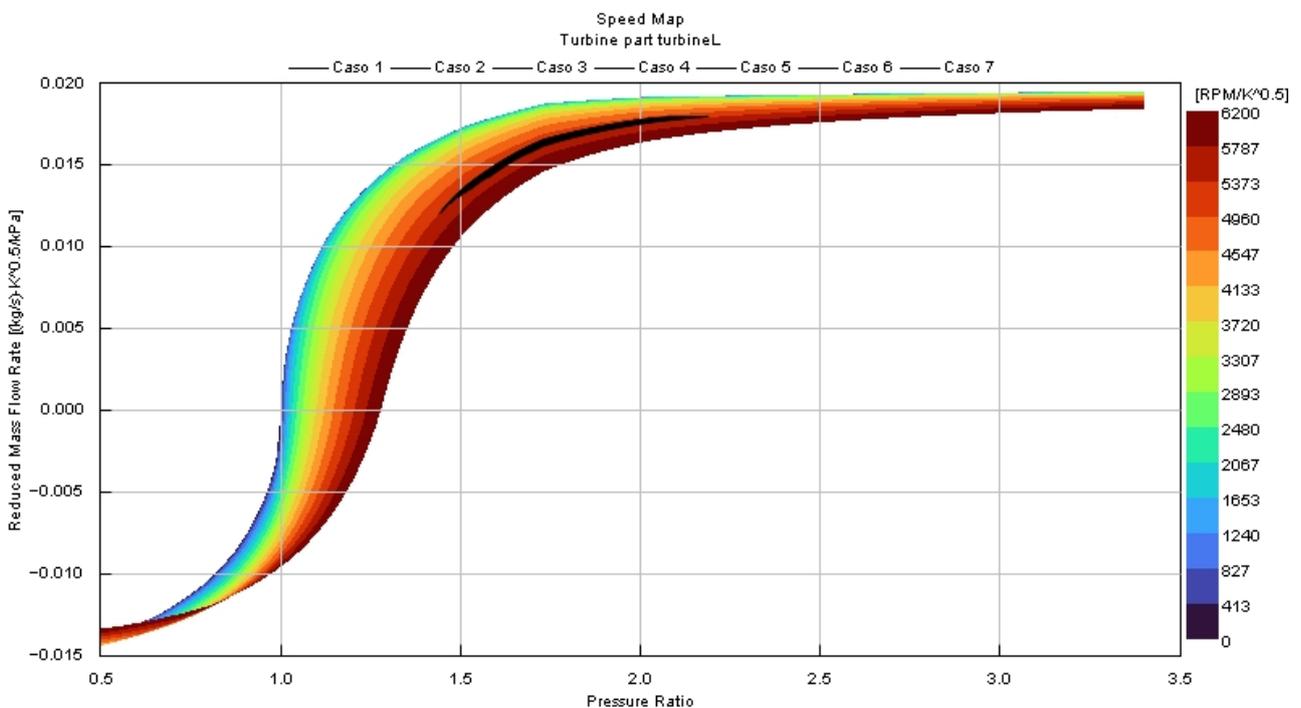


Figura 3.1.1.4 – Punti di lavoro della turbina per ciascun Caso alla velocità di 6500 rpm.

A questo punto, è utile analizzare il peso degli incrementi di performance associati a ciascun caso riportato in Tab. 3.1.1.3 e Tab. 3.1.1.4: dai grafici riportati in Fig. 3.1.1.5, Fig. 3.1.1.6, Fig. 3.1.1.7, Fig. 3.1.1.8 emerge che fino a 1.4 di Mass Multiplier le performance crescono sensibilmente, mentre la crescita risulta molto meno rilevante con Mass Multiplier superiori a 1.4. su tali basi si è scelto di identificare il *Mass Multiplier* di 1.5 e l'*Efficiency Multiplier* di 1.05 come i valori ottimali per l'ampliare l'analisi sull'intera mappa.

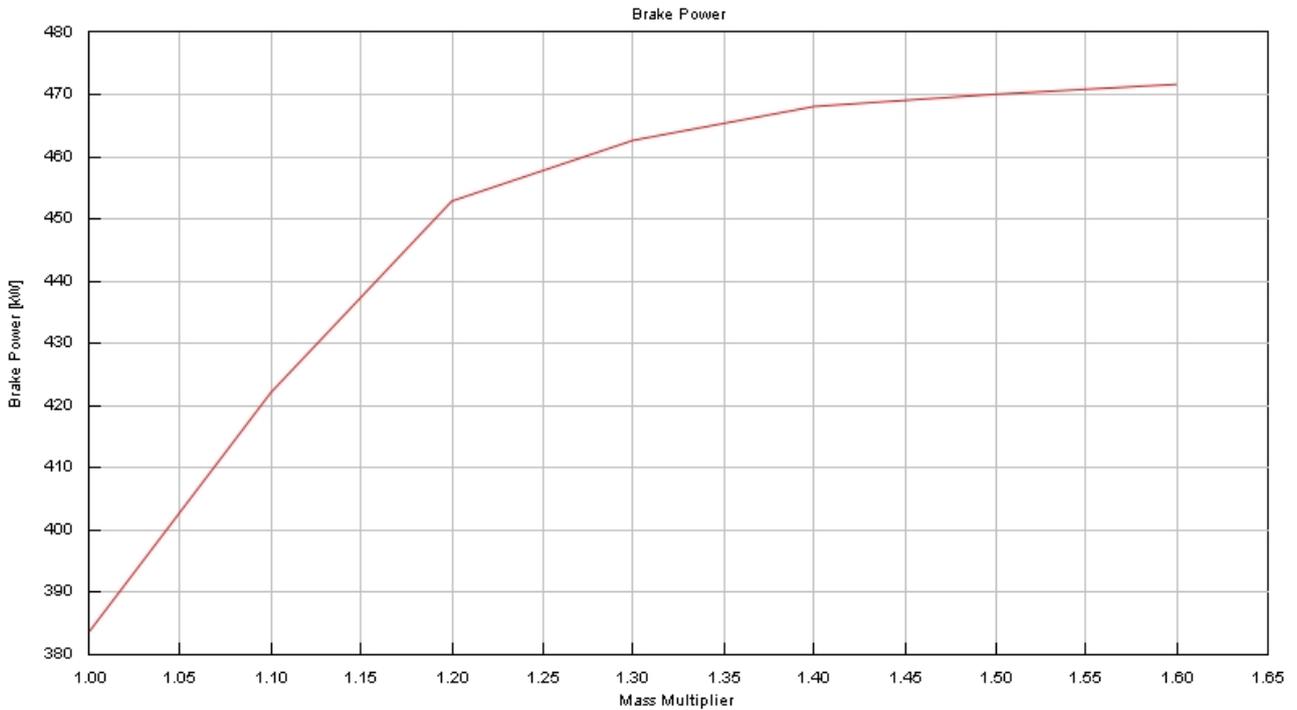


Figura 3.1.1.5 – Valori di Potenza ottenibili per ciascun Caso alla velocità di 6500 rpm.

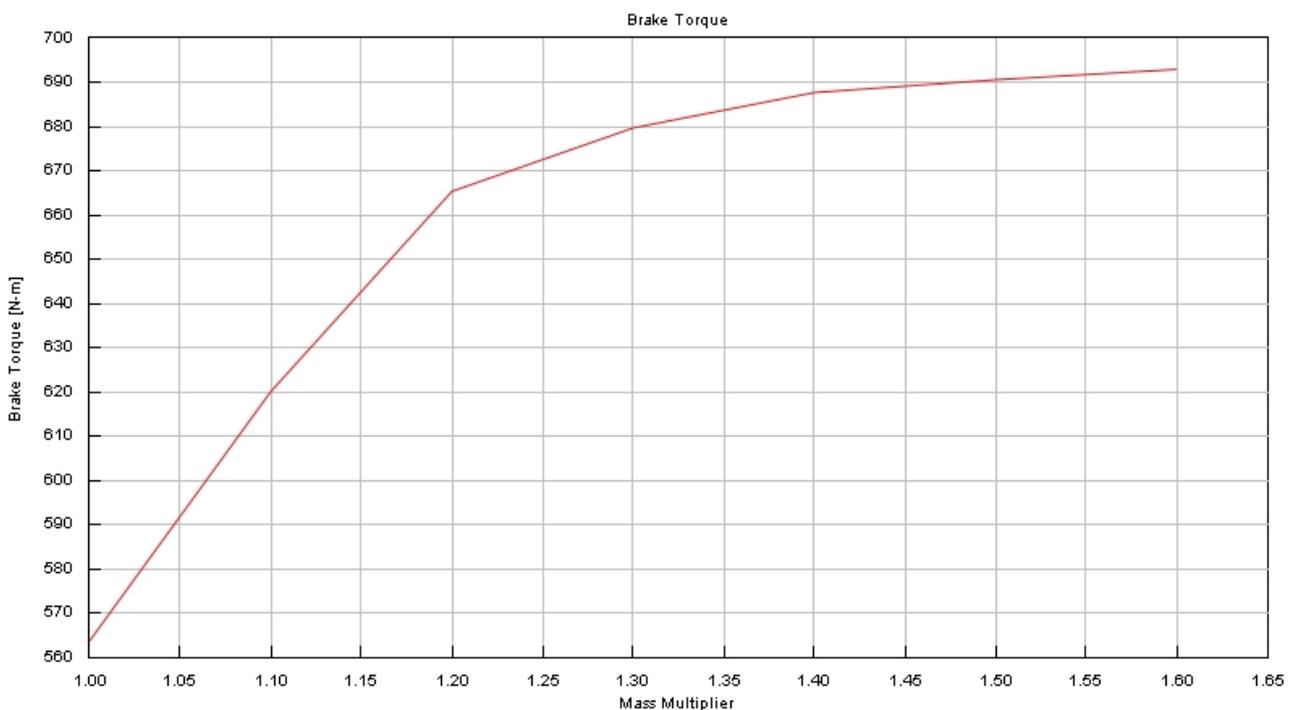


Figura 3.1.1.6 – Valori di Coppia ottenibili per ciascun Caso alla velocità di 6500 rpm.

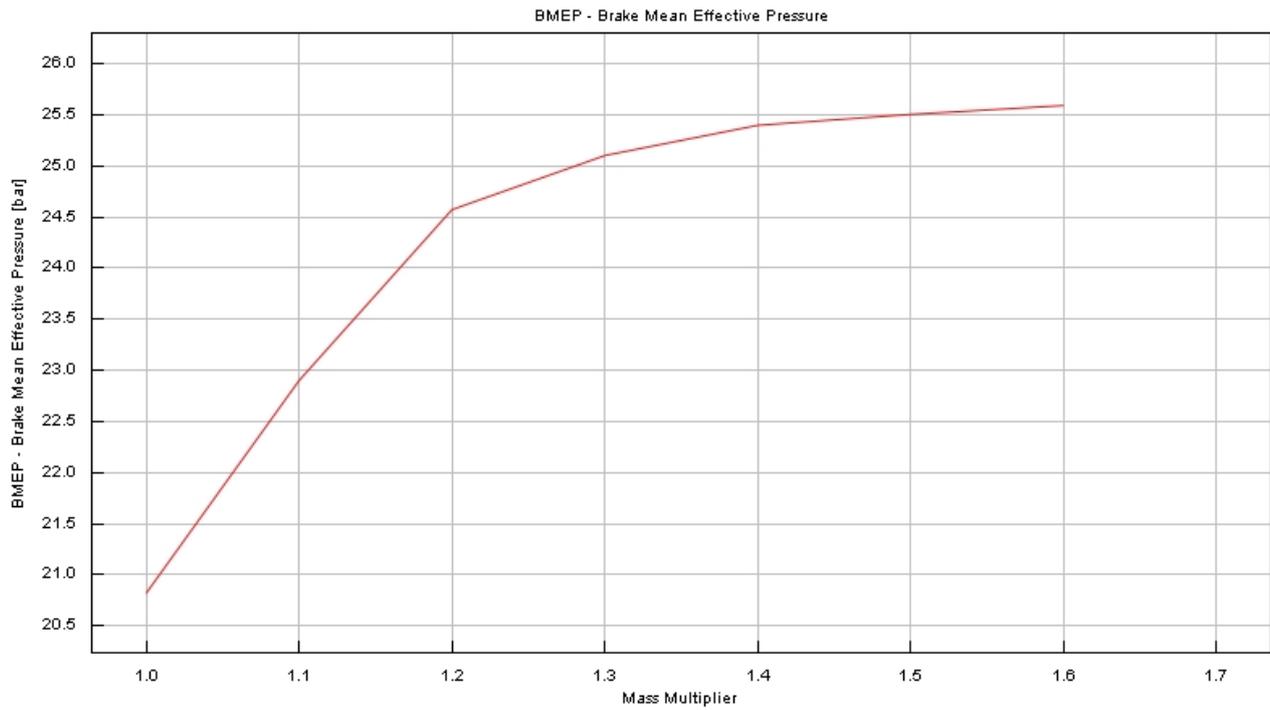


Figura 3.1.1.7 – Valori di PME ottenibili per ciascun Caso alla velocità di 6500 rpm.

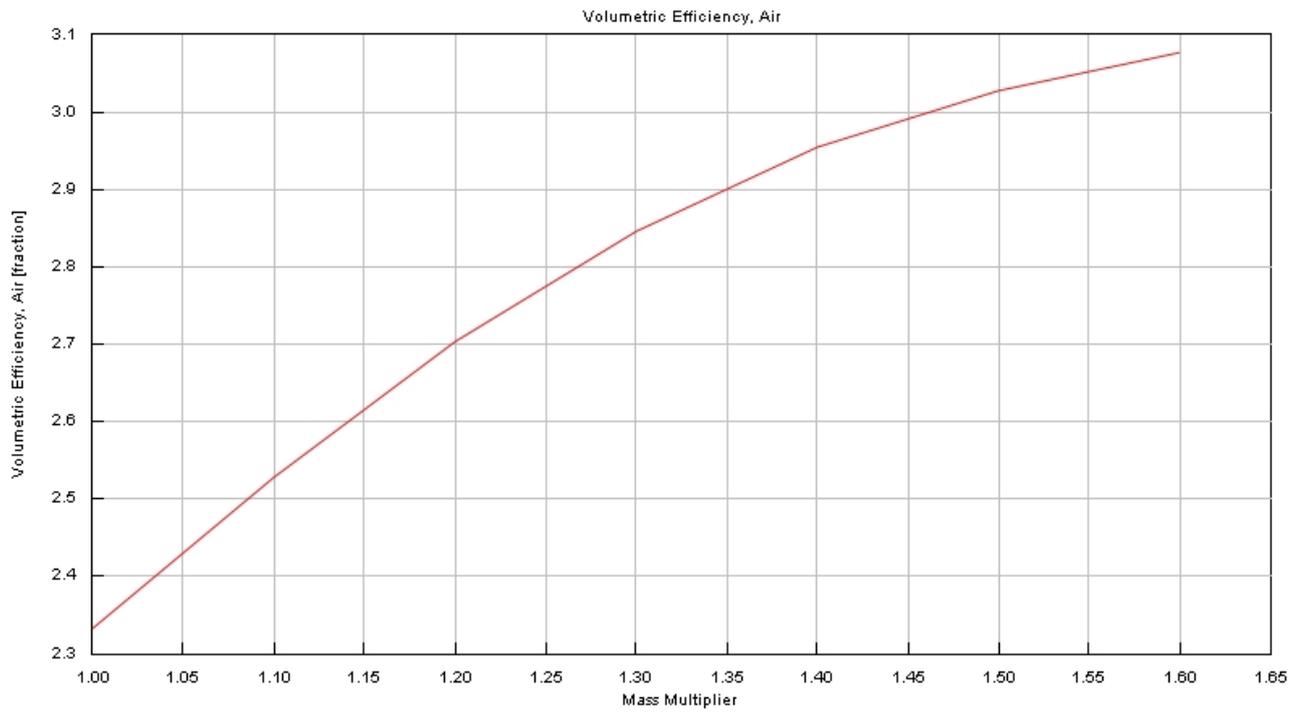


Figura 3.1.1.8 – Valori di riempimento ottenibili per ciascun Caso alla velocità di 6500 rpm.

3.1.2 Compressor Map parametrizzata

In ambiente GT-Suite è anche possibile valutare l'adozione di un compressore con caratteristiche fisiche e fluidodinamiche differenti tramite la definizione di una mappa parametrizzata partendo dal punto centrale della mappa stessa caratterizzato da massima efficienza. In tal caso, gli algoritmi di GT-Suite sono in grado di generare l'intera mappa compressore e definire le specifiche fisiche del compressore.

In particolare, il turbogruppo viene adeguato ridefinendo la mappa del compressore tramite il Template '*CompressorMapPar*'. La mappa viene generata dal programma a partire da un punto di progetto che è rappresentato dal punto di lavoro a massima efficienza dell'intera mappa. Tale punto è stato definito partendo dal *Caso 6* riportato in Tab. 3.1.1.3 e, conseguentemente, le caratteristiche del nuovo compressore risultano essere riportate in Tab. 3.1.2.1.

	Valore	Unità di misura
Wheel Diameter	56	mm
Design Speed	150000	rpm
Design Pressure Ratio	2	-
Design Mass Flow Rate	0.2	kg/s
Design Isentropic Efficiency	0.77	-

Tabella 3.1.2.1 – Caratteristiche del compressore ottenuto tramite mappa parametrica.

Le performance garantite dal nuovo compressore alla velocità di rotazione di 6500 rpm sono riportate in Tab. 3.1.2.2

	Valore	Unità di misura
Potenza	475	kW
Coppia	697	Nm
PME	25.8	bar
Riempimento	3.2	-

Tabella 3.1.2.2 – Performance ottenibile con compressore definito tramite mappa parametrica alla velocità di 6500 rpm.

Tale punto di lavoro, come si evince in Fig. 3.1.2.1 e Fig. 3.1.2.2, risulta essere raggiungibile sia da turbina sia da compressore, e i punti di lavoro sono interni alle rispettive mappe. Dalla mappa del compressore riportata in Fig. 3.1.2.2, si evince come la linea di surge sia caratterizzata da valori di rapporto di compressione piuttosto bassi, e ciò penalizza fortemente i punti di lavoro del compressore caratterizzati da portata in mandata limitata. Ne consegue che tale mappa garantisca performance analoghe a quelle ottenibili tramite il compressore caratterizzato dalla mappa adeguata con Multiplier definiti al Cap. 3.1.1, ma a bassi giri del motore, il grado di sovralimentazione che è in grado di garantire risulta essere decisamente inferiore. Per tale ragione, l'adeguamento del compressore tramite la definizione della mappa parametrica non rappresenta un'opzione sufficientemente promettente dal punto di vista prestazionale.

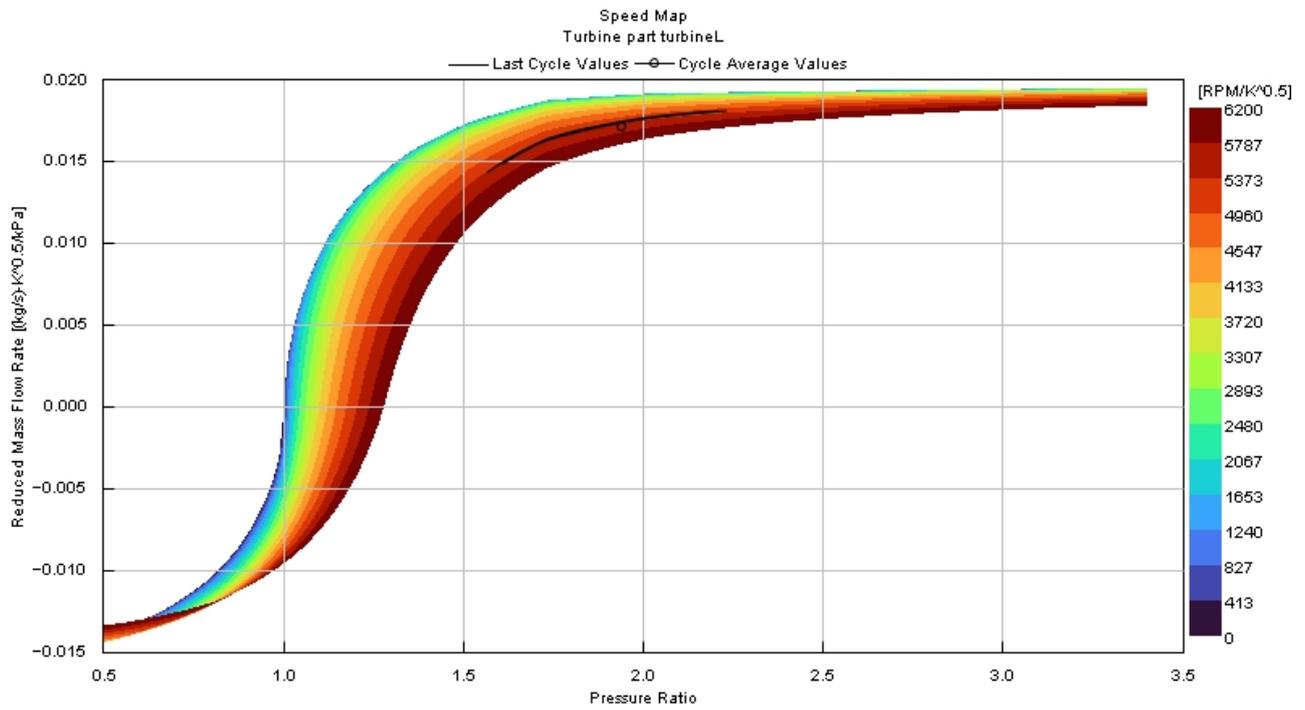


Figura 3.1.2.1 – Punto di lavoro della turbina con compressore definito tramite mappa parametrica alla velocità di 6500 rpm.

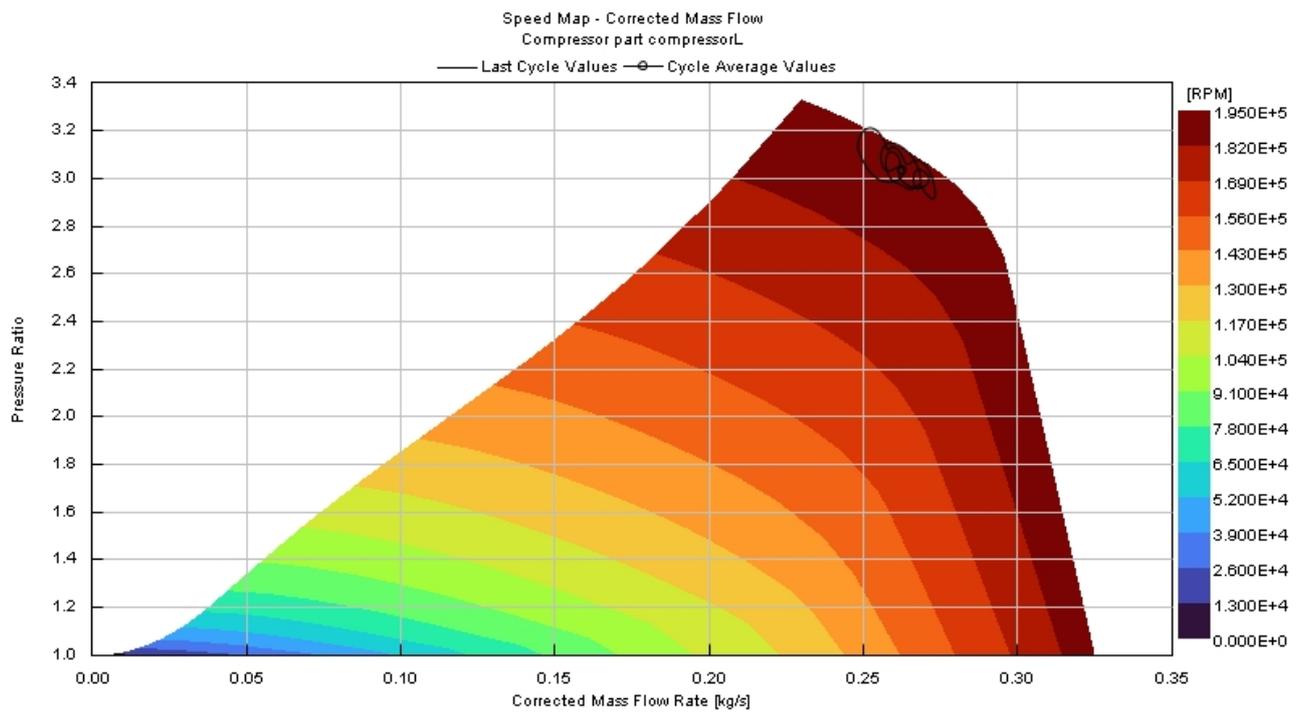


Figura 3.1.2.2 – Punto di lavoro del compressore definito tramite mappa parametrica alla velocità di 6500 rpm.

3.1.3 Turbine Multiplier

Nonostante le analisi effettuate al Cap. 3.1 suggeriscano che il comportamento della turbina sia ottimizzato allo sfruttamento dell'entalpia dei gas combusti sull'intera mappa motore, al fine di valutare tutte le possibili strategie di miglioramento delle performance, nel suddetto capitolo si valuta l'ingrandimento della mappa della turbina agendo sui Multiplier.

In particolare, mantenendo la calibrazione descritta al Cap. 2, alle velocità di rotazione di 3000 rpm, 5000 rpm, 6500 rpm, 8000 rpm e 9000 rpm, è stato valutato l'impatto dei valori di Multiplier riportati in Tab. 3.1.3.1.

	Speed Multiplier	Pressure Ratio Multiplier	Mass Flow Multiplier	Efficiency Multiplier
Caso 1	1	1	1	1
Caso 2	1.1	1.2	1.2	1.05
Caso 3	1.2	1.4	1.4	1.1

Tabella 3.1.2.2 – Valori di *Turbine Multiplier* testati.

In Fig. 3.1.3.1 è evidente come l'impatto dell'ampliamento della mappa della turbina sia fortemente trascurabile. Infatti, la coppia cresce di poche unità e, ciò indica, ancora una volta, come il comportamento della turbina continui ad essere ottimizzato sull'intera mappa motore. Ne consegue, che la sostituzione della turbina non risulta essere conveniente.

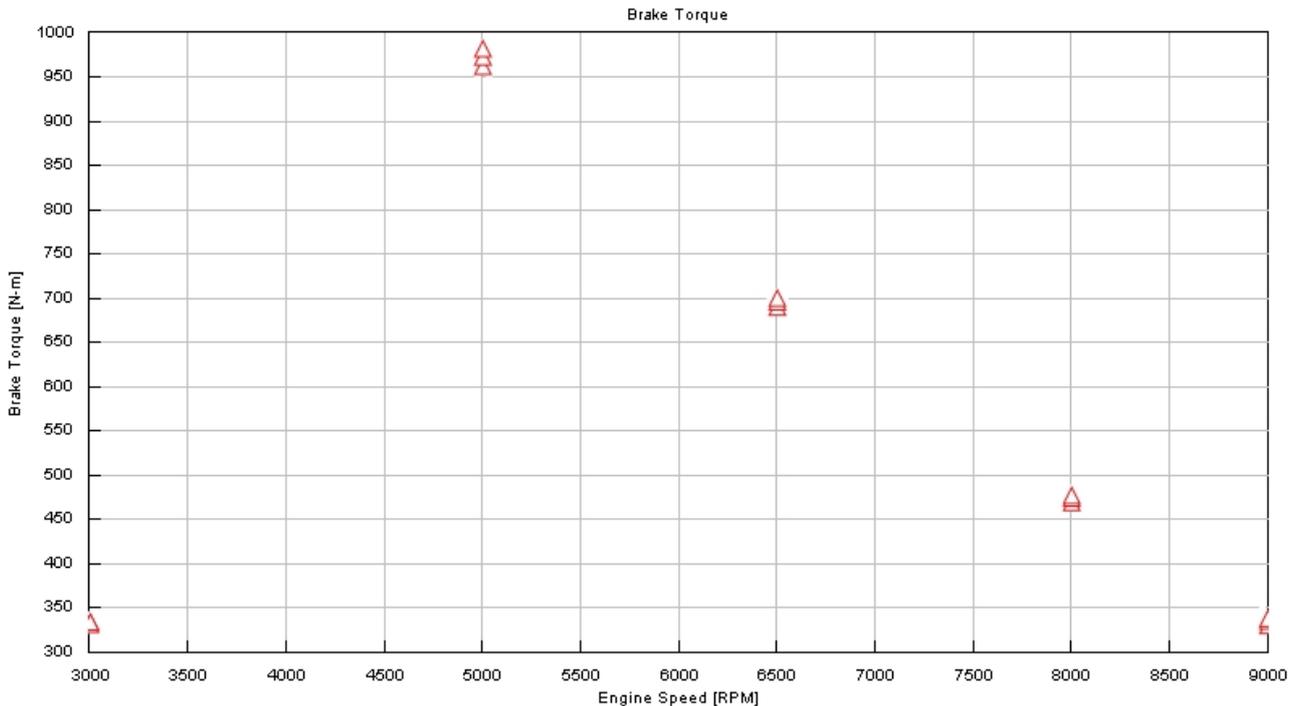


Figura 3.1.3.1 – Incremento delle Performance relativi ai valori di *Turbine Multiplier* testati.

3.1.4 Ottimizzazione del turbogruppo in ambiente GT-Suite

Dalle analisi condotte finora al Cap. 3.1.1, le performance migliori sono quelle ottenibili modificando unicamente il compressore tramite i *Compressor Multiplier*. Dunque, è necessario valutare, sull'intera mappa motore, l'adozione di un valore di *Mass Multiplier* fisso a 1.5, di un valore di *Efficiency Multiplier* fisso a 1.05, ed i massimi Boost target che il turbogruppo è in grado di raggiungere, senza che insorgano problemi di similitudine fluidodinamica tra turbina e compressore, e che i controllori siano in grado di arrivare a convergenza. In particolare, i massimi Boost target risultano essere riportati in Tab. 3.1.4.1.

	Velocità motore [rpm]	Initial Speed Turbo [rpm]	Boost target [bar]
Caso 1	1000	50000	1
Caso 2	2000	80000	1.05
Caso 3	3000	100000	1.2
Caso 4	3500	110000	1.6
Caso 5	4000	150000	2.2
Caso 6	5000	180000	2.8
Caso 7	6000	195000	2.85
Caso 8	6500	195000	2.85
Caso 9	7000	195000	2.85
Caso 10	8000	195000	2.85
Caso 11	9000	195000	2.8
Caso 12	10000	195000	2.65

Tabella 3.1.4.1 – Massimi Boost target raggiungibili sull'intera mappa motore.

In tali condizioni i punti di lavoro sulla mappa della turbina, visibili in Fig. 3.1.4.1, e quelli del compressore, visibili in Fig. 3.1.4.2, sono interni alle rispettive mappe e, di conseguenza, la similitudine fluidodinamica tra turbina e compressore risulta essere ottimizzata sull'intera mappa.

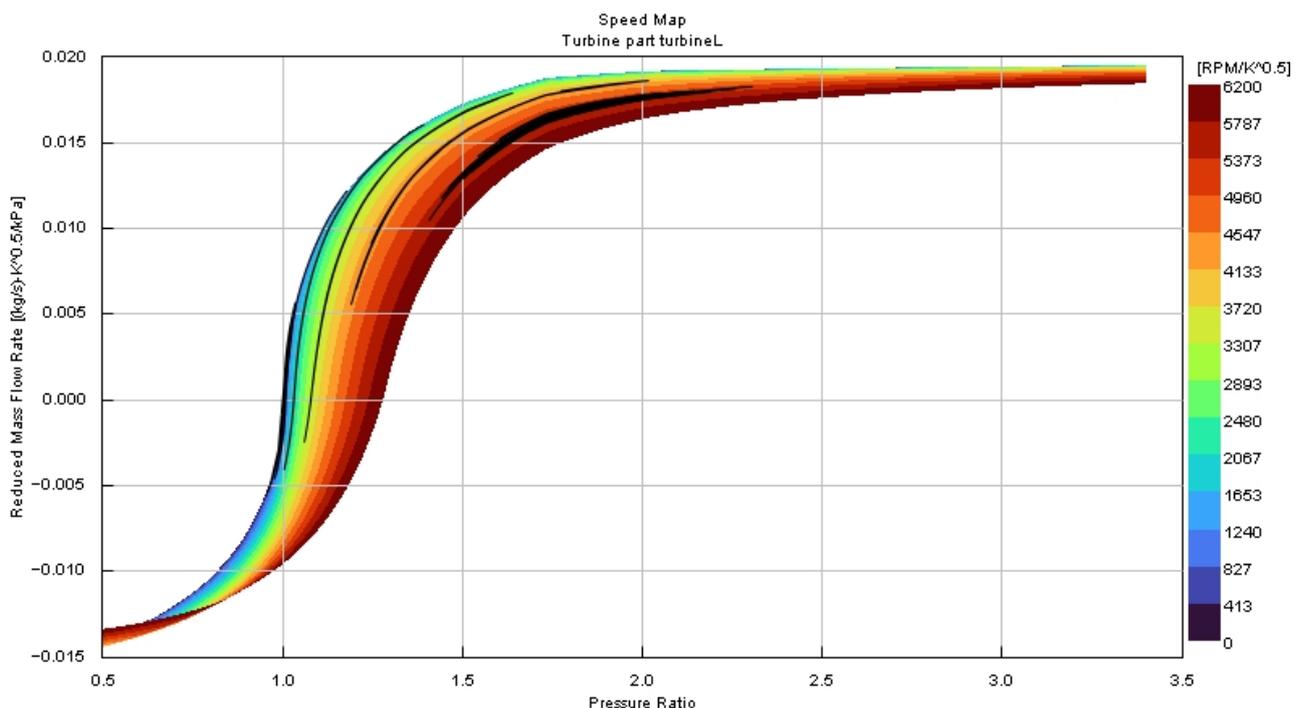


Figura 3.1.4.1 – Punti di lavoro della turbina base sull'intera mappa motore.

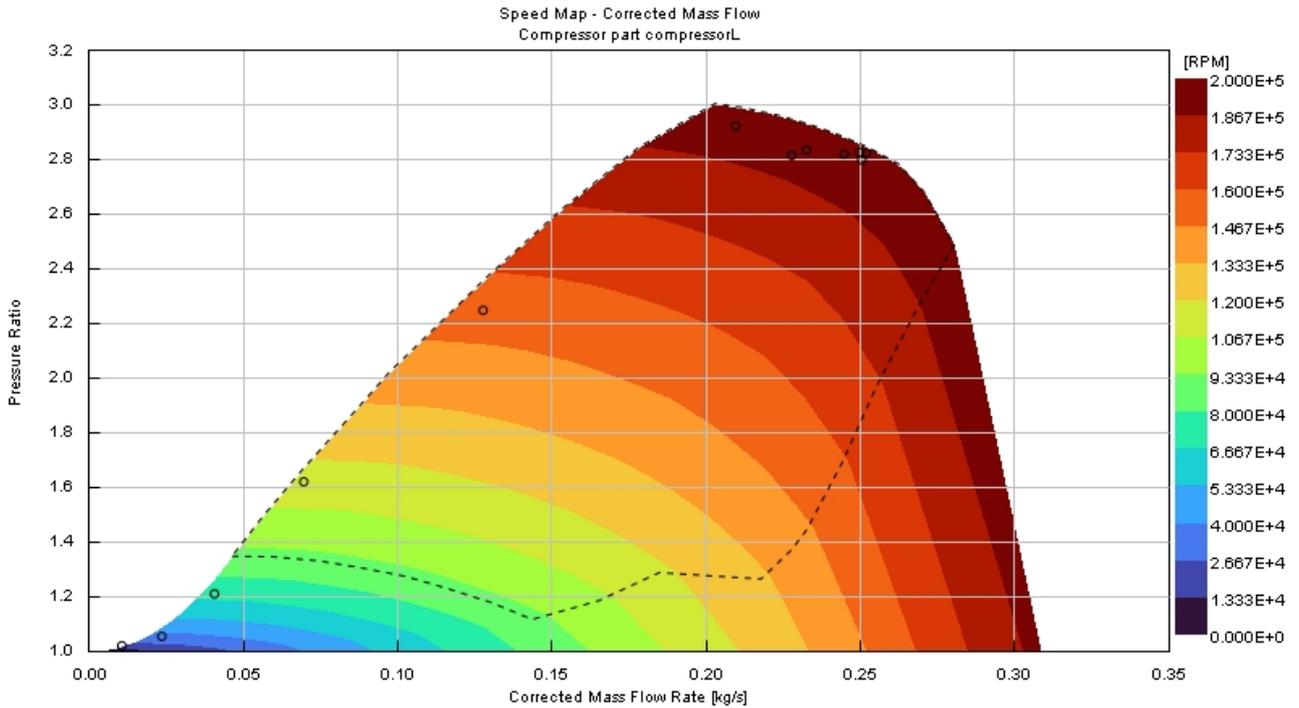


Figura 3.1.4.2 – Punti di lavoro del compressore adeguato con *Compressor Multiplier* sull'intera mappa motore.

Il turbogruppo definito ed analizzato garantisce curve di potenza (Fig. 3.1.4.3), di coppia (Fig. 3.1.4.4), di PME (Fig. 3.1.4.5) e di riempimento (Fig. 3.1.4.6), caratterizzate da una crescita molto rapida fino al massimo in corrispondenza dei 5000 rpm. Al di sopra dei 5000 rpm, i boost target tendono a valori stazionari, l'aria aspirata diminuisce poiché l'aspirazione tende al proprio limite fluidodinamico intrinseco e, inoltre, l'aumento della pressione di marcia a vuoto, ovvero la resistenza meccanica che gli organi mobili, tende ad aumentare sensibilmente all'aumentare della velocità di rotazione. Come conseguenza, si ha la riduzione quasi lineare delle performance.

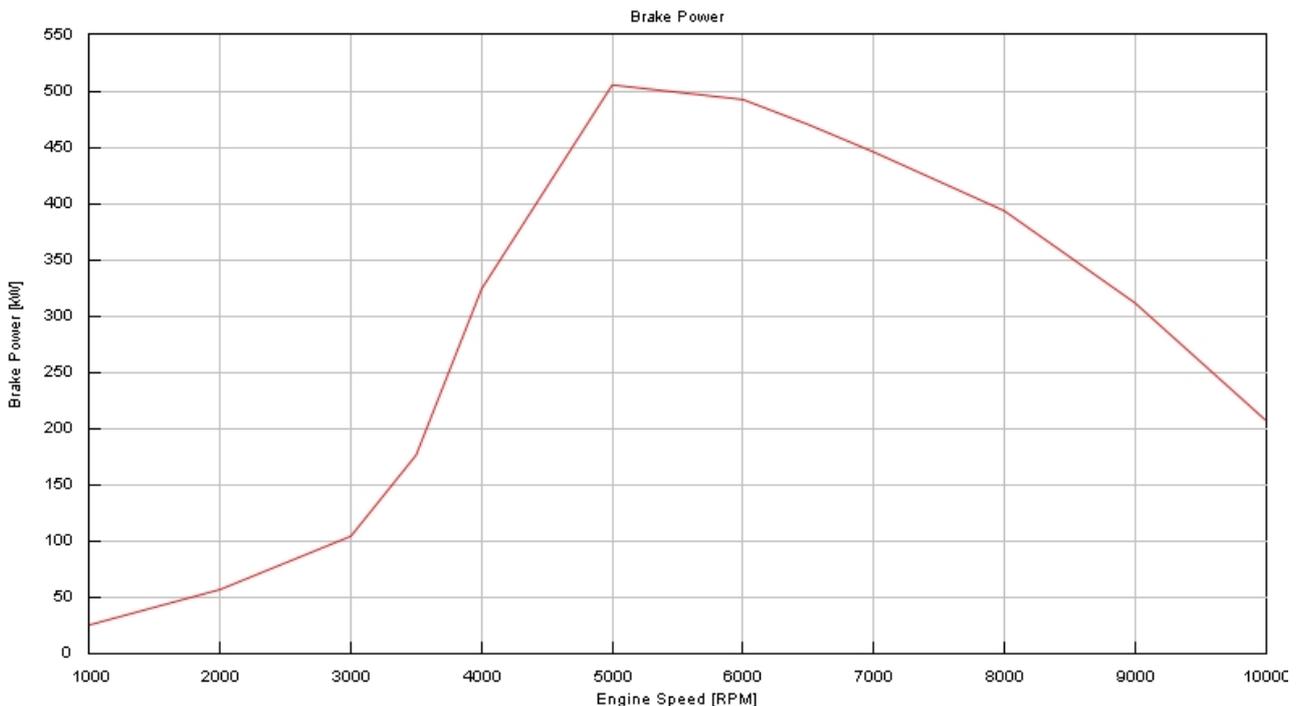


Figura 3.1.4.3 – Curva di Potenza con compressore adeguato tramite *Compressor Multiplier*.

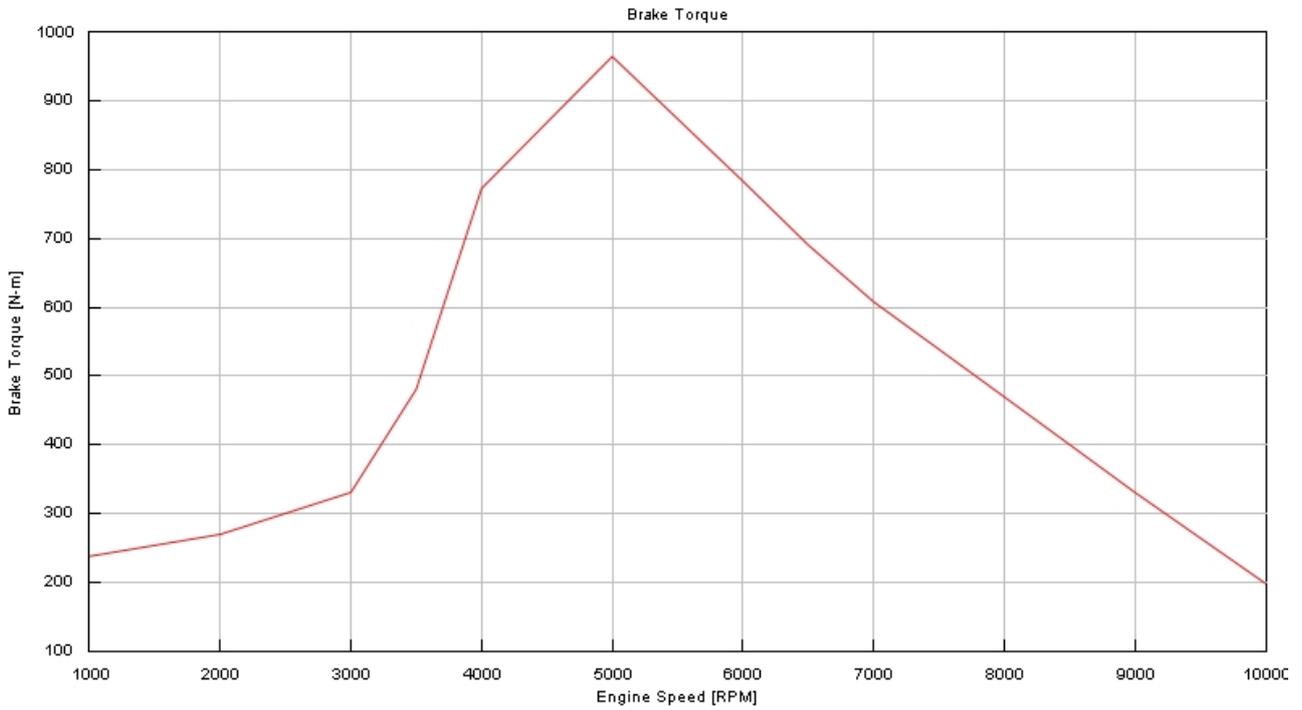


Figura 3.1.4.4 – Curva di Coppia con compressore adeguato tramite *Compressor Multiplier*.

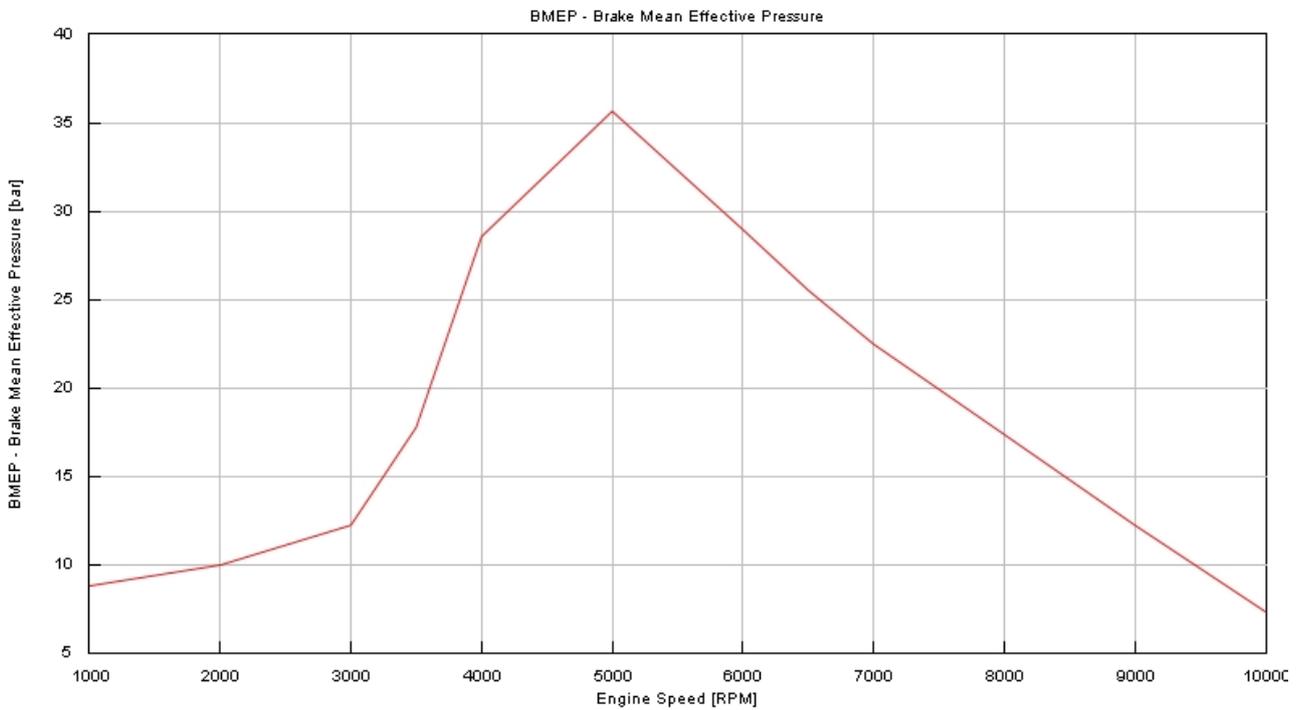


Figura 3.1.4.5 – Curva di PME con compressore adeguato tramite *Compressor Multiplier*.

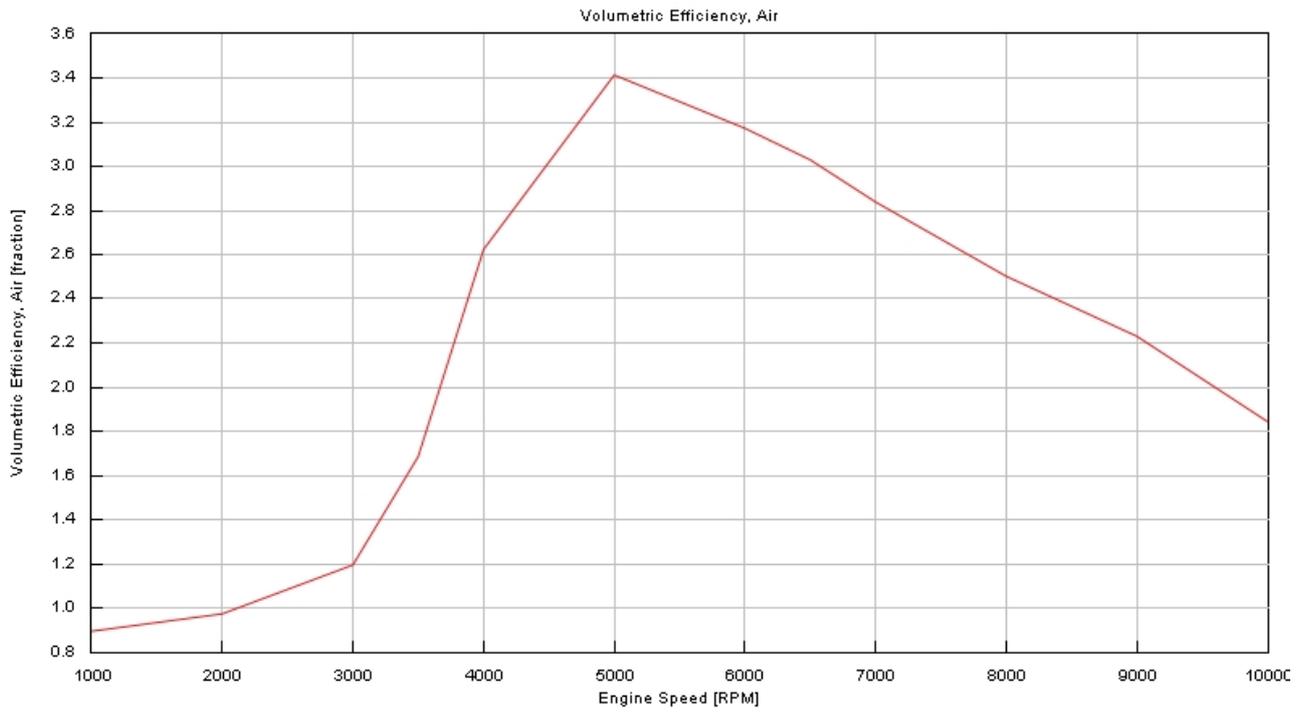


Figura 3.1.4.6 – Curva di Riempimento con compressore adeguato tramite *Compressor Multiplier*.

3.2 Sostituzione del compressore

Dal momento che il comportamento della turbina è ottimizzato sull'intera mappa motore, risulta essere opportuna la sola sostituzione del compressore. A tal proposito, il costruttore Garrett mette a disposizione, sul proprio sito ufficiale, un semplice algoritmo in grado di suggerire quale modello di compressore prodotto ha le caratteristiche opportune per essere impiegato in determinati target prestazionali. Si sottolinea come Garrett produca l'interno turbogruppo formato da turbina e compressore, ma in tale studio si prendano in analisi le sole specifiche dello stadio di compressione, poiché si è sceso di mantenere la turbina invariata. In tale in analisi i modelli suggeriti sono stati GBC22-350 44mm e G25-660 54mm. Inoltre, Garrett fornisce le specifiche tecniche, dimensionali e fluidodinamiche di ciascun motore, in particolare, fornisce una fotografia della mappa del compressore. Disponendo della mappa del compressore dei modelli selezionati, tramite il Software online *automeris.io* è stato possibile selezionare i punti rilevanti dalla mappa in formato .JPEG, convertirli in formato .CSV e caricarli sull'opportuno file .GTM. A questo punto, il modello è in grado di simulare il comportamento del motore equipaggiato da un compressore con caratteristiche differenti, sull'intera mappa motore.

3.2.1 Compressore GARRETT GBC22-350

Il primo compressore testato è stato il modello GBC22-350 44mm, caratterizzato dalle caratteristiche dimensionali ripostate in Fig. 3.2.1.1 e dalla mappa riportata in Fig. 3.2.1.2.

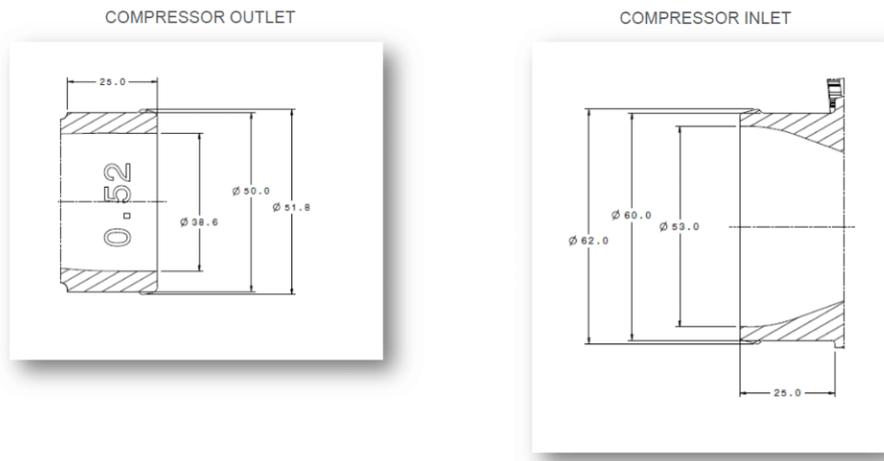


Figura 3.2.1.1 – Specifiche dimensionali del compressore del modello GBC22-350 44mm.

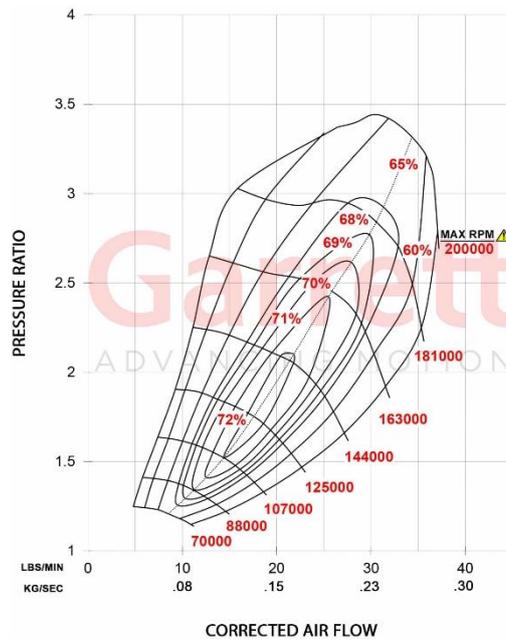


Figura 3.2.1.2 – Mappa del compressore del modello GBC22-350 44mm.

Al fine di ovviare a problemi fluidodinamici all'interno dei condotti dell'aria, sono state adeguate le tubature in ingresso ed in uscita del compressore. In particolare, è stato impostato un diametro interno di 53 mm tra il filtro dell'aria e l'ingresso del compressore; mentre un diametro di 38.6 mm tra l'uscita del compressore ed il collettore di aspirazione in cui si congiungono le tubature provenienti dei due compressori, uno per bancata. Contrariamente, come già descritto, la turbina è rimasta inalterata. La definizione della calibrazione del turbogruppo, in particolare l'assegnazione della velocità iniziale del turbogruppo e del Boost target massimo alle velocità di rotazione del motore sono riportate in Tab. 3.2.1.1.

	Velocità motore [rpm]	Initial Speed Turbo [rpm]	Boost target [bar]
Caso 1	1000	50000	1
Caso 2	2000	80000	1.3
Caso 3	3000	100000	2.2
Caso 4	3500	110000	2.7
Caso 5	4000	150000	2.9
Caso 6	5000	180000	2.95
Caso 7	6000	195000	2.95
Caso 8	6500	195000	2.95
Caso 9	7000	195000	2.95
Caso 10	8000	195000	2.95
Caso 11	9000	195000	2.95
Caso 12	10000	195000	2.9

Tabella 3.2.1.2 – Specifiche di calibrazione del compressore GBC22-350 44mm.

In tali condizioni i punti di lavoro sulla mappa della turbina, visibili in Fig. 3.2.1.1, e quelli del compressore, visibili in Fig. 3.2.1.2, sono interni alle rispettive mappe e, di conseguenza, la similitudine fluidodinamica tra turbina e compressore risulta essere ottimizzata sull'intera mappa.

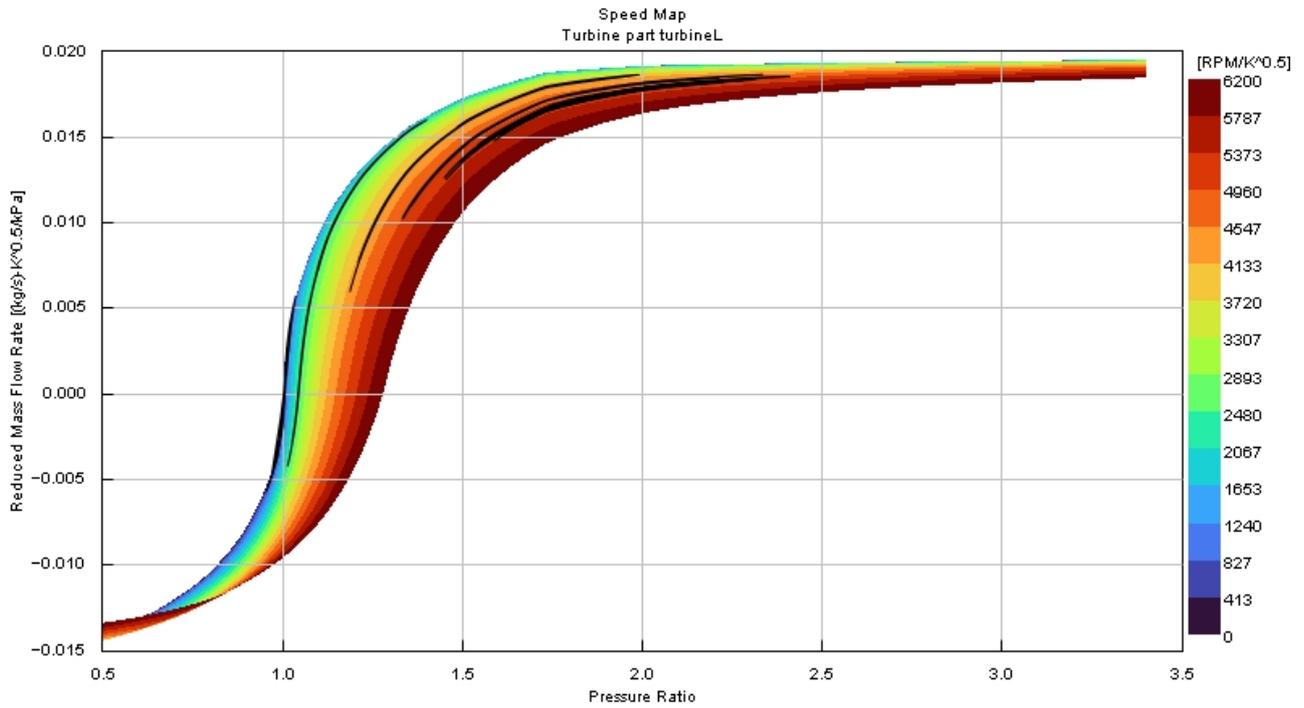


Figura 3.2.1.1 – Punti di lavoro della turbina base sull'intera mappa motore.

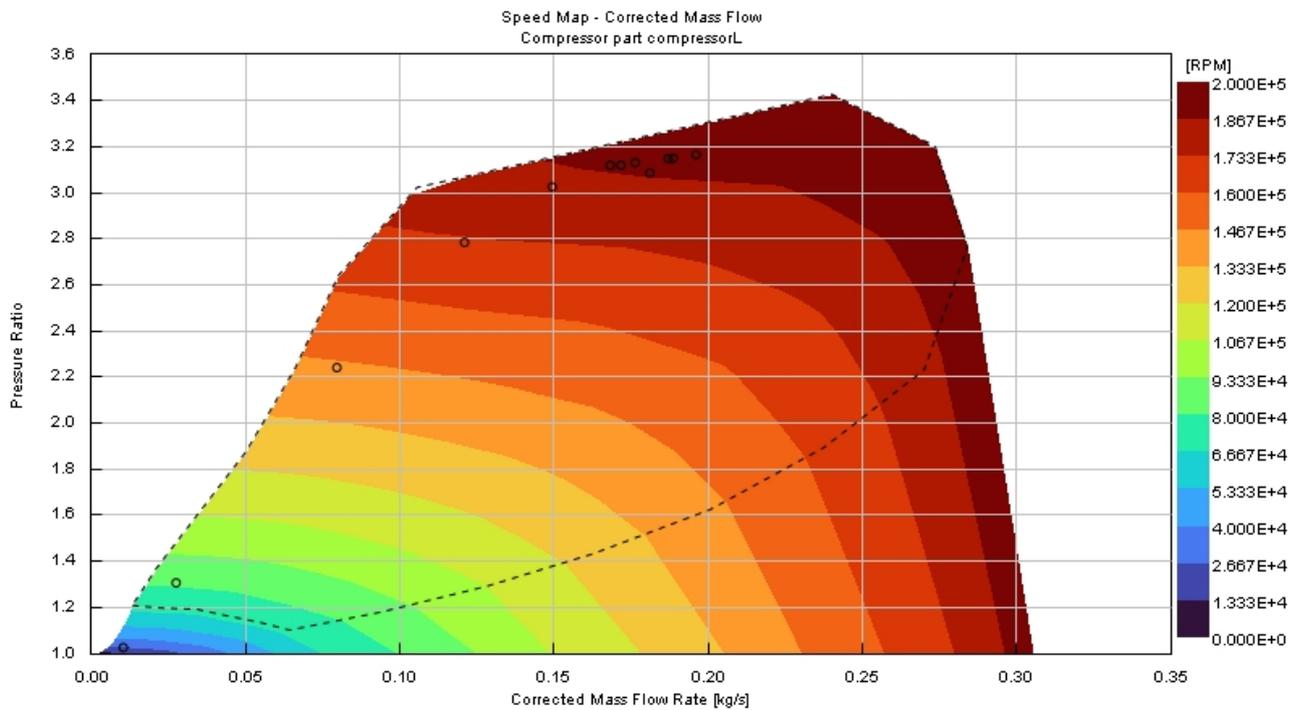


Figura 3.2.1.2 – Punti di lavoro del compressore GBC22-350 44mm sull'intera mappa motore.

Il compressore GBC22-350 44mm garantisce una curva di potenza (Fig. 3.2.1.3) caratterizzata da valori più stabili nella zona centrale della mappa, ma in Fig. 3.2.1.4, Fig. 3.2.1.5 e Fig. 3.2.1.6 emerge che coppia, PME e riempimento hanno andamento crescente fino ai 4000 rpm, per poi decrescere linearmente. Come avviene al caso analizzato al Cap. 3.1.4, le performance hanno andamenti crescenti fino a che il Boost target si stabilizza, e quel punto l'aria aspirata diminuisce, pressione di marcia a vuoto inizia a crescere esponenzialmente e, dunque, le performance decrescono rapidamente all'aumentare della velocità di rotazione del motore.

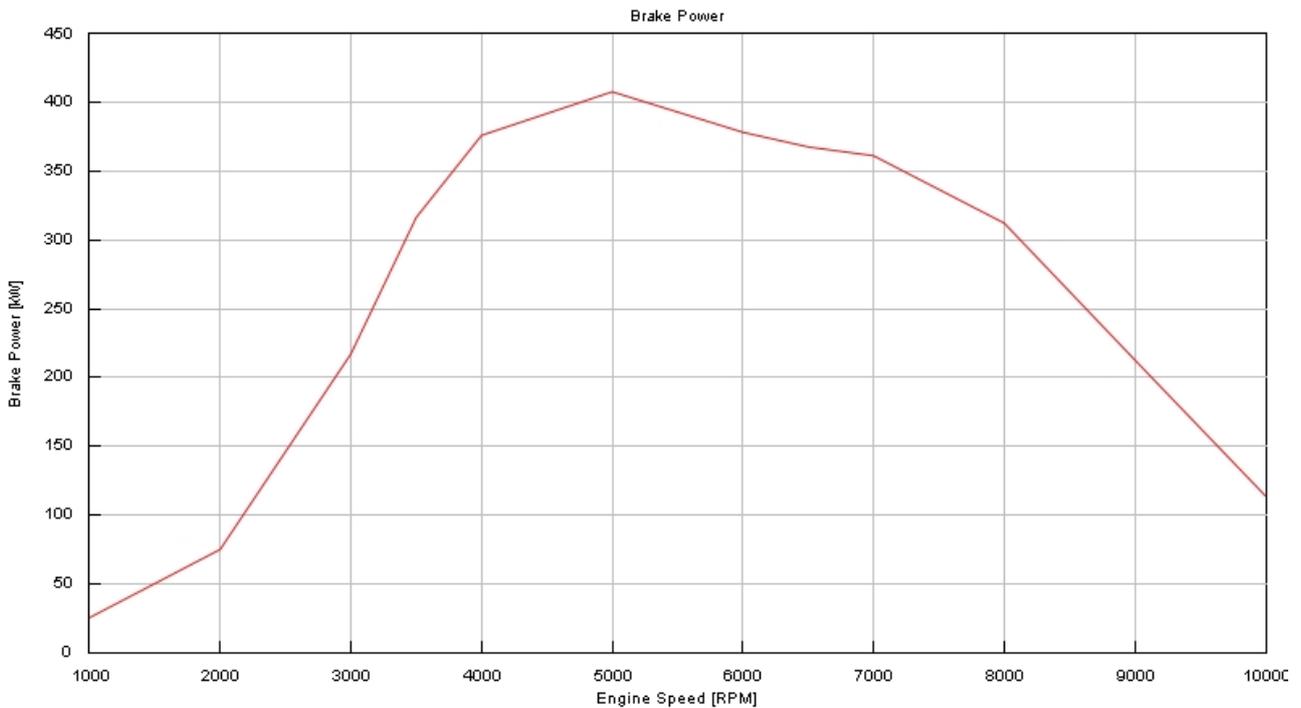


Figura 3.2.1.3 – Curva di potenza con compressore GBC22-350 44mm.

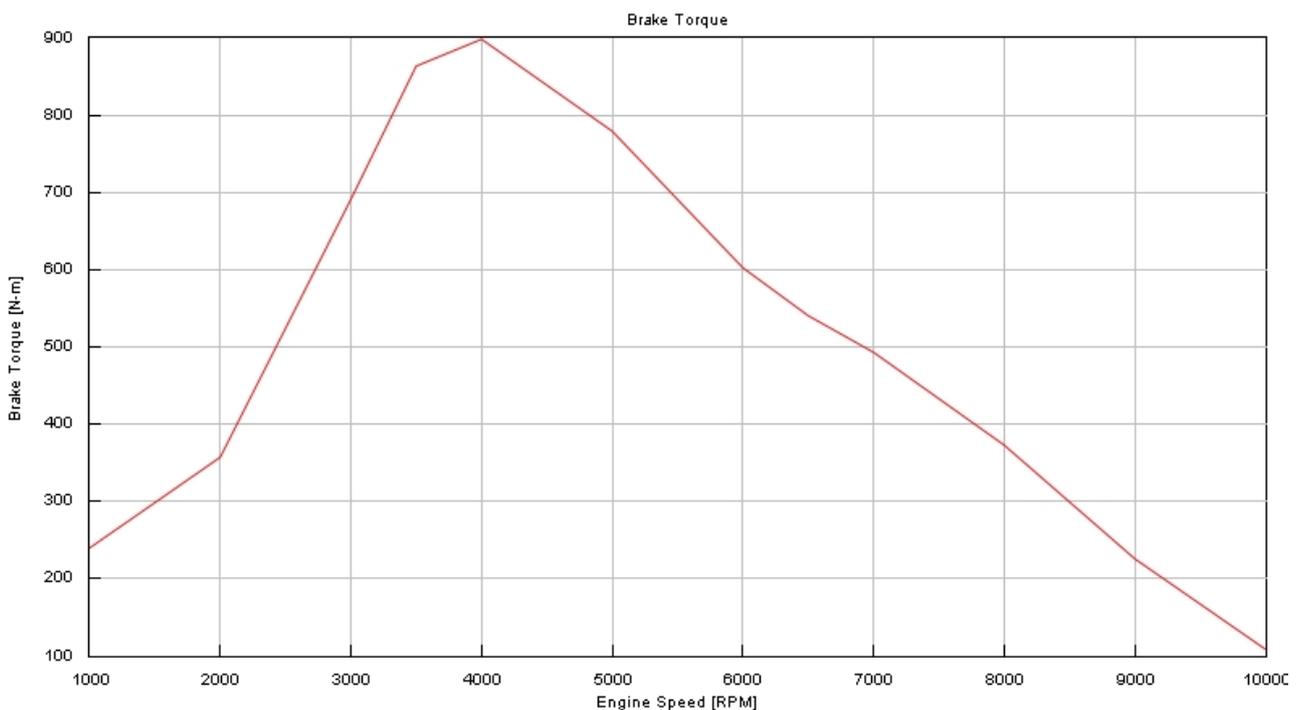


Figura 3.2.1.4 – Curva di coppia con compressore GBC22-350 44mm.

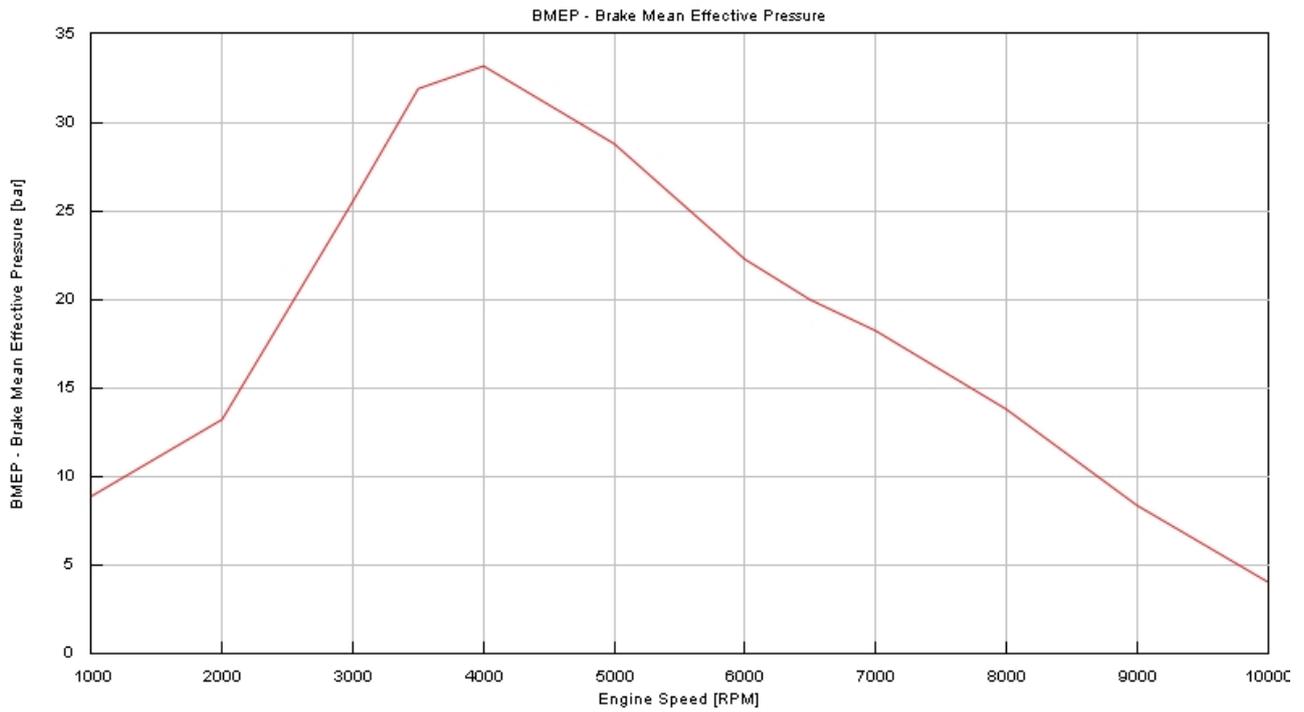


Figura 3.2.1.5 – Curva di PME con compressore GBC22-350 44mm.

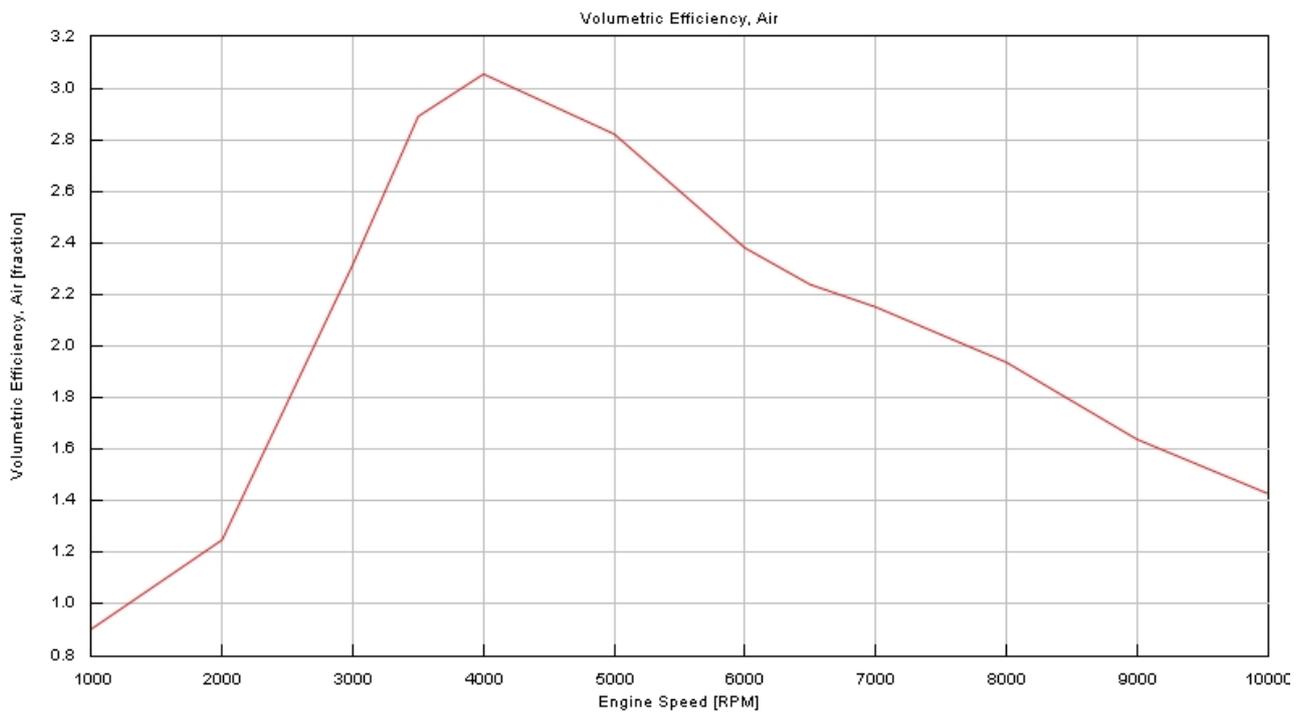


Figura 3.2.1.6 – Curva di riempimento con compressore GBC22-350 44mm.

3.2.2 Compressore GARRETT G25-660

Il secondo turbogruppo adatto alle condizioni di lavoro di tale studio è il modello G25-660 54mm, caratterizzato dalle caratteristiche dimensionali ripostate in Fig. 3.2.2.1 e dalla mappa riportata in Fig. 3.2.2.2.

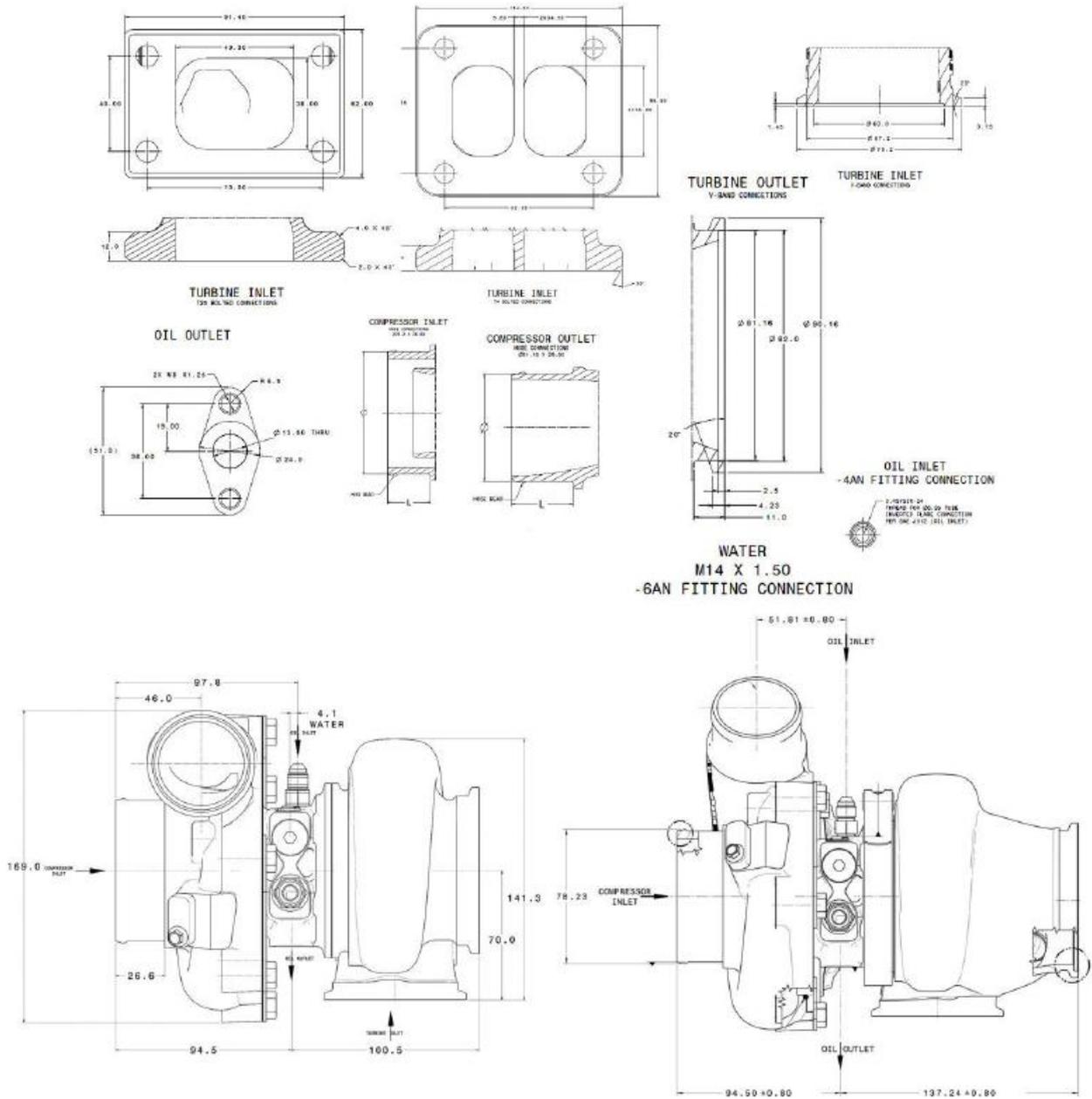


Figura 3.2.2.1 – Specifiche dimensionali del modello G25-660 54mm.

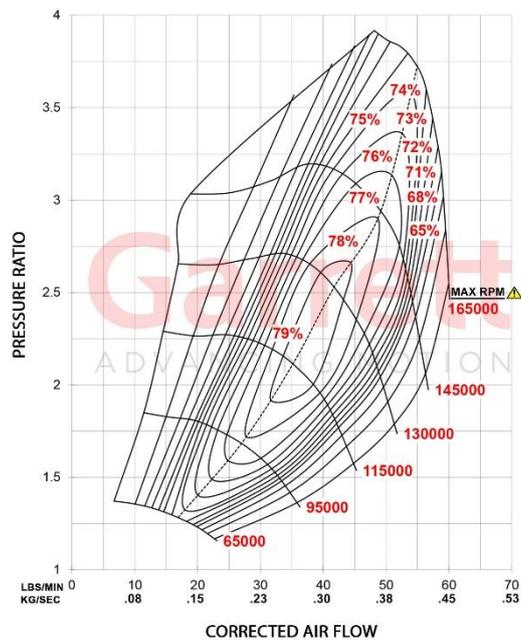


Figura 3.2.2.2 – Mappa del compressore del modello G25-660 54mm.

Al fine di ovviare a problemi fluidodinamici all'interno dei condotti dell'aria, sono state adeguate le tubature in ingresso ed in uscita del compressore. In particolare, è stato impostato un diametro interno di 67 mm tra il filtro dell'aria e l'ingresso del compressore; mentre un diametro di 54 mm tra l'uscita del compressore ed il collettore di aspirazione in cui si congiungono le tubature provenienti dei due compressori, uno per bancata. Contrariamente, come già descritto, la turbina è rimasta inalterata. La definizione della calibrazione del turbogruppo, in particolare l'assegnazione della velocità iniziale del turbogruppo e del Boost target massimo alle velocità di rotazione del motore sono riportate in Tab. 3.2.2.1.

	Velocità motore [rpm]	Initial Speed Turbo [rpm]	Boost target [bar]
Caso 1	1000	30000	1
Caso 2	2000	50000	1.05
Caso 3	3000	70000	1.2
Caso 4	3500	70000	1.3
Caso 5	4000	120000	2.2
Caso 6	4500	140000	3
Caso 7	5000	155000	3.3
Caso 8	6000	155000	3.4
Caso 9	6500	155000	3.4
Caso 10	7000	155000	3.5
Caso 11	8000	155000	3.5
Caso 12	9000	155000	3.6
Caso 13	10000	155000	3.6

Tabella 3.2.2.2 – Specifiche di calibrazione del compressore G25-660 54mm.

In tali condizioni i punti di lavoro sulla mappa della turbina, visibili in Fig. 3.2.2.1, e quelli del compressore, visibili in Fig. 3.2.2.2, sono interni alle rispettive mappe e, di conseguenza, la similitudine fluidodinamica tra turbina e compressore risulta essere ottimizzata sull'intera mappa.

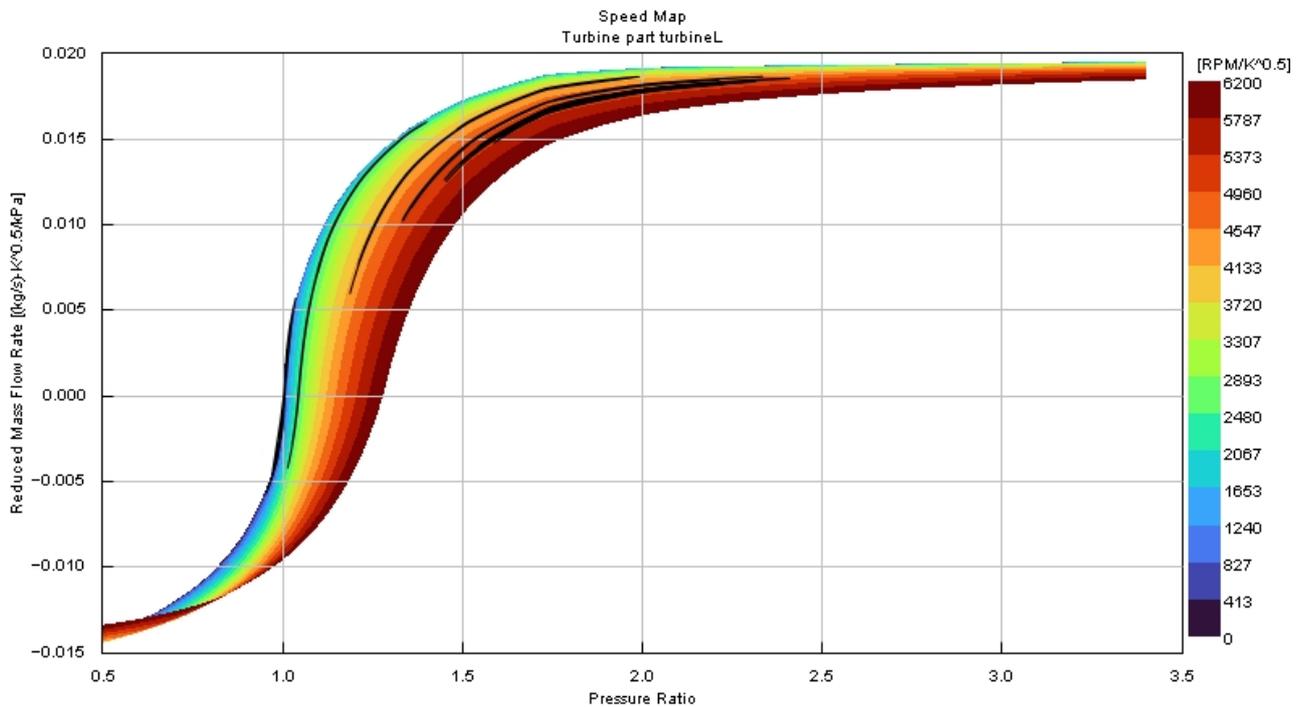


Figura 3.2.2.1 – Punti di lavoro della turbina base sull'intera mappa motore.

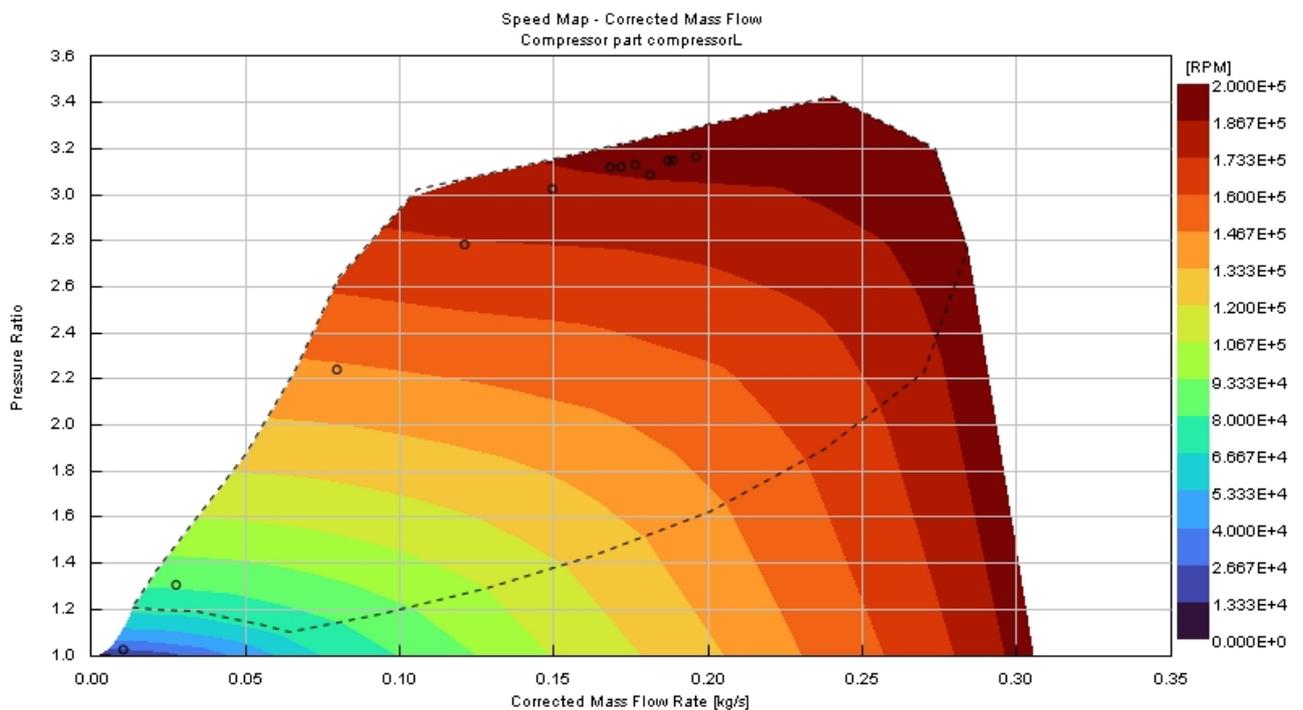


Figura 3.2.2.2 – Punti di lavoro del compressore G25-660 54mm.sull'intera mappa motore.

Il compressore GBC22-350 44mm garantisce curve di potenza (Fig. 3.2.2.3), di coppia (Fig. 3.2.2.4), di PME (Fig. 3.2.2.5) e di riempimento (Fig. 3.2.2.6), caratterizzate da valori più alti e da decrescite meno ripide agli alti giri, ma sono caratterizzate da valori inferiori a bassi giri, dove la rapida crescita inizia solo a 3500 rpm.

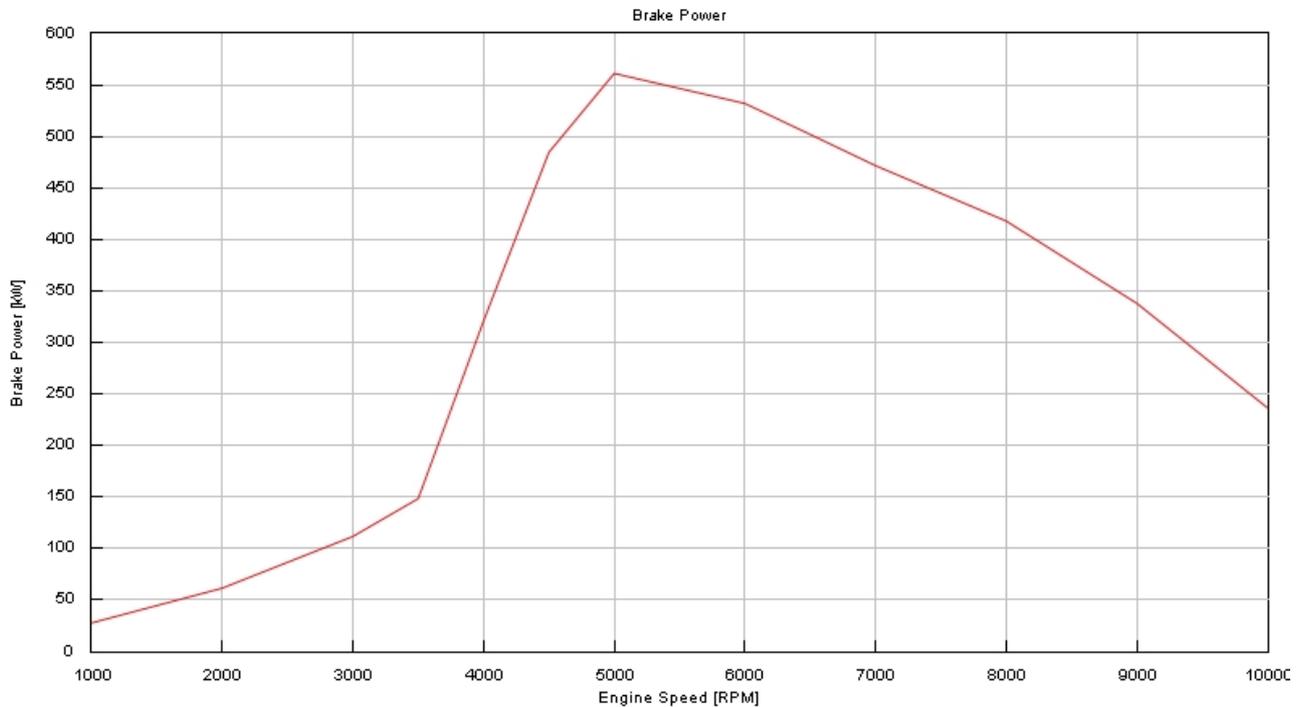


Figura 3.2.2.3 – Curva di potenza con compressore G25-660 54mm.

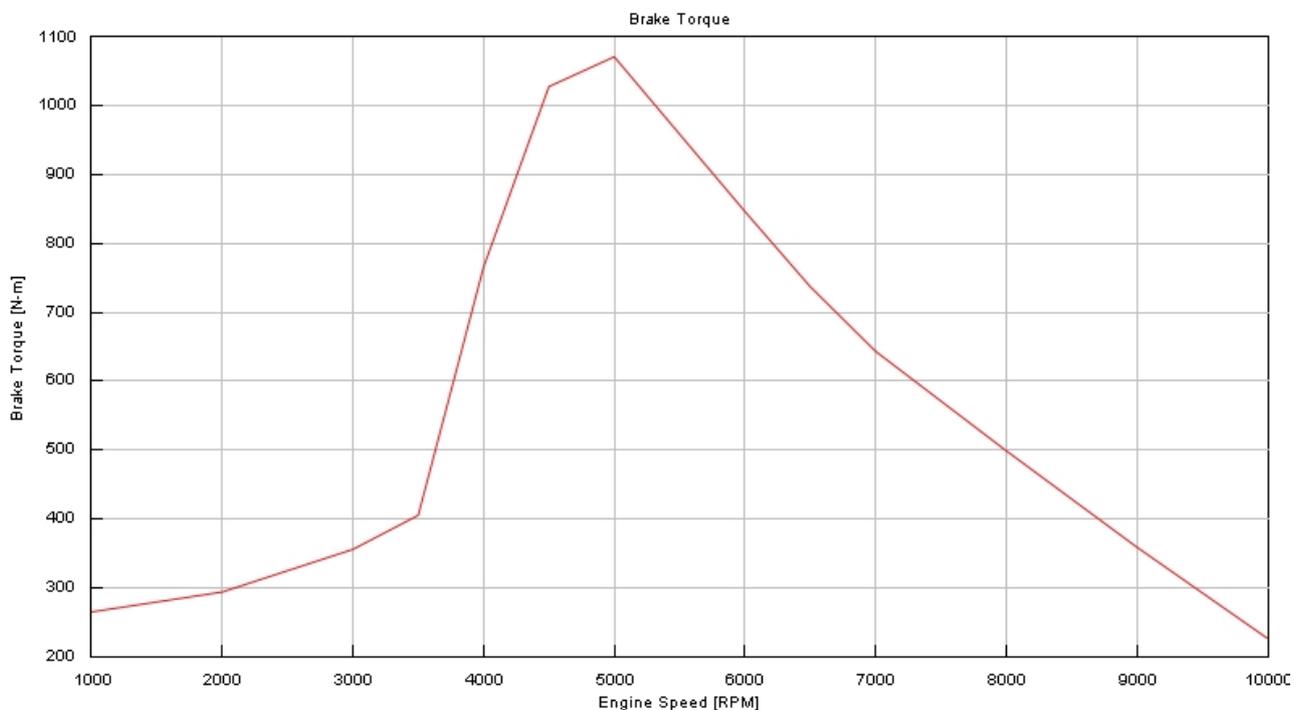


Figura 3.2.2.4 – Curva di coppia con compressore G25-660 54mm

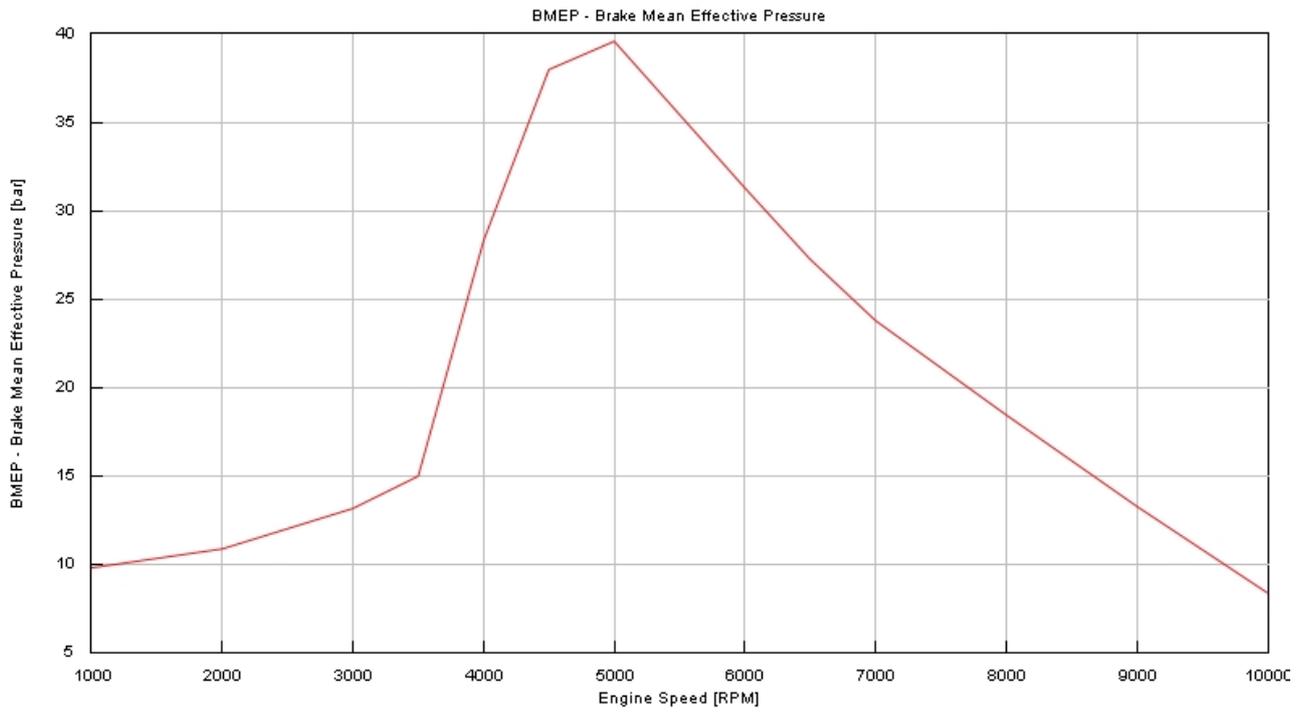


Figura 3.2.2.5 – Curva di PME con compressore G25-660 54mm

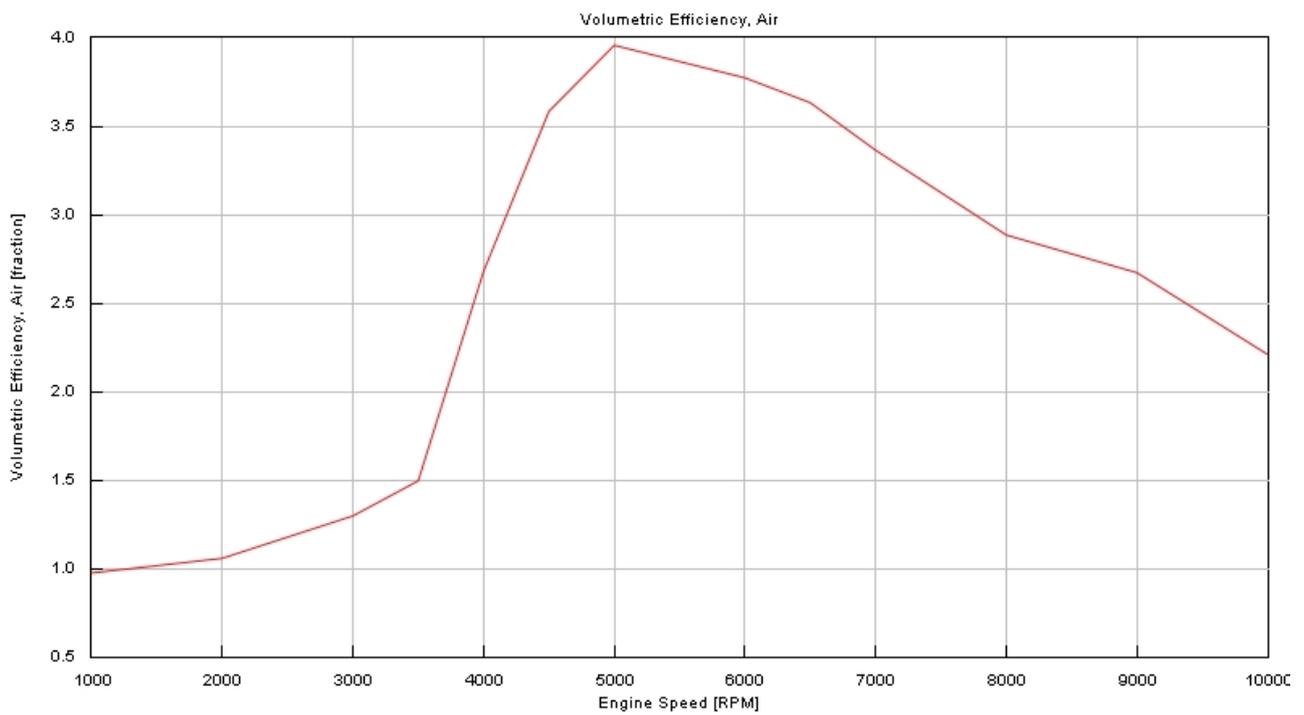


Figura 3.2.2.6 – Curva di riempimento con compressore G25-660 54mm

3.2.3 Confronto tra i turbogruppi testati

In conclusione, è necessario confrontare il comportamento dei tre compressori testati sull'intera mappa motore. In particolare, il compressore ottenuto dalla mappa base ampliata tramite i *Compressor Multiplier* (Cap. 3.1.4), il compressore Garrett GBC22-350 44mm ed il modello G25-660 54mm. I grafici riportati in Fig. 3.2.3.1, Fig. 3.2.3.2, Fig. 3.2.3.3 e Fig. 3.2.3.4, evidenziano che l'adozione del compressore Garrett G25-660 garantisce un incremento di circa 50 kW di potenza, ma le prestazioni hanno andamenti pressoché identici a quelli garantiti dal turbogruppo base adeguato tramite i Multiplier. Il modello Garrett GBC22-350, invece, risulta essere vantaggioso tra i 1500 ed i 4000 rpm, dove il massimo boost raggiungibile risulta essere decisamente più alto, mentre a velocità di rotazione superiore ai 4000 rpm le performance ottenibili risultano essere inferiori di circa un centinaio di kW.

Ne consegue che il compressore GBC22-350 abbia caratteristiche adatte a lavorare ai bassi regimi poiché è in grado di garantire alti rapporti di compressione a basse velocità di rotazione ed un suo impiego trova ragionevolezza solo nell'eventualità in cui si voglia passare ad uno schema di sovralimentazione caratterizzato da due turbogruppi in serie. Tale soluzione risulta però eccessivamente complessa nella gestione ed ingombrante nelle dimensioni poiché richiederebbe l'adozione di quattro turbogruppi, due per bancata. Il compressore Garrett G25-660, invece, risulta non essere particolarmente efficace ai regimi inferiori a 4000 rpm, ma permette di avere curve di potenza e di coppia caratterizzate da alti valori agli alti regimi di rotazione. Tali andamenti sono tipici dei motori sportivi e, dunque, il modello Garrett G25-660 permette di avere ottime performance mantenendo lo schema di sovralimentazione originario composto da un turbogruppo per bancata.

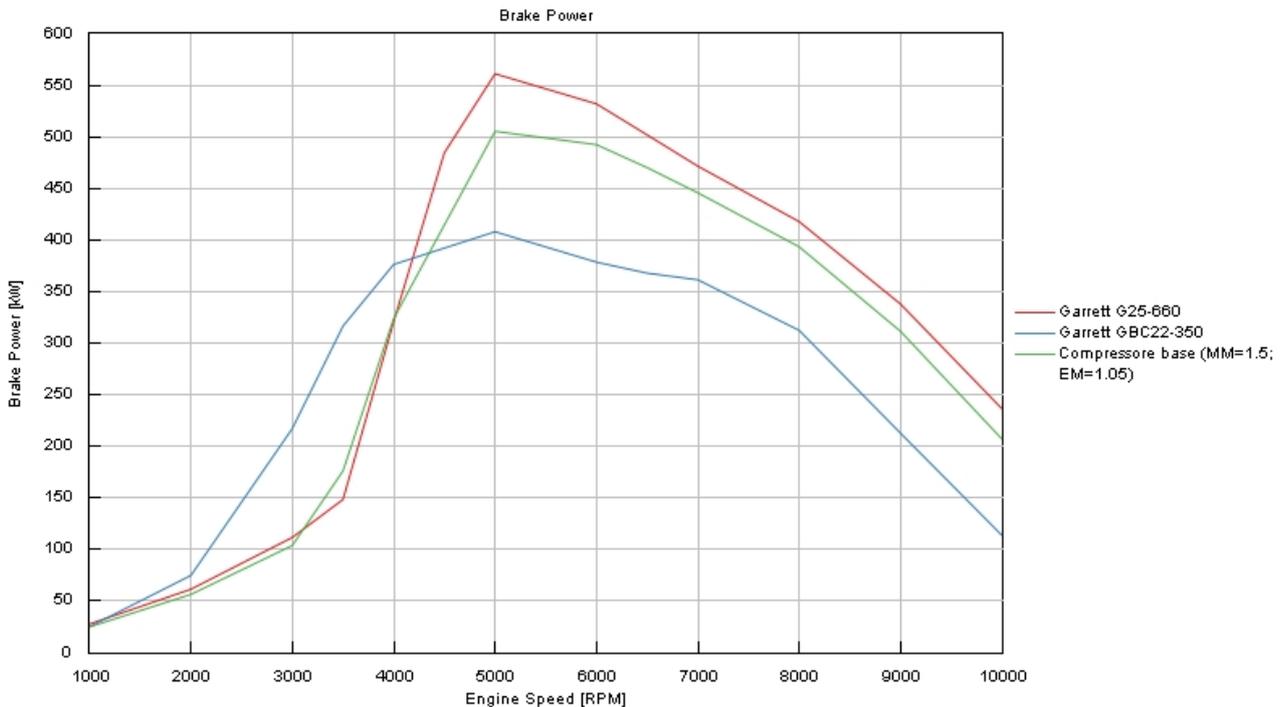


Figura 3.2.3.1 – Confronto tra curve di potenza sull'intera mappa motore.

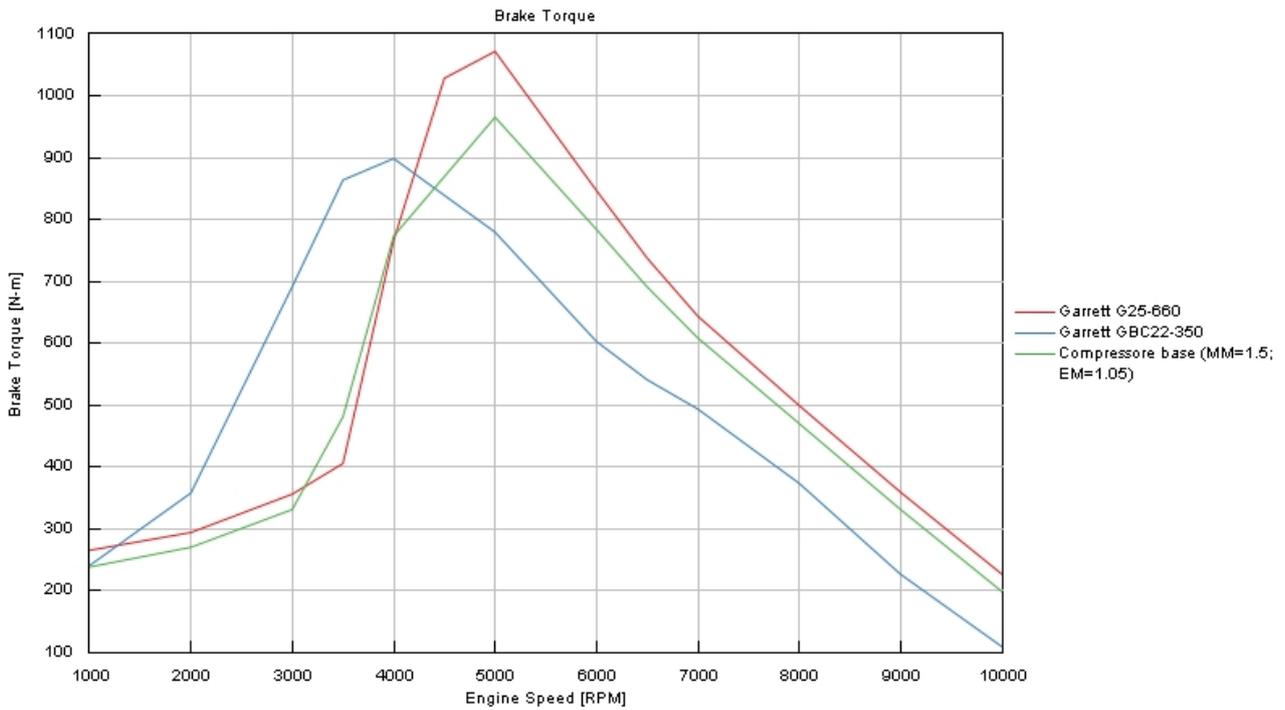


Figura 3.2.3.2 – Confronto tra curve di coppia sull'intera mappa motore.

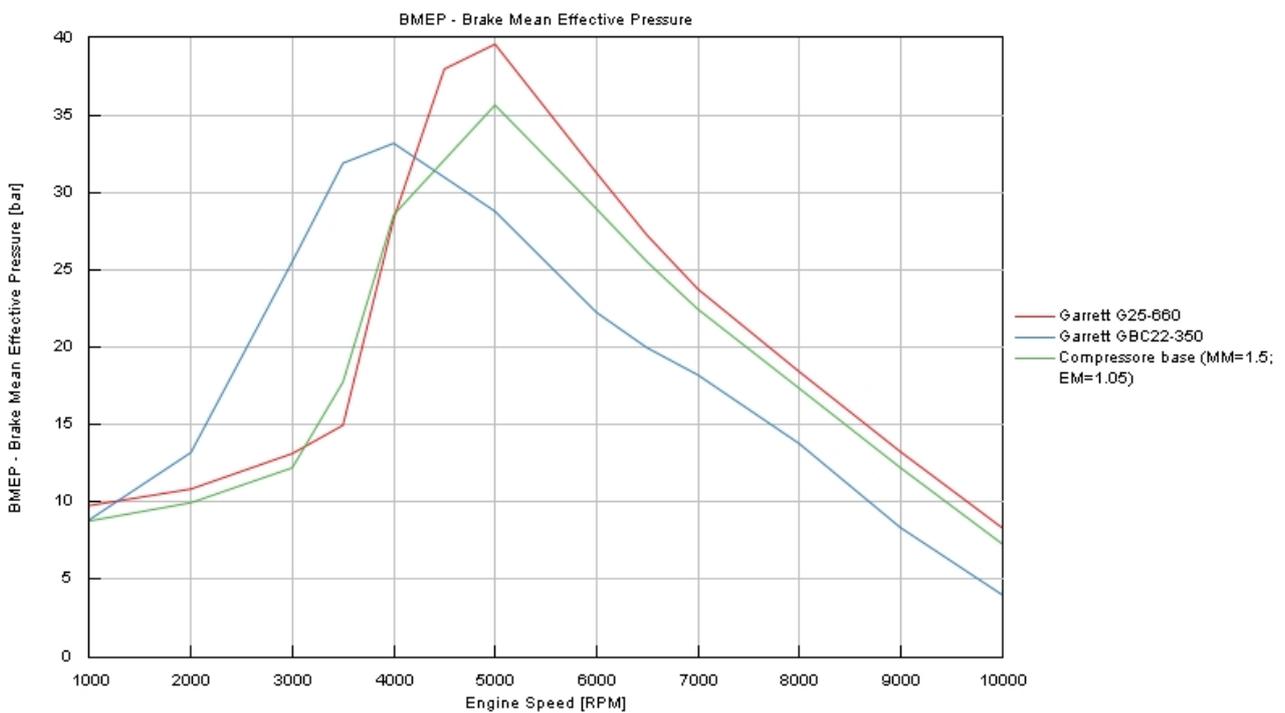


Figura 3.2.3.3 – Confronto tra curve di PME sull'intera mappa motore.

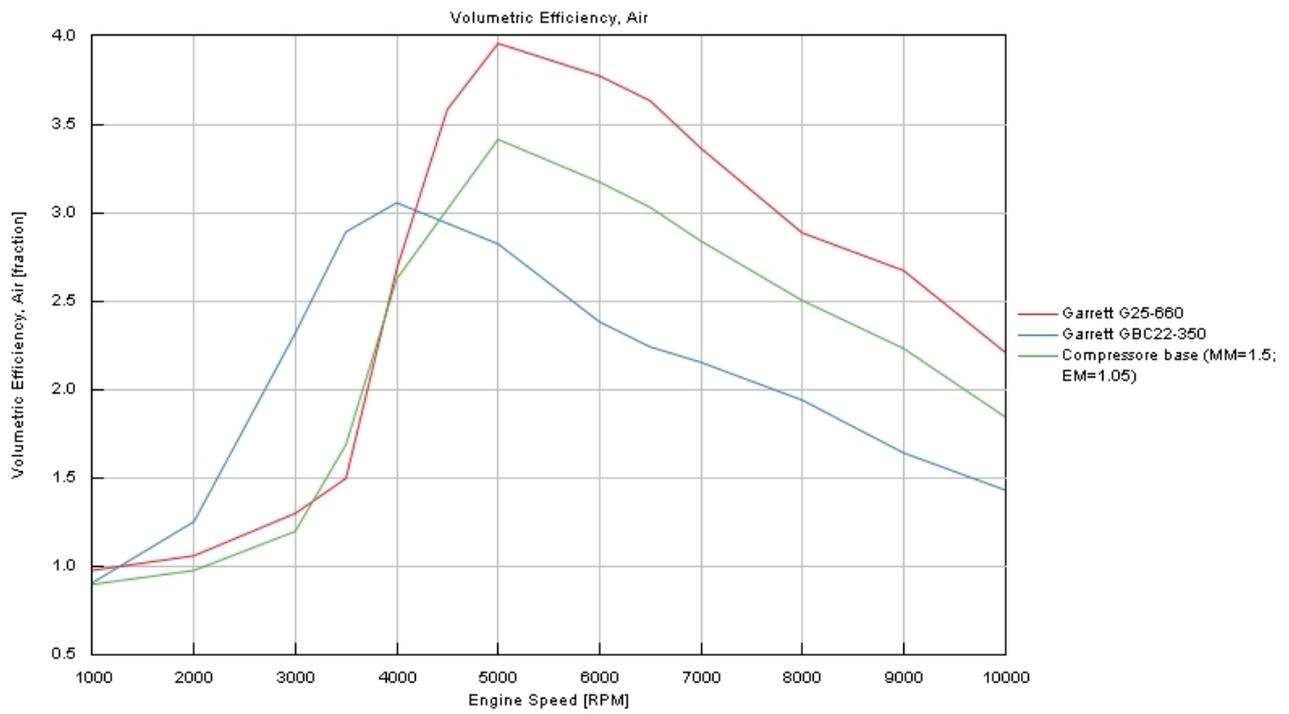


Figura 3.2.3.4 – Confronto tra curve di riempimento sull'intera mappa motore.

3.3 Adeguamento della calibrazione

Una volta definito il turbogruppo e testato il suo funzionamento, risulta necessario modificare la calibrazione di aspirazione, iniezione ed accensione scelta al Cap. 2.4 ed ottimale per il modello caratterizzato del turbogruppo originario. In particolare, risulta fondamentale migliorare le performance agli alti regimi, dove le curve di Coppia, PME e Riempimento decrescono linearmente con pendenza intensa e, a tal proposito, risulta necessario adeguare le fasature di aspirazione, di iniezione e di accensione. Ancora, si è analizzata la variazione dell'alzata delle valvole di aspirazione poiché è una strategia proficua ad incrementare il Riempimento e dunque le performance.

3.3.1 Ottimizzazione tramite Design Optimizer

Per quanto riguarda l'ottimizzazione della calibrazione di aspirazione, iniezione ed accensione si è sfruttato lo strumento computazionale di GT-Suite *Design Optimizer*. In particolare, i dati in input risultano essere Valve Timing, Baricentro e SOI sull'intera mappa motore, i cui relativi intervalli di variazione sono riportati in Tab. 3.3.1.1, mentre i parametri da ottimizzare risultano essere Potenza, Coppia, PME e Riempimento.

	Limite inferiore	Limite superiore	Unità di misura
Baricentro combustione	0	20	° aTDCf
Cam Angle (aspirazione)	220	260	°
SOI	580	660	°aTDCf

Tabella 3.3.1.1 – Intervalli di variazione dei parametri in input.

Per ciascuna velocità di rotazione del motore, Design Optimizer ha restituito diverse combinazioni dei parametri in input per cui si massimizzino le performance e i valori medi risultanti sono riportati in Tab. 3.3.1.2. Tali valori, però, non sono caratterizzati da tendenze di variazione nette. Dunque, si è optato per la definizione di una calibrazione caratterizzata da trend di variazione netti dei parametri calibrativi che permettano una gestione più semplice degli hardware motore da parte della centralina. Ne consegue, che la calibrazione scelta sia leggermente differente dalle specifiche d'ottimo ricavate tramite Design Optimizer, ma sia in grado di garantire performance molto vicine all'ottimo ed anche una gestione dei parametri calibrativi, riportati in Tab. 3.3.1.3 pressoché lineare.

	Velocità motore [rpm]	Cam Angle [°]	Baricentro [° aTDCf]	SOI [° aTDCf]
Caso 1	1000	220	20	660
Caso 2	2000	22	3	652
Caso 3	3000	220	6	660
Caso 4	3500	220	7	659
Caso 5	4000	220	2	654
Caso 6	4500	233	5	659
Caso 7	5000	236	2	647
Caso 8	6000	242	5	621
Caso 9	6500	244	4	618
Caso 10	7000	247	20	610
Caso 11	8000	249	13	610
Caso 12	9000	249	18	604
Caso 13	10000	254	6	607

Tabella 3.3.1.2 – Specifiche calibrative medie ricavate con Design Optimizer.

	Velocità motore [rpm]	Cam Angle [°]	Baricentro [° aTDCf]	SOI [° aTDCf]
Caso 1	1000	220	8	660
Caso 2	2000	220	6	660
Caso 3	3000	220	6	660
Caso 4	3500	220	6	659
Caso 5	4000	220	6	654
Caso 6	4500	233	5	650
Caso 7	5000	236	5	647
Caso 8	6000	242	5	621
Caso 9	6500	244	5	618
Caso 10	7000	247	10	610
Caso 11	8000	249	13	610
Caso 12	9000	249	10	608
Caso 13	10000	254	8	607

Tabella 3.3.1.2 – Specifiche calibrative scelte.

I punti di lavoro del turbogruppo, riportati in Fig. 3.3.1.1 e Fig. 3.3.1.2, si trovano all'interno delle mappe di turbina e compressore e ciò conferma che le modifiche calibrative apportate non impattano sul corretto funzionamento del turbogruppo.

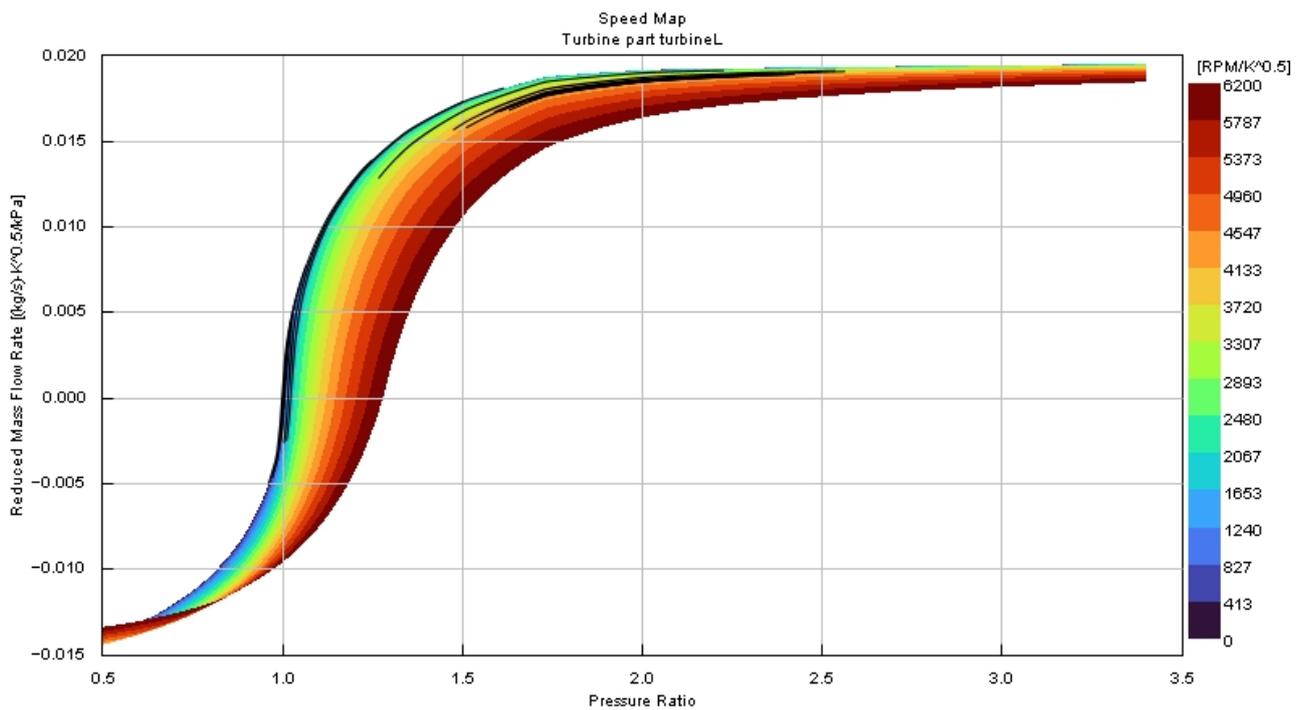


Figura 3.3.1.1 – Punti di lavoro della turbina con la calibrazione scelta.

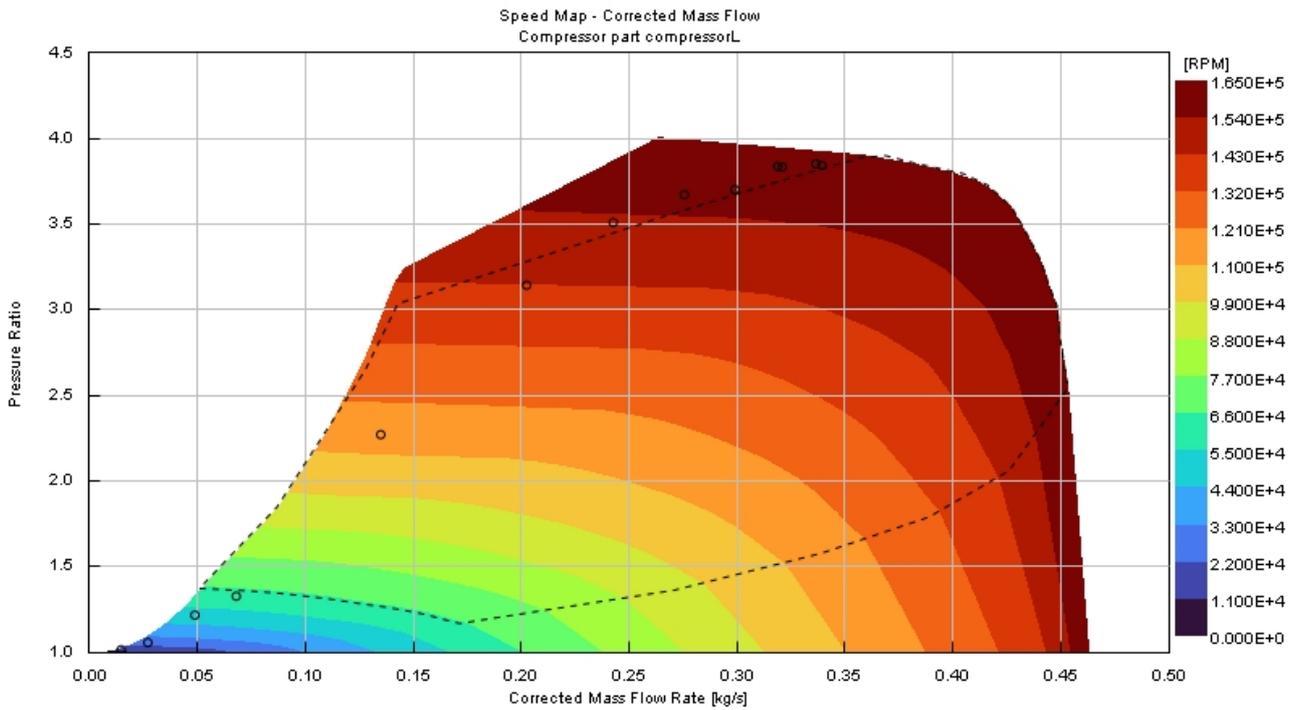


Figura 3.3.1.2 – Punti di lavoro del compressore con la calibrazione scelta.

La calibrazione appena definita garantisce le performance riportate in Fig. 3.3.1.3, Fig. 3.3.1.4, Fig. 3.3.1.5 e Fig. 3.3.1.6. In particolare, è evidente come ad alti regimi la decrescita delle performance sia meno pendente e le prestazioni risultino essere maggiori.

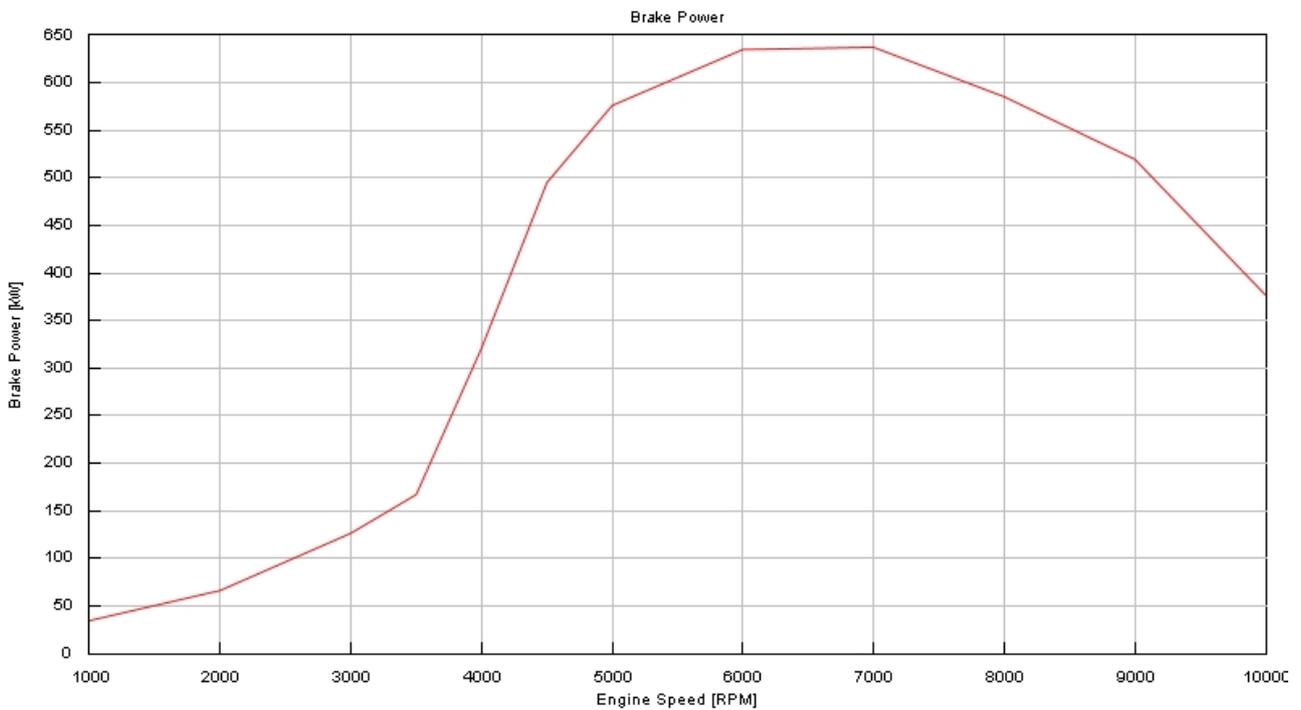


Figura 3.3.1.3 – Curva di potenza con calibrazione definitiva.

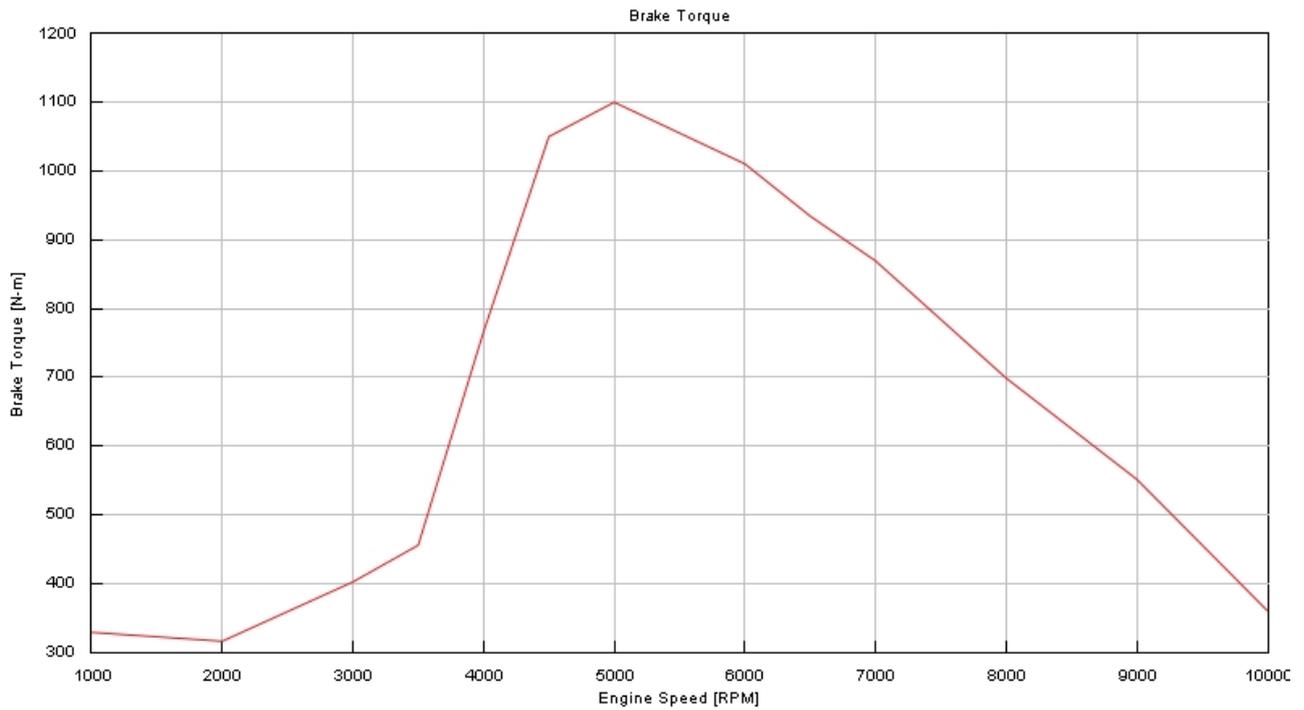


Figura 3.3.1.4 – Curva di coppia con calibrazione definitiva.

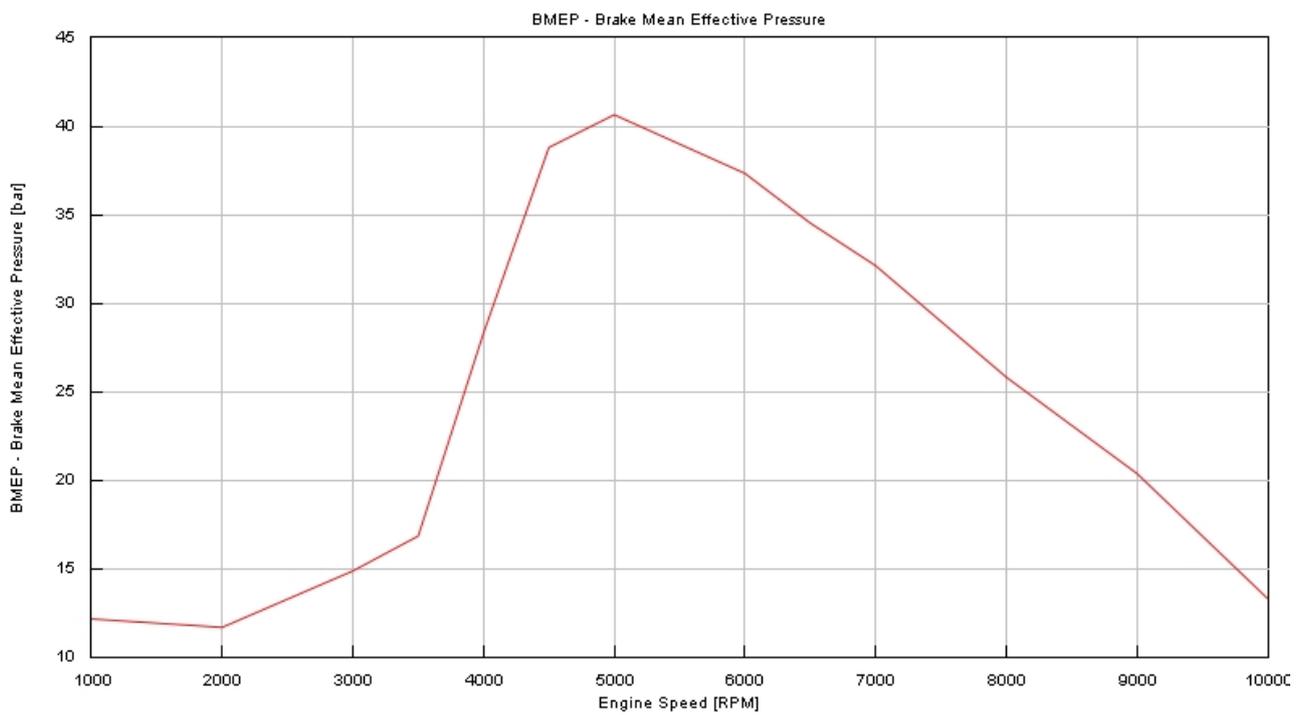


Figura 3.3.1.5 – Curva di PME con calibrazione definitiva.

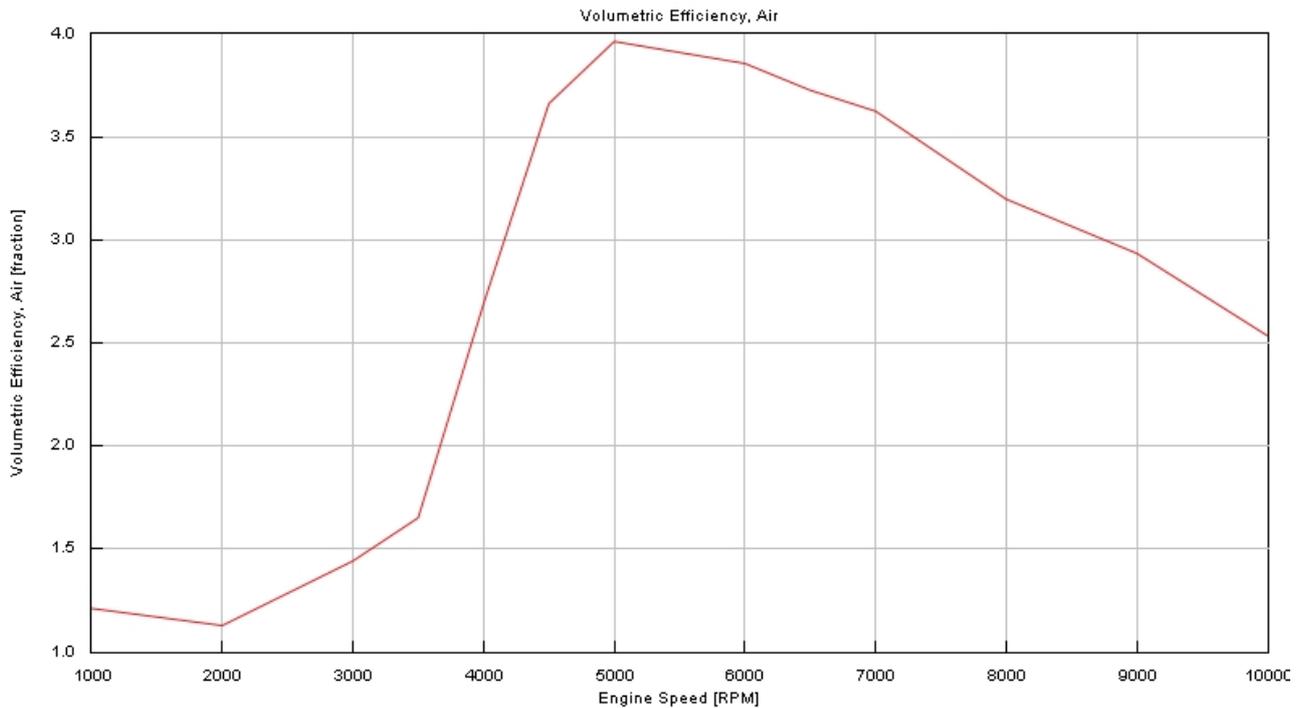


Figura 3.3.1.6 – Curva di riempimento con calibrazione definitiva.

3.3.2 Variazione dei profili di alzata dell'aspirazione

A questo punto, l'adeguamento dei profili d'alzata delle valvole di aspirazione agli alti regimi risulta essere un'ottima strategia per contrastare parzialmente la riduzione delle performance agli alti regimi di rotazione. In particolare, incrementando l'apertura dell'aspirazione aumenta la massa di aria aspirata per ciascun ciclo, ciò permette di iniettare più massa di fuel e, dunque, di avere una combustione in grado di produrre quantità superiori di lavoro sul cielo dello stantuffo. A tal fine è stata analizzata la variazione del profilo di alzata delle valvole di aspirazione tramite la variazione dei valori di Multiplier quali *Angle Multiplier* e *Lift Multiplier* a regimi superiori a 6000 rpm. Dalle simulazioni, è emerso che ad ogni velocità di rotazione, *Angle Multiplier* fissato a 1.2 e *Lift Multiplier* fissato a 1.15 comportano la riduzione di riempimento e prestazioni. Inoltre, alle velocità di 6000 rpm e 6500 rpm, la differenza è trascurabile. Si è scelto, dunque, di testare valori di Multiplier progressivamente maggiori a partire da 7000 rpm, essi sono riportati in Tab. 3.3.2.1.

	Angle Multiplier	Lift Multiplier	Velocità motore [rpm]
Caso 1	1	1	10000
Caso 2	1.15	1.2	
Caso 3	1	1	9000
Caso 4	1.11	1.16	
Caso 5	1.	1	8000
Caso 6	1.08	1.13	
Caso 7	1	1	7000
Caso 8	1.05	1.1	

Tabella 3.3.2.1 – Multiplier testati.

Le differenze prestazionali, riportate in Fig. 3.3.2.1, risultano essere nell'ordine delle decine di kW di potenza, delle decine di nm di coppia e dei decimi di punto di riempimento.

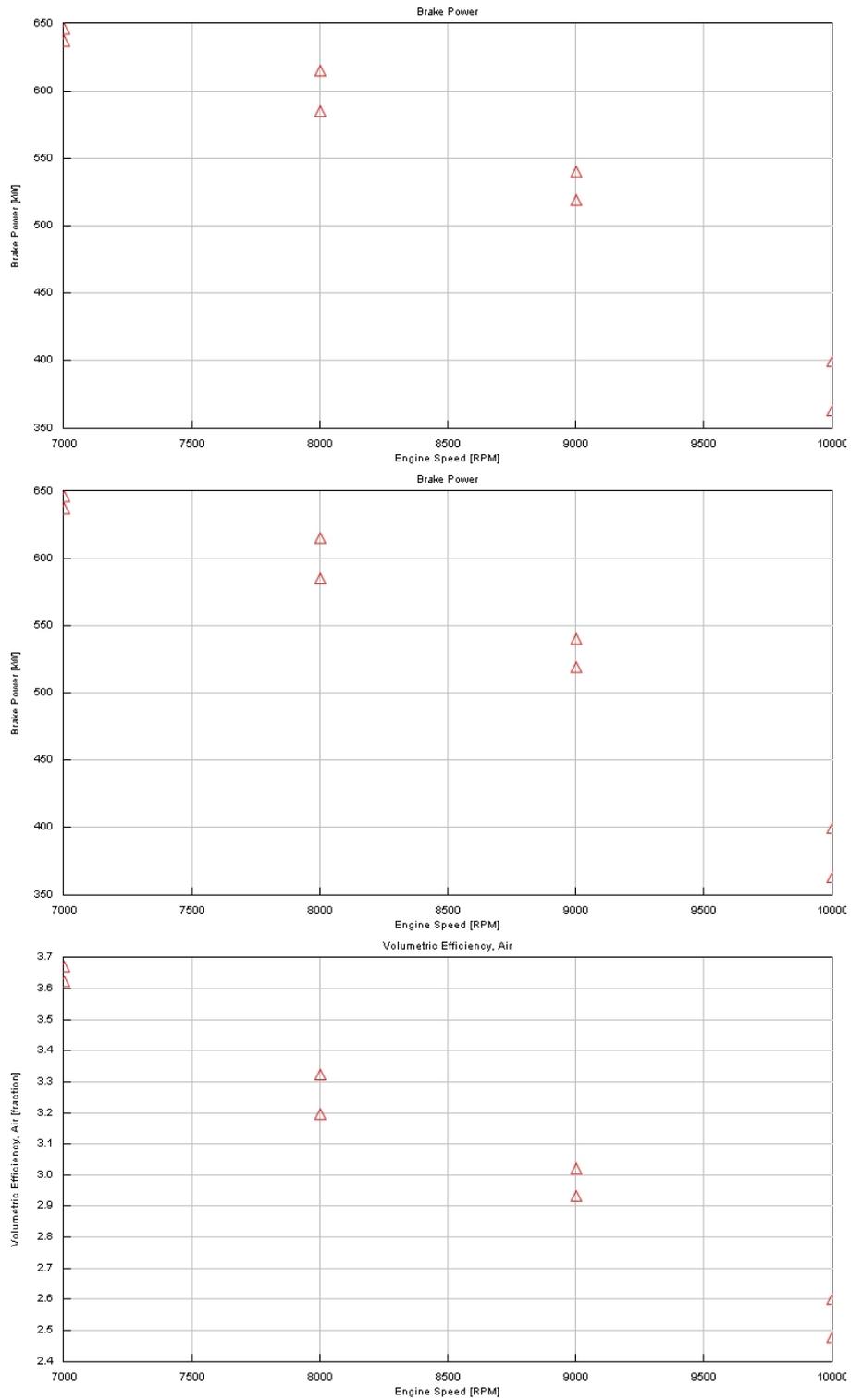


Figura 3.3.2.1 – Variazione delle performance legate alla variazione di *Angle Multiplier* e *Lift Multiplier*.

Adeguando i profili di alzata delle valvole di aspirazione tramite i valori di *Angle Multiplier* e *Lift Multiplier* testati, le prestazioni, riportate in Fig. 3.3.2.2, Fig. 3.3.2.3, Fig. 3.3.2.4 e Fig. 3.3.2.5, risultano crescere leggermente.

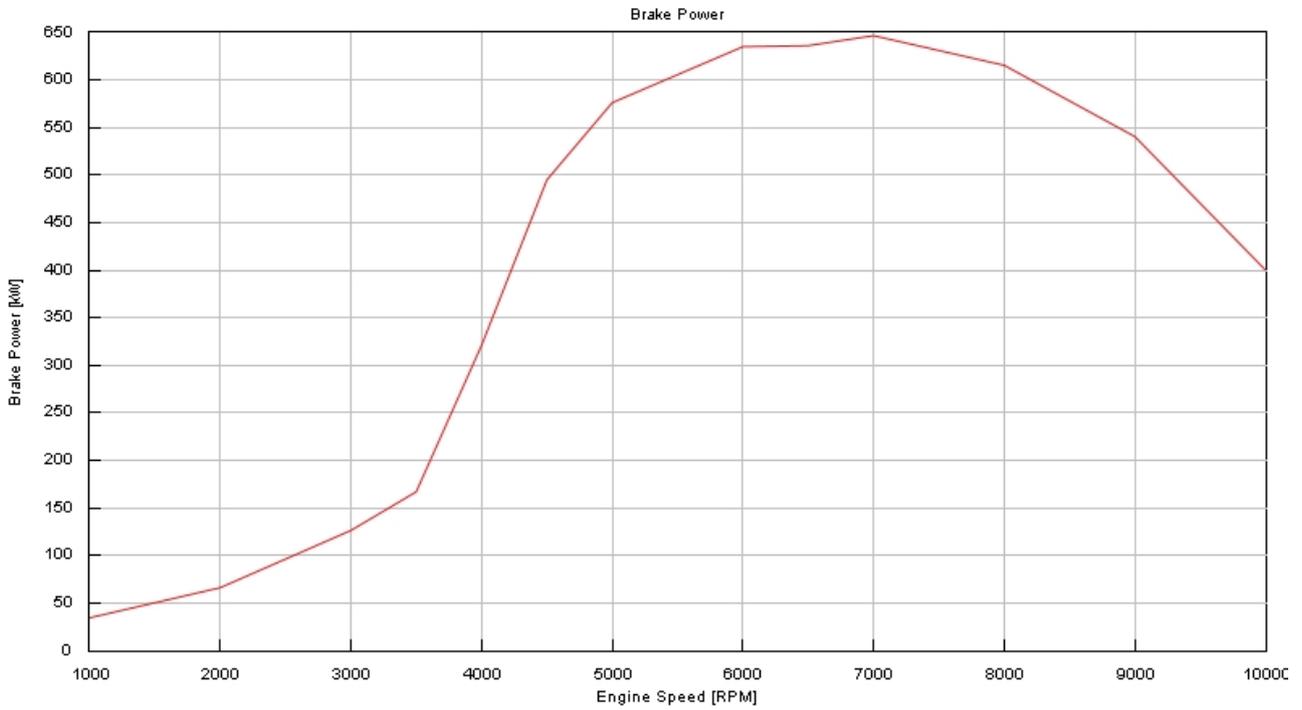


Figura 3.3.2.2 – Curva di potenza con adeguamento dell’aspirazione.

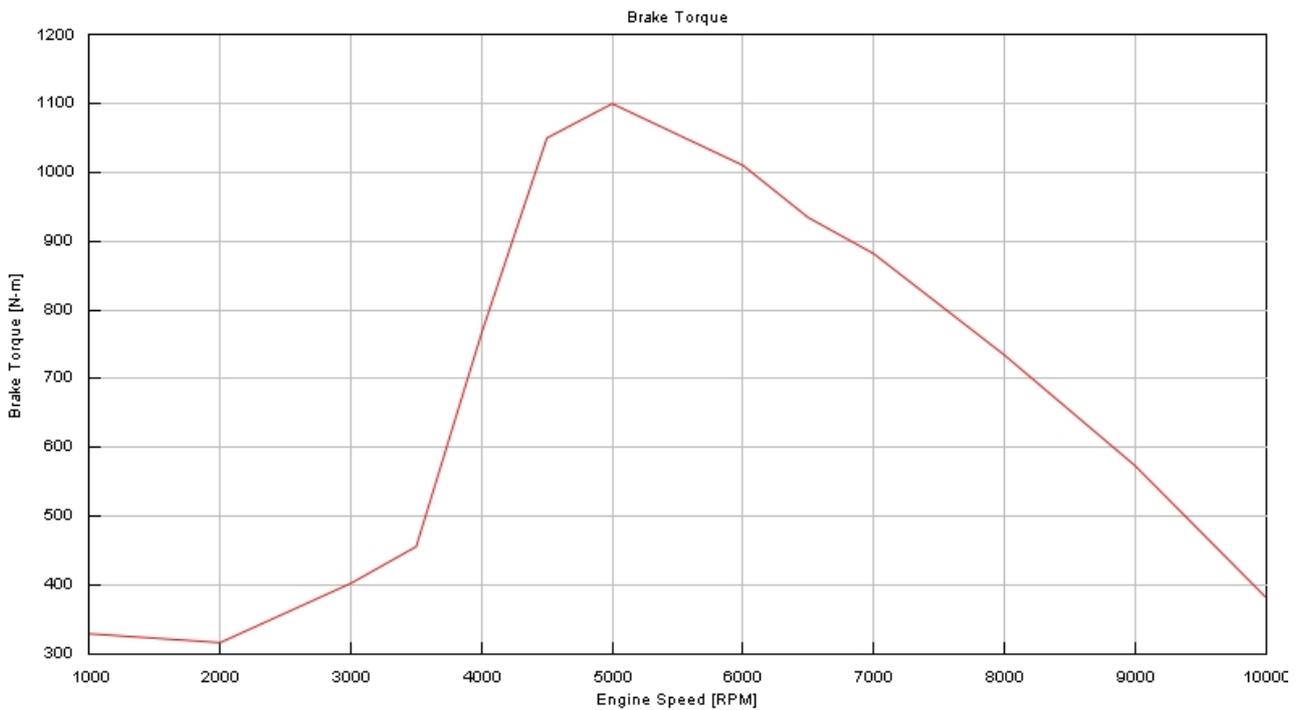


Figura 3.3.2.3 – Curva di coppia con adeguamento dell’aspirazione.

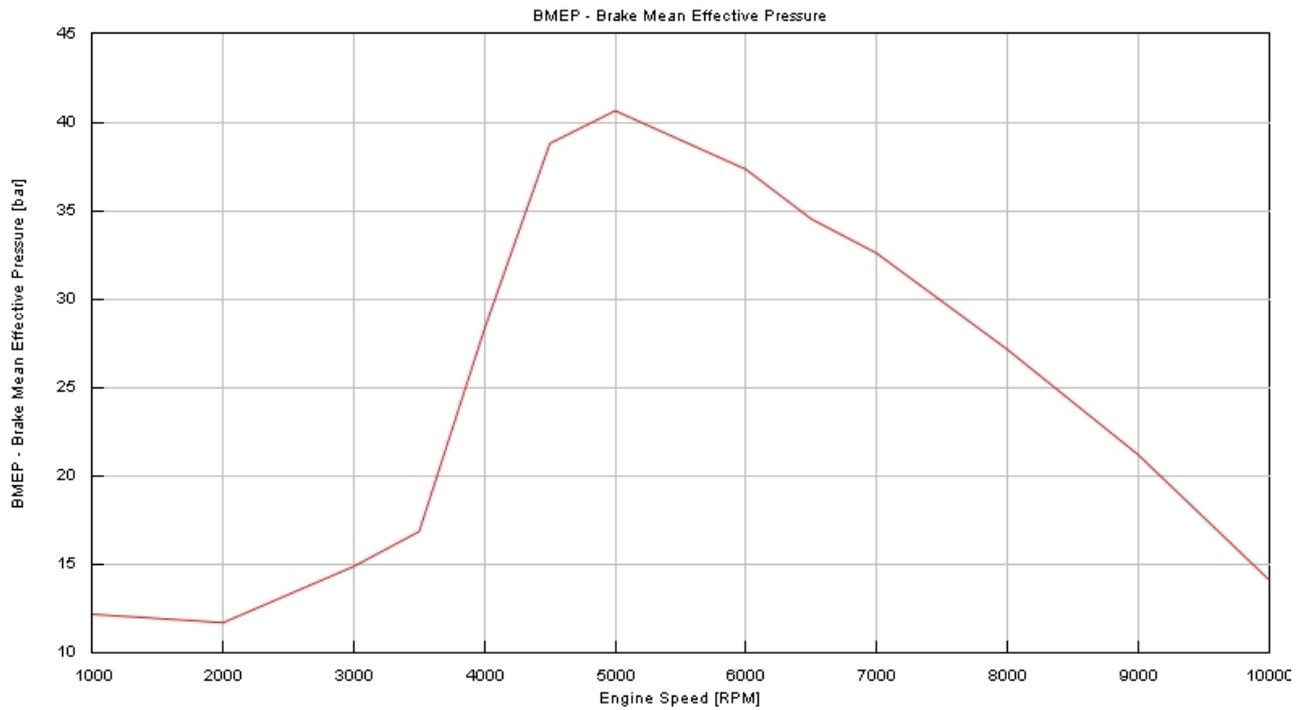


Figura 3.3.2.4 – Curva di PME con adeguamento dell’aspirazione.

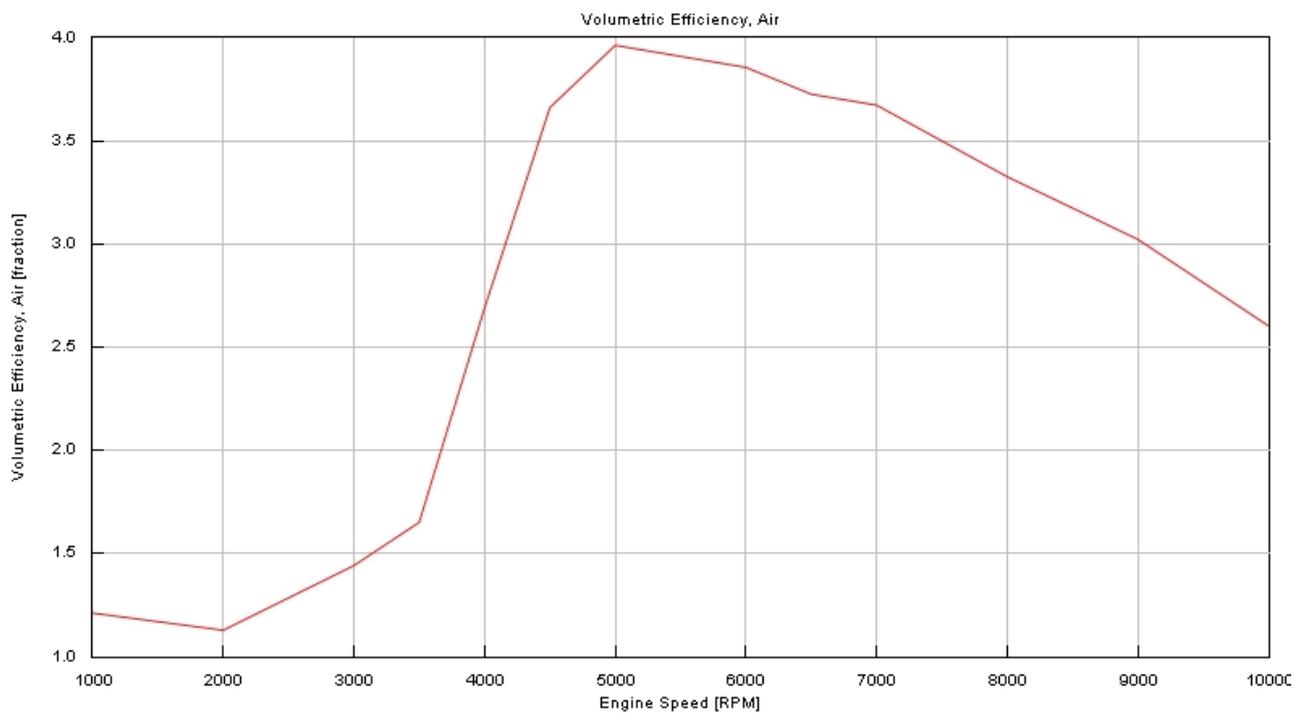


Figura 3.3.2.5 – Curva di riempimento con adeguamento dell’aspirazione.

3.3.3 Confronto tra le calibrazioni testate

In conclusione, è necessario confrontare le performance sull'intera mappa motore garantite dalla calibrazione base, da quella ottimizzata e dall'adeguamento dell'aspirazione. I grafici riportati in Fig. 3.3.3.1, Fig. 3.3.3.2, Fig. 3.3.3.3 e Fig. 3.3.3.4, evidenziano che la calibrazione ottimizzata permette di incrementare leggermente le performance ai bassi regimi, mentre ai medi regimi, dove si ha il rapido incremento delle prestazioni, la differenza sia trascurabile. Il vantaggio più rilevante lo si ha a regimi di rotazione superiori ai 5000 rpm, dove l'ottimizzazione dell'aspirazione e della combustione permettono di incrementare sensibilmente le performance. Ne risultano una curva di potenza che mantiene alti valori superiori ai 550 kW fino ai 9000 rpm, una curva di coppia ed una di riempimento che sono caratterizzate da andamenti decrescenti traslati di 1000 rpm di velocità. L'adeguamento dell'aspirazione, invece, come analizzato al Cap. 3.3.2, garantisce esigui guadagni di potenza, coppia, PME e riempimento a velocità di rotazione superiori ai 7000 rpm.

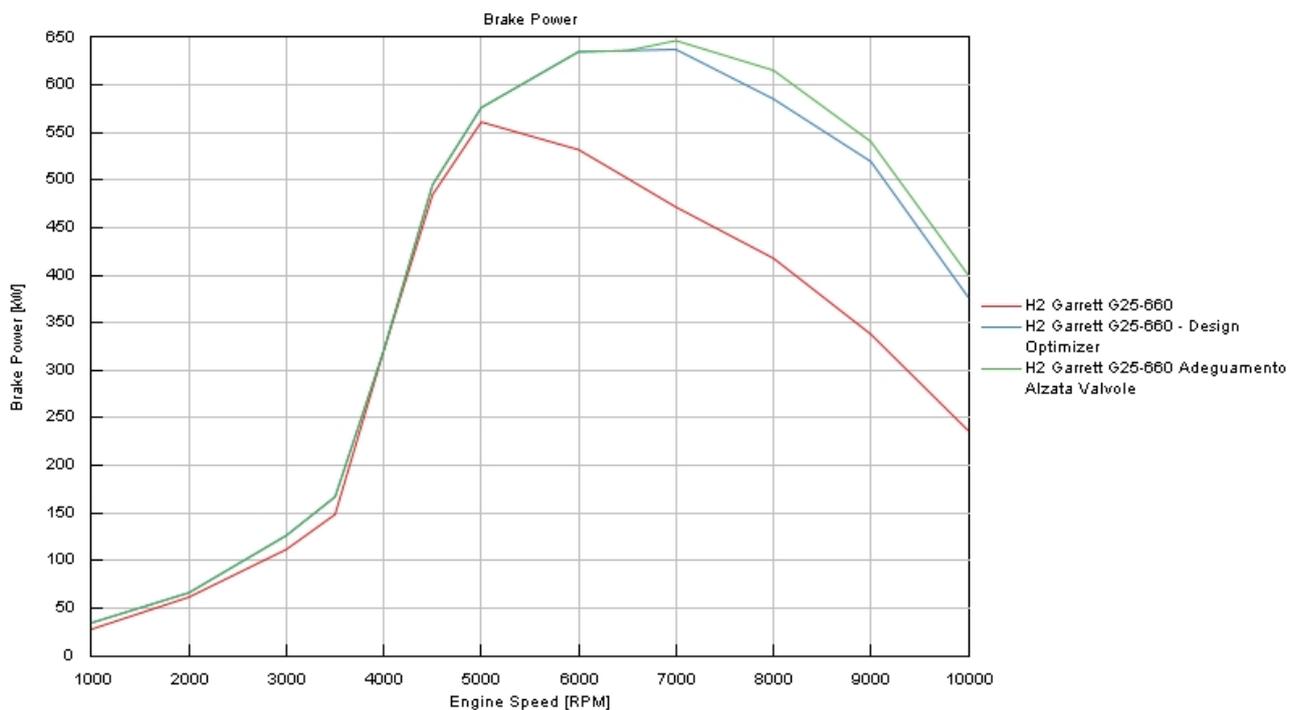


Figura 3.3.3.1 – Confronto tra curve di potenza sull'intera mappa motore.

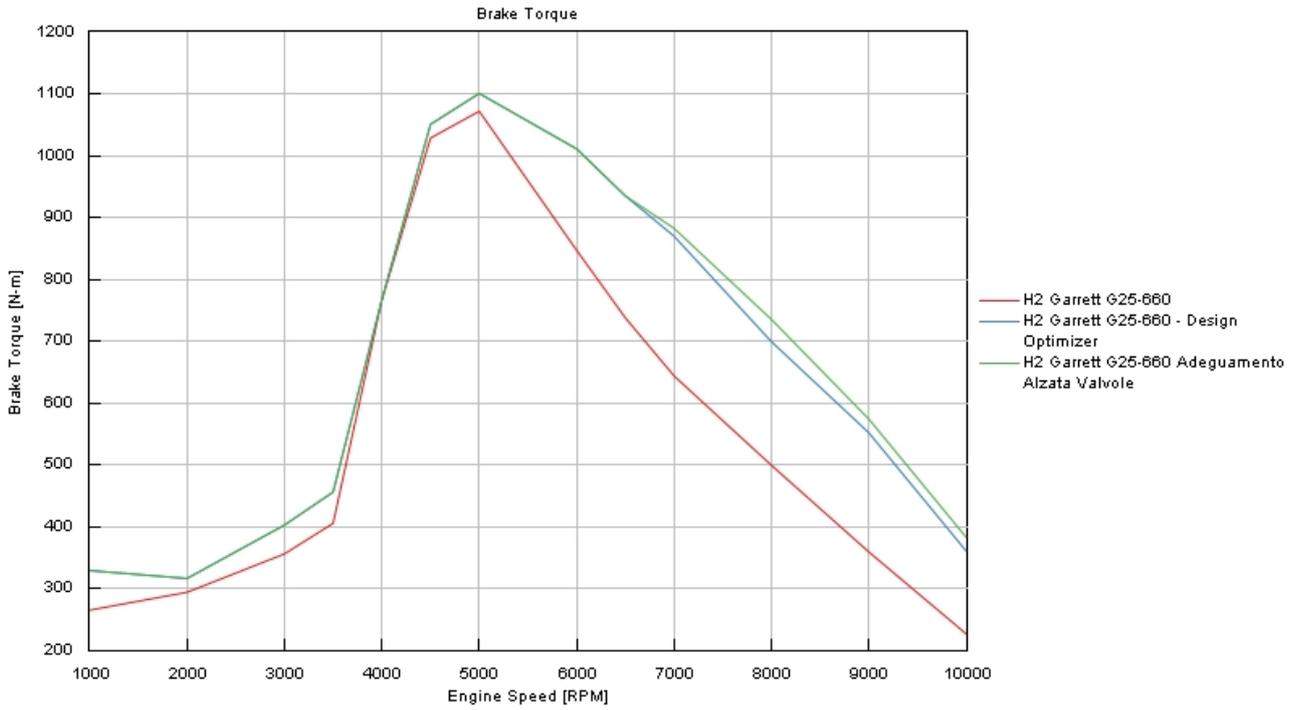


Figura 3.3.3.2 – Confronto tra curve di coppia sull'intera mappa motore.

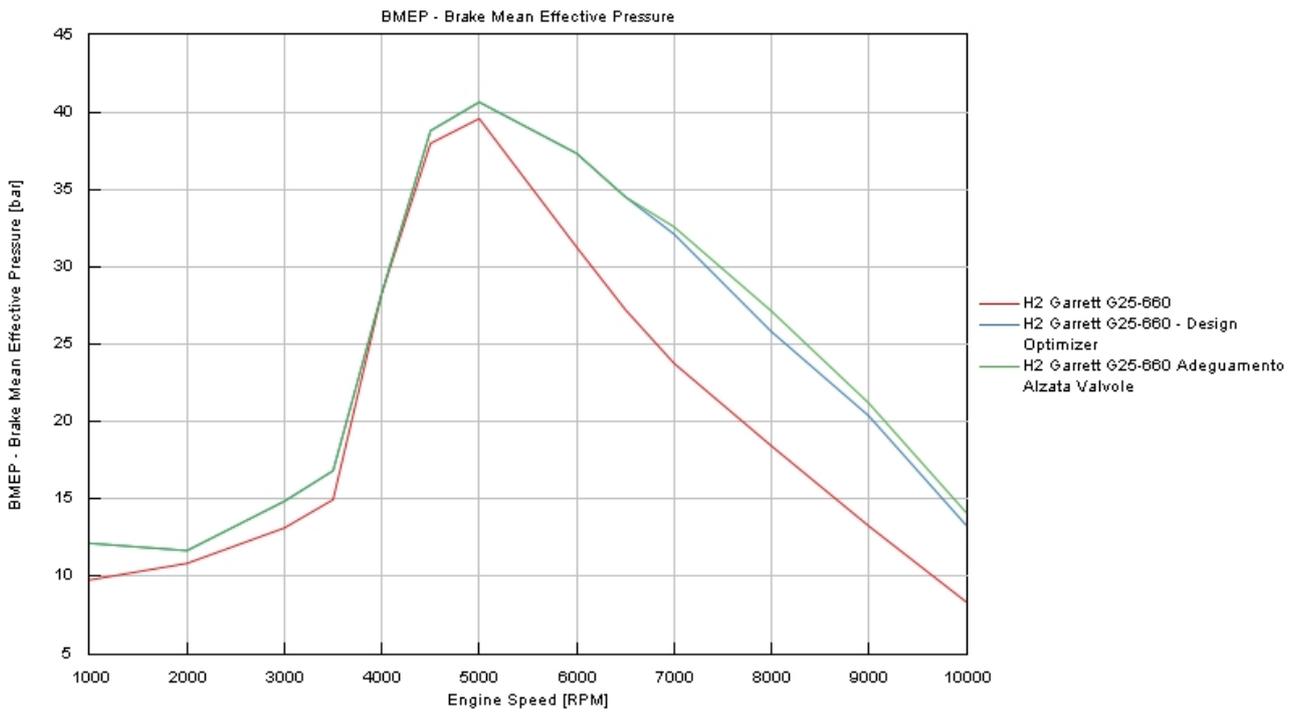


Figura 3.3.3.3 – Confronto tra curve di PME sull'intera mappa motore.

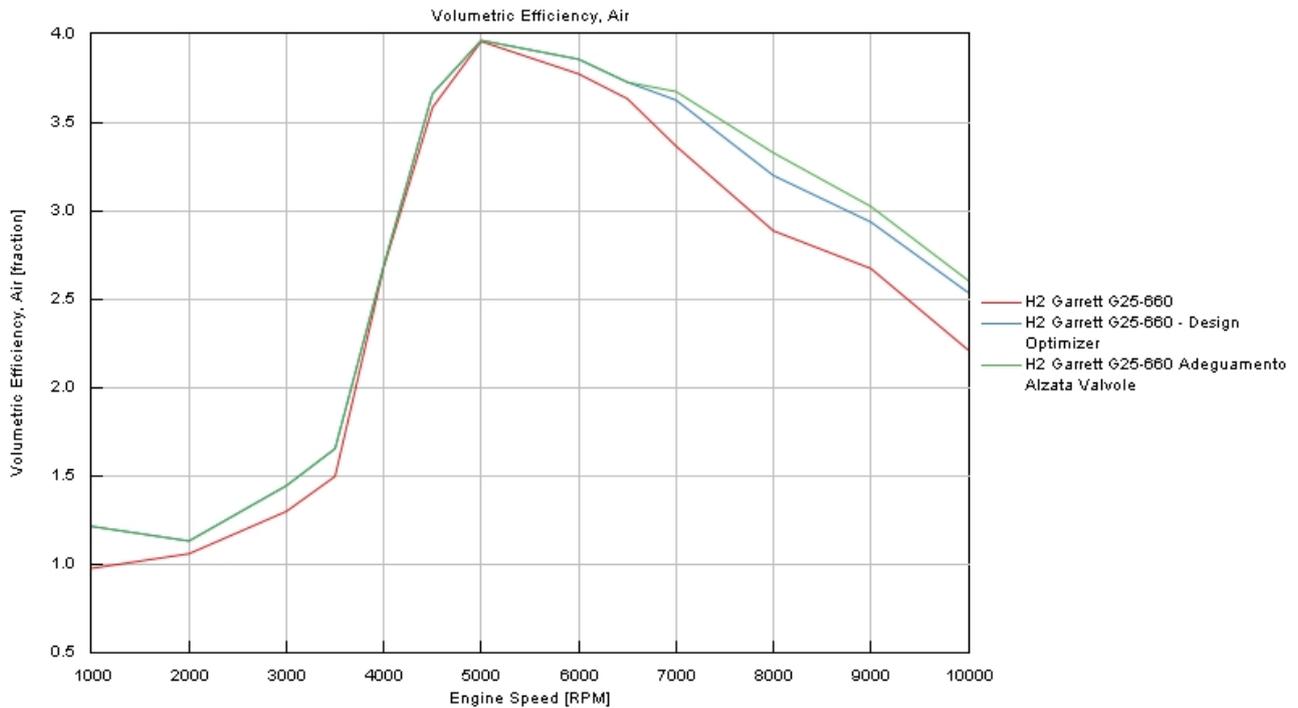


Figura 3.3.3.4 – Confronto tra curve di riempimento sull'intera mappa motore.

Ne consegue che le performance ottimali si abbiano quando il modello è caratterizzato dalla calibrazione ottimizzata affiancata dall'adeguamento dell'aspirazione. In particolare, le prestazioni massime sono riportate in Tab. 3.3.3.1.

	Valore	Unità di misura
Max di Potenza @ 7000 rpm	647	kW
Max di Coppia @ 5000 rpm	1100	Nm
Max di PME @ 5000 rpm	41	bar
Max di Riempimento @ 5000 rpm	4	-

Tabella 3.3.3.1 – Performance massime garantite dalla calibrazione ottimizzata e dall'adeguamento dell'aspirazione.

4 Limitazione di pressioni e temperature

Una volta definita la versione definitiva del modello del motore sia a livello hardware sia a livello calibrativo, è emerso che le pressioni massime in camera e le temperature dei gas esausti in ingresso turbina siano caratterizzati da valori eccessivamente elevati. A tal proposito, sono stati testati gli effetti dell'iniezione di acqua nel port di aspirazione sulla riduzione delle temperature durante l'intero arco di combustione e sono state valutate le modifiche calibrative più adatte alla riduzione delle pressioni massime in camere e alla traslazione dell'arco di combustione.

Tale analisi mira alla limitazione delle pressioni massime in camera di combustione e delle temperature dei gas esausti in ingresso turbina ai livelli tipici di powertrain ad alte prestazioni, caratterizzati da maggiore resistenza a sollecitazioni meccaniche e termiche: in particolare, si è scelto valori limite pari a 160 bar e 1200 K.

4.1 Iniezione d'acqua

L'iniezione di acqua nel port di aspirazione comporta la riduzione della temperatura della carica fresca, delle temperature durante l'intero arco di combustione e, dunque, anche di quelle dei gas esausti in ingresso turbina.

4.1.1 Settaggio dell'iniezione d'acqua

Nel modello GT-Suite, l'iniettore dell'acqua è identico all'iniettore del combustibile, a meno della definizione del fluido iniettato e dei parametri di iniezione. In Fig. 4.1.1.1 è evidente come si sia scelto di usare il fluido *h2o-comb*, poiché pensato appositamente per essere utilizzato nei casi in cui l'acqua prenda parte a processi di combustione e faciliti il raggiungimento computazionale degli equilibri molari da parte di GT-Suite. In Fig. 4.1.1.1 è, anche, apprezzabile come si sia impostata la temperatura di iniezione a 315 K e si sia annulla la frazione vaporizzata di fluido durante l'iniezione garantendo un l'iniezione di solo acqua liquida.

Attribute	Unit	Object Value
Injection Rate Shape		Square
Injector Delivery Rate	g/s	20
Fuel Ratio Specification		Fuel-to-Air
Fuel Ratio		[WA-%]
Number of Injectors per Sensor		6
Apply Engine Trapping Ratio to Air Mass Flow Rate		<input type="checkbox"/>
Air Mass Flow Rate Sensor		
RLT		mflav:throttle
Part Name		

Attribute	Unit	Object Value
Source of Angle		
<input type="radio"/> Attached Cylinder		
<input checked="" type="radio"/> Part on Map		Cylinder-01
<input type="radio"/> Driver Reference Object		
Injection Timing Angle	See Case S...	[SOI-WI]
Injection Timing Flag		injection-start
Injector Location (Pipes only)		0.5
Injected Fluid Temperature	K	315
Fluid Object		h2o-combust
Vaporized Fluid Fraction		0

Figura 4.1.1.1 – Scelta del fluido iniettato e dei parametri di iniezione.

Nel modello GT-Suite, la quantità d'acqua iniettata è parametrizzata in massa, come percentuale rispetto alla massa d'aria aspirata dal singolo cilindro per ciclo, secondo l'equazione:

$$W / A \% = \frac{WATER}{AIR} = \frac{m_{water}}{m_{air}} \quad (4.1.1.1)$$

In letteratura, invece, il parametro che viene tipicamente utilizzato per quantificare la quantità di acqua iniettata è il rapporto in massa tra acqua e combustibile. Tenendo conto che la dosatura stechiometrica è espressa come [28]:

$$\alpha_{st} = \frac{m_{H_2}}{m_{air}} = 34.5 \quad (4.1.1.2)$$

il rapporto tra acqua e idrogeno può essere ricavato tramite l'equazione:

$$W / F = \frac{WATER}{HYDROGEN} = \frac{m_{water}}{m_{H_2}} = \frac{m_{water}}{m_{H_2} \alpha_{st}} \quad (4.1.1.3)$$

Per quanto riguarda la fasatura di iniezione, essa è fasata in modo tale che l'iniezione nel port avvenga durante l'aspirazione: in particolare, inizi quando le valvole di aspirazione sono aperte e quelle di scarico chiuse, ovvero ad incrocio valvole concluso, e si concluda prima della prima chiusura delle valvole di aspirazione.

Ancora, in Fig. 4.1.1.1 è presente anche il valore di portata d'acqua iniettata: tale valore varia a seconda delle condizioni di funzionamento e della massa da iniettare. In particolare, viene settato nell'intervallo di 20 g/s in modo tale da completare l'iniezione di acqua durante l'aspirazione, a tutte le velocità di rotazione del motore.

4.1.2 Condizioni testate ed effetti ottenuti

Gli studi presenti in letteratura inerenti all'iniezione di acqua negli ICEs, al fine di ridurre le temperature e le anomalie di combustione, fanno riferimento a valori massimi di W/F che variano per ciascuno studio: si passa da valori massimi fissati a 1.5, a casi in cui si testa l'iniezione di una massa di H₂O fino a 10 volte superiore alla massa di H₂ iniettato per cilindro. Da tali studi emerge come all'aumentare del rapporto W/F, l'efficienza di combustione cala progressivamente causando il rallentamento del rilascio termico e, dunque, la riduzione del lavoro estraibile dal ciclo dello stantuffo. In particolare, da valori di W/F superiori a 2, la riduzione dell'efficienza di combustione aumenta sensibilmente e, per tale motivo, si è scelto di testare un intervallo di iniezione limitato al rapporto tra H₂O e l'H₂ iniettato pari a 2 [29][30][31].

Ciascun caso testato, riportato in Tab. 4.1.2.1, è caratterizzato da un differente valore di W/F a cui corrisponde un opportuno valore di W/A %, che resta identico sull'intera mappa motore

	Water / Fuel	Water / Air
Caso 1	0.4	1.16%
Caso 2	0.8	2.32%
Caso 3	1.2	3.48%
Caso 4	1.6	4.64%
Caso 5	2	5.80%

Tabella 4.1.2.1 – Condizioni di iniezione d'acqua testate.

Affinché l'iniezione avvenga interamente a valvole di aspirazione aperte, a valle dell'incrocio, è sufficiente utilizzare un unico iniettore per cilindro caratterizzato da portata fissata a 20 g/s posizionato a monte della divisione del collettore nei due sottocondotti diretti alle due valvole di aspirazione. In tali condizioni, le modifiche apportate al modello risultano essere visibili in Fig. 4.1.2.1.

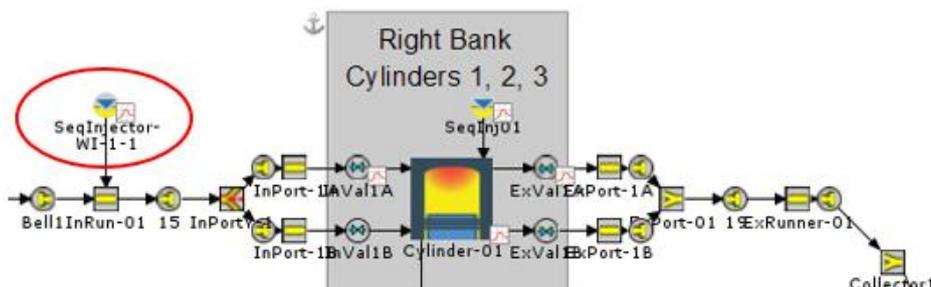


Figura 4.1.2.1 – Modello con singolo iniettore d'acqua per cilindro.

Nelle condizioni testate, la riduzione delle temperature, causate dal progressivo aumento della quantità di acqua iniettata, è riportata in Fig. 4.1.2.2, Fig. 4.1.2.3 e Fig. 4.1.2.4. Da tali grafici evidenziano che a parità di rapporto W/F, la riduzione di temperature causato dall'iniezione di acqua risulta essere maggiore all'aumentare della velocità di rotazione e, mediamente, ciascun incremento di W/F di 0.4, alla velocità di rotazione di 10000 rpm, riduce la temperatura della carica fresca di circa una decina di gradi, la temperatura massima in camera di circa 50 K e, la temperatura dei gas esausti di circa 25 K.

Tali effetti risultano essere determinati dal modello di combustione: il modello di combustione di *Weibe* è caratterizzato da una durata di combustione fissata e ciò implica l'incapacità del modello di percepire la variazione della reattività della miscela e, dunque, adeguare l'efficienza e la durata dello scambio termico e della combustione stessa alla variazione della massa d'acqua iniettata nel port di aspirazione. Ne consegue, che le simulazioni siano caratterizzate da una costante durata di combustione ed il rilascio termico non sia influenzato dall'iniezione di H₂O.

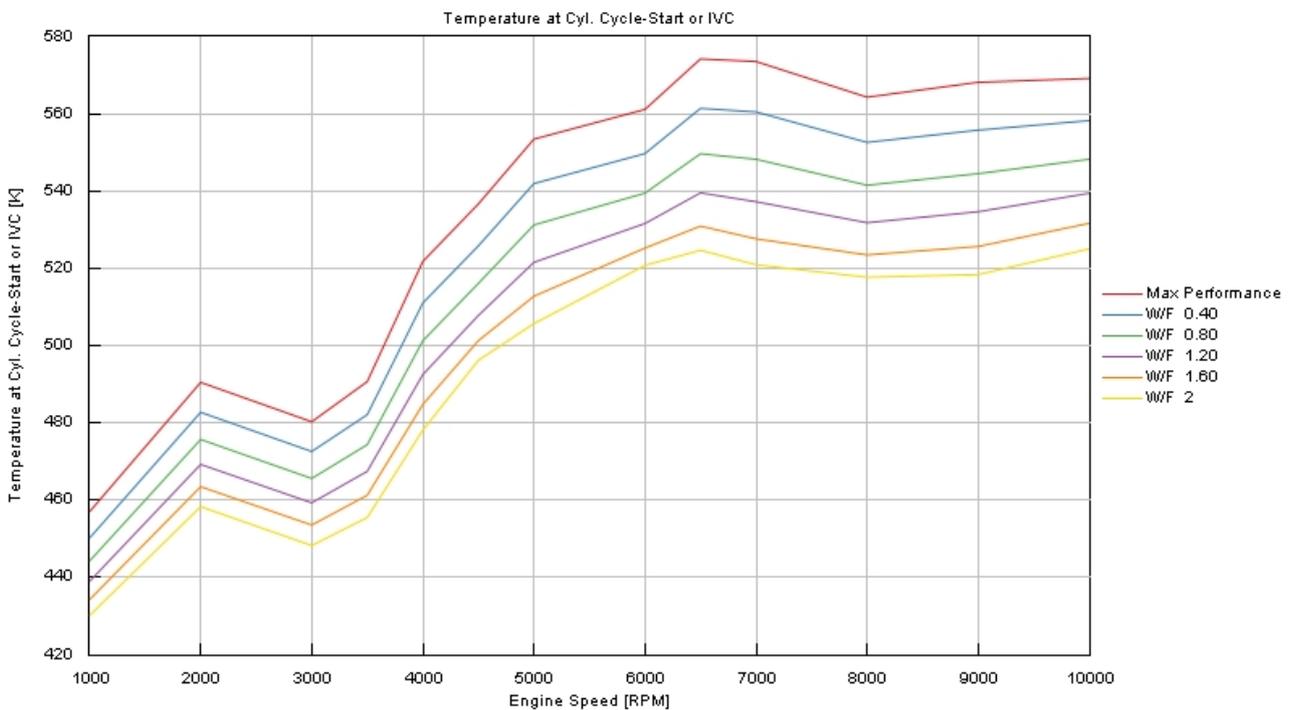


Figura 4.1.2.2 – Andamento delle temperature della carica fresca alla chiusura delle valvole di aspirazione.

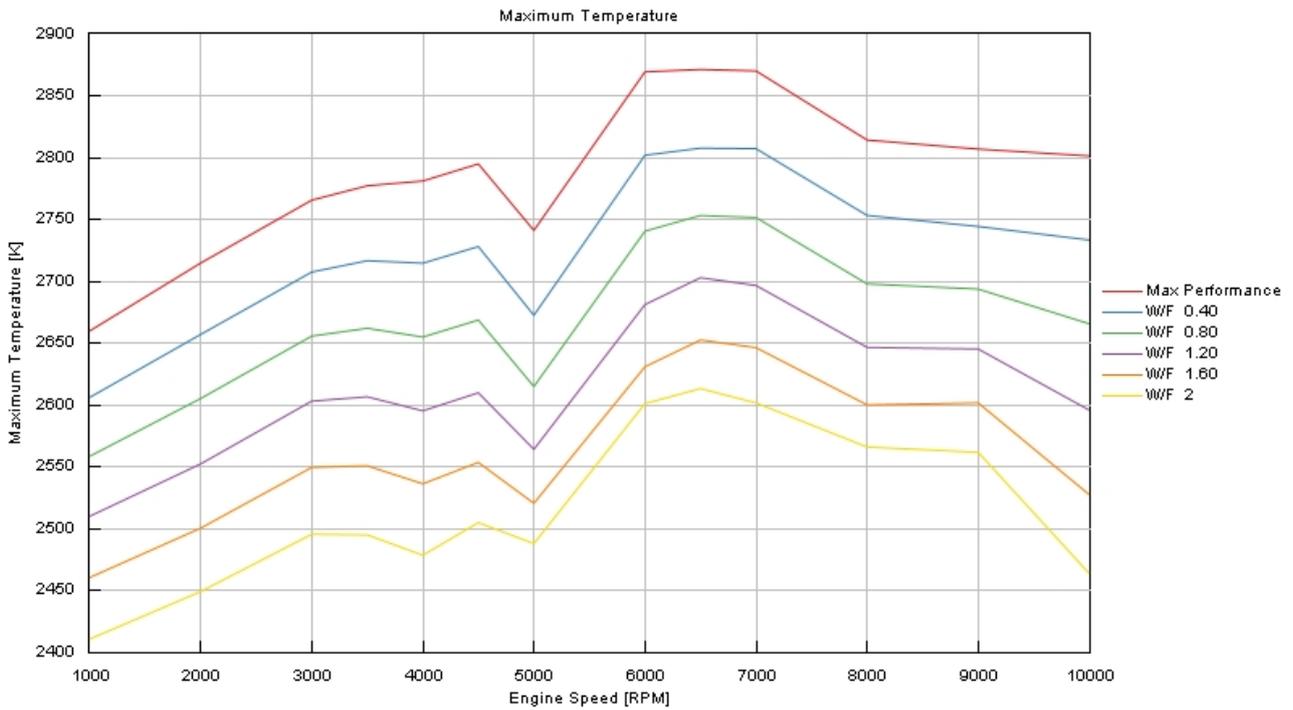


Figura 4.1.2.3 – Andamento delle temperature massime in camera di combustione.

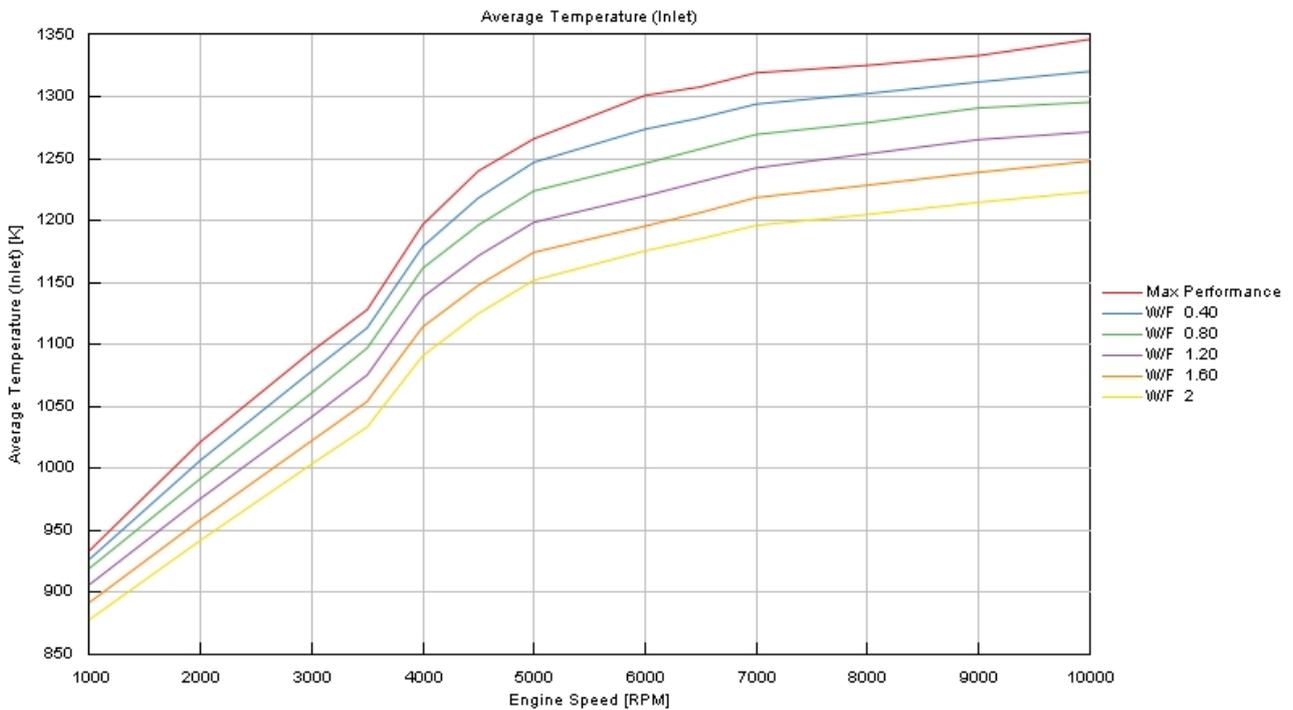


Figura 4.1.2.4 – Andamento delle temperature dei gas esausti in ingresso turbina.

Invece, la riduzione delle pressioni massime raggiunte in camera, indotta dall'iniezione di H₂O, è caratterizzata da valori contenuti. Ciò è apprezzabile in Fig. 4.1.2.5 e, anch'esso, è influenzato dai limiti intrinseci del modello di combustione.

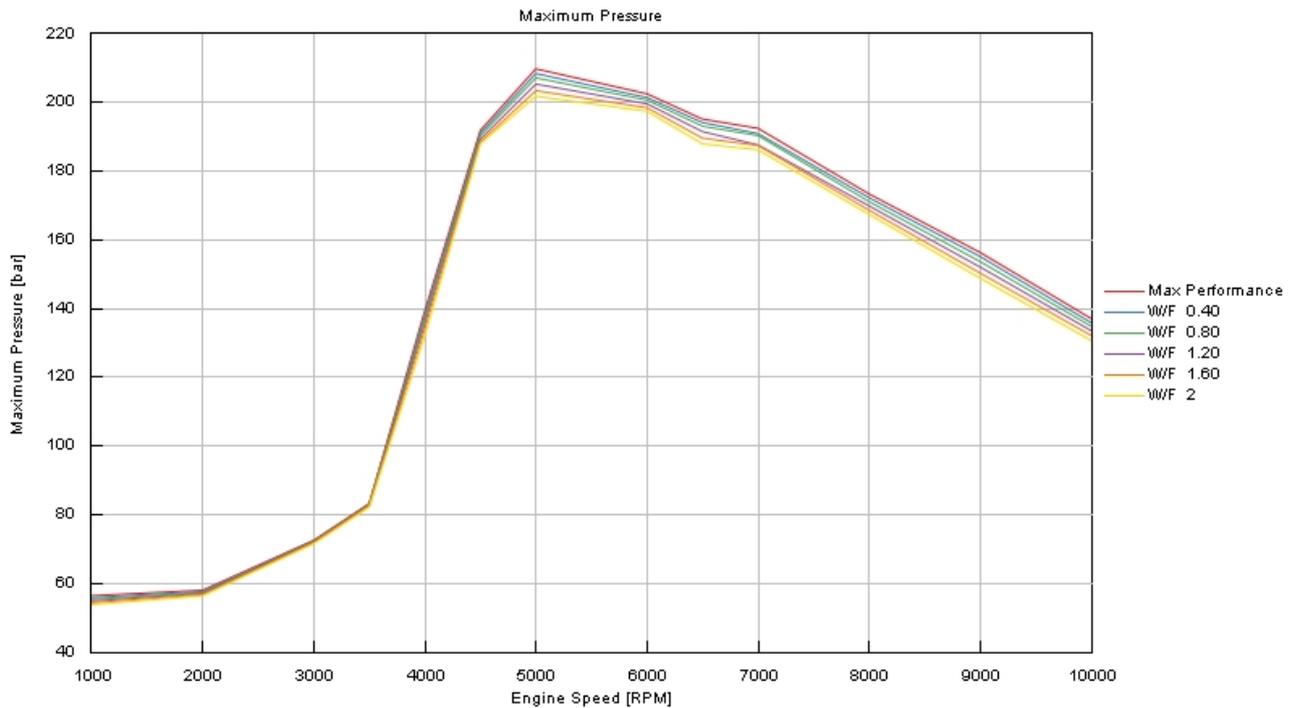


Figura 4.1.2.5 – Andamento delle pressioni massime in camera di combustione.

Un altro effetto significativo, evidente in Fig. 4.1.2.6 è l'incremento del riempimento all'aumentare del rapporto W/F. Tale effetto è causato dall'elevata capacità termica dell'acqua, in grado di sottrarre calore all'aria compressa presente nel port di aspirazione durante evaporazione e miscelamento, riducendo la temperatura dell'aria e aumentandone la densità. Ciò comporta la riduzione globale delle perdite fluidodinamiche durante l'aspirazione e, dunque, un aumento del riempimento proporzionale alla riduzione della temperatura dell'aria aspirata. Come ultimo effetto correlato, riportato in Fig. 4.1.2.7, si ha il contenuto aumento del rendimento del motore sull'intera mappa motore.

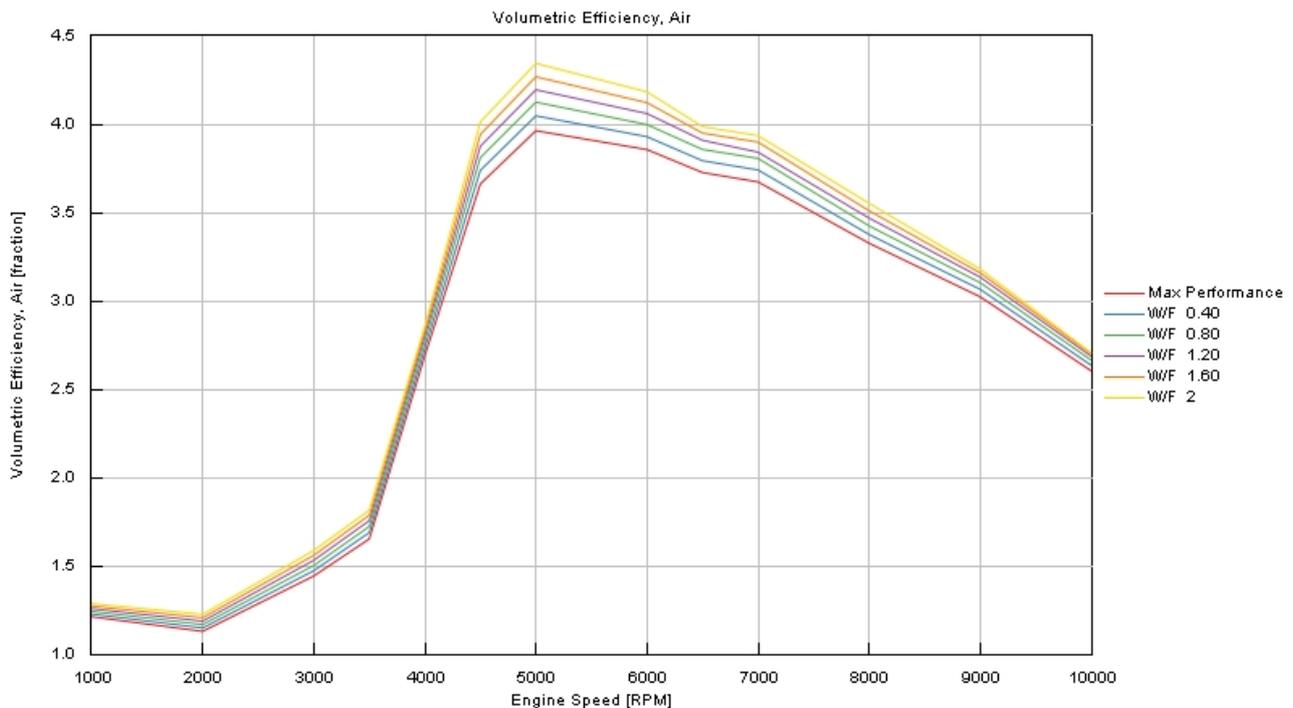


Figura 4.1.2.6 – Andamento del riempimento sull'intera mappa motore.

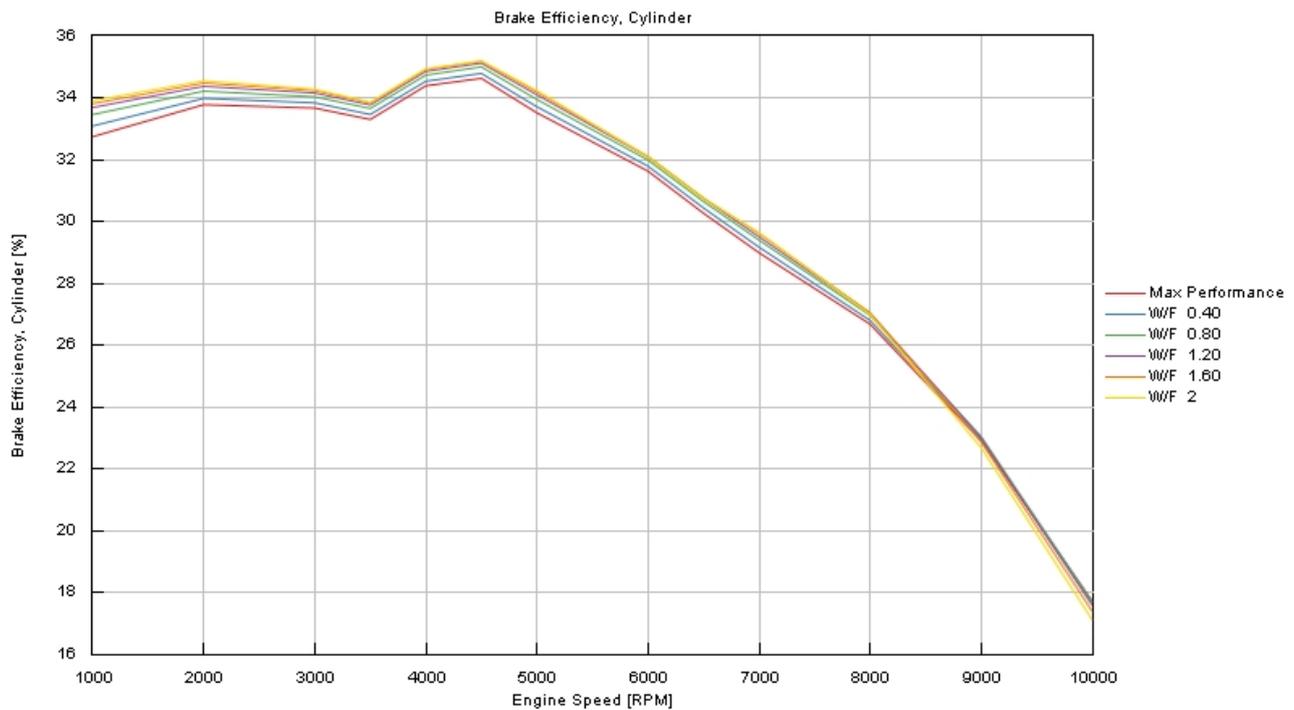


Figura 4.1.2.7 – Andamento del rendimento del motore sull'intera mappa motore.

Infine, per quanto riguarda le prestazioni sull'intera mappa motore, l'effetto congiunto tra la riduzione delle temperature, la riduzione delle pressioni, l'aumento della densità dell'aria aspirata, la sottrazione di volume in camera causato dall'acqua vaporizzata e i limiti del modello di combustione di *Weibe*, comportano una riduzione limitata di potenza coppia e PME a velocità di rotazione superiori a 5000 rpm. I relativi grafici sono riportati in Fig. 4.1.2.8, Fig. 4.1.2.9 e Fig. 4.1.2.10.

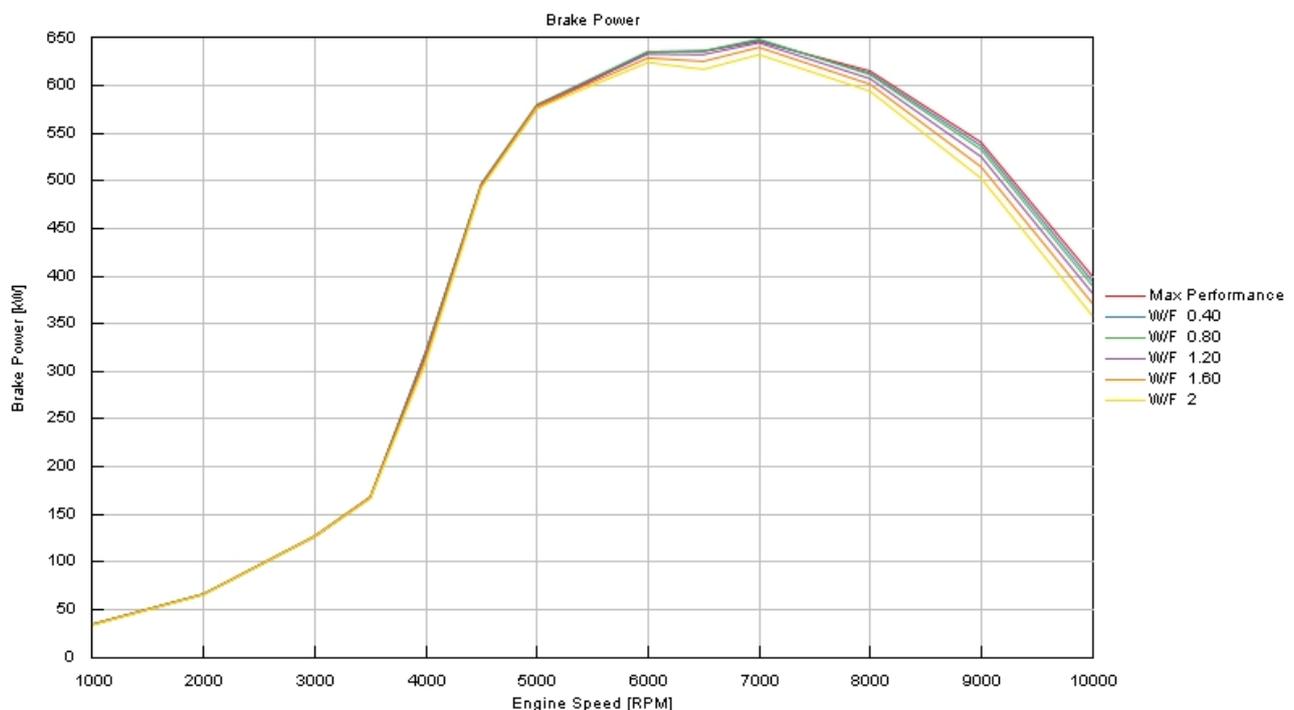


Figura 4.1.2.8 – Variazione dell'andamento della potenza all'aumentare del rapporto W/F.

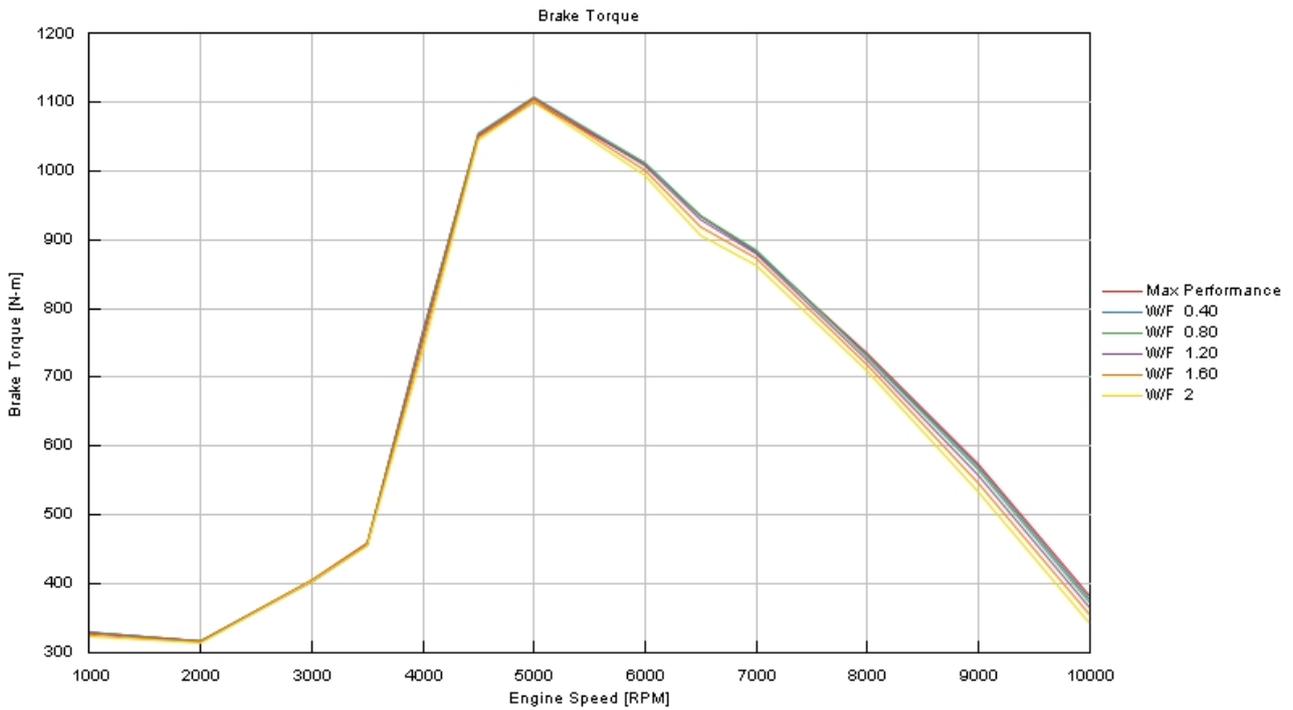


Figura 4.1.2.9 – Variazione dell'andamento della coppia all'aumentare del rapporto W/F.

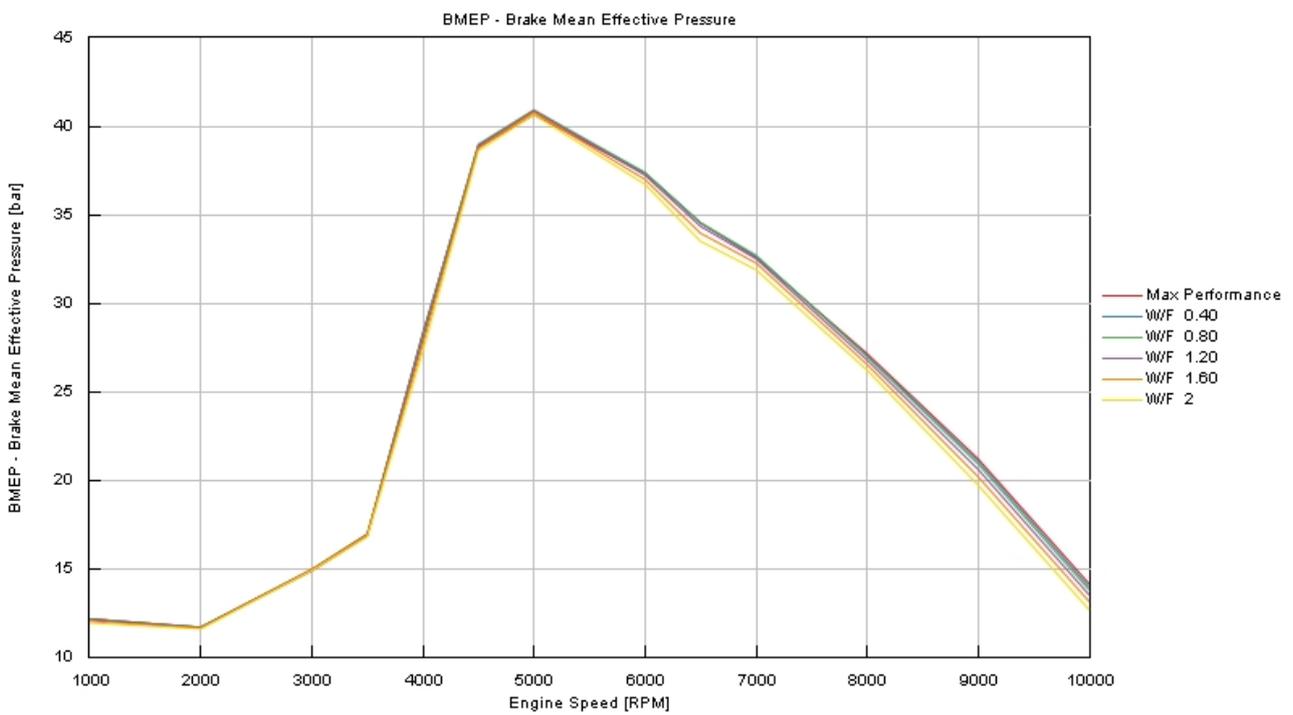


Figura 4.1.2.10 – Variazione dell'andamento della PME all'aumentare del rapporto W/F.

4.2 Calibrazione definitiva

A valle dell'analisi degli effetti indotti dall'iniezione di acqua liquida nel port di aspirazione su temperature, pressioni, rendimento e prestazioni, sono state valutate le condizioni di funzionamento sull'intera mappa motore che limitano gli stress meccanici e termici sull'intero powertrain. In particolare, se l'iniezione di acqua riduce le temperature durante la combustione, boost target e fasatura di combustione permettono il contenimento delle pressioni in camera. Ne consegue, che la calibrazione definitiva del motore richiede la revisione e l'adeguamento del grado di sovralimentazione e della fasatura di combustione, a cui segue quella dell'iniezione d'acqua.

A partire dalla calibrazione validata al Cap. 3.3, al fine di ottenere un indirizzamento sulle modifiche da apportare, si è sfruttato Design Optimizer: impostando i valori massimi di pressione in camera e temperature dei gas esausti in ingresso turbina si sono ricercate le condizioni di boost target, baricentro di combustione e W/F che massimizassero la coppia. In seguito, la calibrazione ottimale è stata ricavata testando singolarmente ciascuna condizione di lavoro.

4.2.1 Limitazione delle pressioni

A partire dalla calibrazione che massimizza le performance senza limiti termicomeccanici, si sono adeguati boost target e baricentro di combustione in modo da ottimizzare la coppia, mantenendo le temperature dei gas esausti in ingresso turbina eccedenti di circa un centinaio di gradi al di sopra del limite imposto. Si sottolinea come la variazione del baricentro permette di traslare l'arco di combustione: nel caso in cui esso venga anticipato, il ciclo termodinamico sarà caratterizzato da pressioni massime maggiori e temperature di fine combustione minori; contrariamente, se il baricentro viene ritardato, si ha maggiore libertà di variazione del boost target, ma le temperature dei gas esausti in ingresso turbina aumentano.

Il limite di 160 bar di pressioni massime in camera, abbinato al limite sulle temperature dei gas esausti, richiede la variazione della calibrazione a velocità di rotazione superiori a 4000 rpm. In Tab. 4.2.1.1, sono riportati i valori di boost target e di baricentro che massimizzano le prestazioni e i relativi valori definitivi: come presumibile, i boost target sono stati tutti ridotti, mentre i baricentri ritardati alle velocità a cui corrispondono i massimi valori di coppia in modo tale da contenere le pressioni massime, invece, alle massime velocità sono stati anticipati al fine di ridurre le temperature a fine combustione e, dunque, contenere anche quelle dei gas esausti in ingresso turbina.

	Velocità motore [rpm]	Boost target ORIGINARIO [bar]	Boost target DEFINITIVO [bar]	Baricentro ORIGINERIO [° aTCdf]	Baricentro DEFINITIVO [° aTCdf]
Caso 1	4000	2.2	2.2	6	5
Caso 2	4500	3	2.3	5	5
Caso 3	5000	3.3	2.4	5	5
Caso 4	5500	-	2.55	-	8
Caso 5	6000	3.4	2.65	5	8
Caso 6	6500	3.4	2.75	5	10
Caso 7	7000	3.5	2.85	10	10
Caso 8	7500	-	3	-	10
Caso 9	8000	3.5	3.05	13	8
Caso 10	8500	-	3	-	8
Caso 11	9000	3.6	2.9	10	8
Caso 12	10000	3.4	2.8	8	8

Tabella 4.2.1.1 – Variazione della calibrazione di turbogruppo e baricentro di combustione a velocità di rotazione superiori a 4000 rpm.

Il parametro che impatta maggiormente sulla limitazione delle pressioni massime risulta essere il boost target, ed il confronto tra il suo andamento nella configurazione a massime performance e quello ottenuto dalla calibrazione definitiva è riportato in Fig. 4.2.1.1.

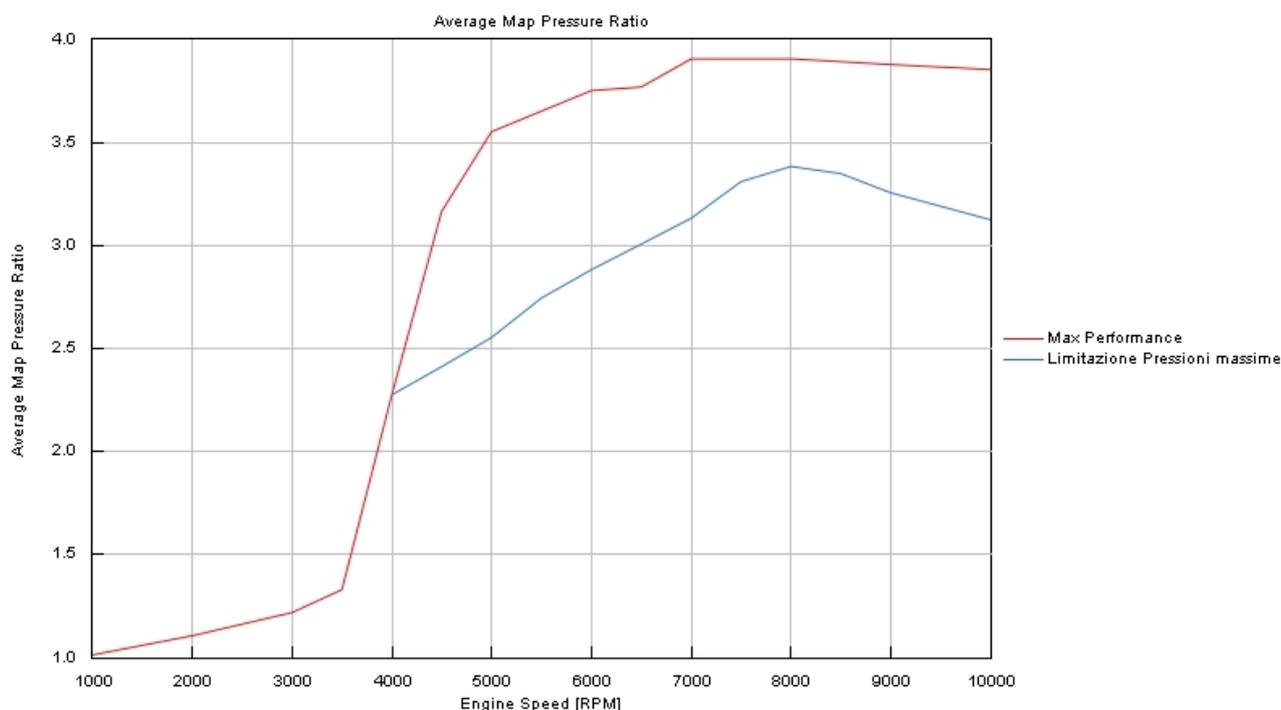


Figura 4.2.1.1 – Limitazione del Boost target a velocità di rotazione superiori a 4000 rpm.

4.2.2 Limitazione delle temperature

A questo punto, una volta definita la calibrazione di boost target e baricentro di combustione che garantisce di avere pressioni massime in camera inferiori a 160 bar, l'iniezione di acqua risulta essere indispensabile per avere temperature in ingresso turbina nell'intorno dei 1200 K.

A questo proposito, in Tab. 4.2.2.1 sono riportati i valori di W/F che permettono di avere una quantità d'acqua iniettata che garantisce di avere temperature nel rispetto del limite imposto, a velocità di rotazione superiori a 4000 rpm.

	Velocità motore [rpm]	W/F [-]
Caso 1	4000	0
Caso 2	4500	0.5
Caso 3	5000	0.85
Caso 4	5500	1.2
Caso 5	6000	1.3
Caso 6	6500	1.5
Caso 7	7000	1.7
Caso 8	7500	1.85
Caso 9	8000	1.9
Caso 10	8500	2
Caso 11	9000	2.05
Caso 12	10000	2.2

Tabella 4.2.2.1 – Calibrazione ottimale dell'iniezione di H₂O a velocità di rotazione superiori a 4000 rpm.

4.2.2 Prestazioni definitive

In conclusione, in accordo con quanto analizzato, nei grafici riportati in Fig. 4.2.2.1 e in Fig. 4.2.2.2, è evidente come la calibrazione che limita esclusivamente le pressioni massime in camera, ha impatto limitato sulle temperature dei gas esausti in ingresso turbina, mentre la calibrazione che mira a ridurre le sole temperature riduce di soli alcuni bar le pressioni massime.

Ancora, in Fig. 4.2.2.1 dalla curva verde che rappresenta la calibrazione ottimale, si evince come le pressioni massime siano inferiori ai 160 bar limite, mentre dalla curva verde in Fig. 4.2.2.1, come l'iniezione di H₂O permette di mantenere fedelmente le temperature dei gas esausti in ingresso turbina nell'intorno dei 1200 K.

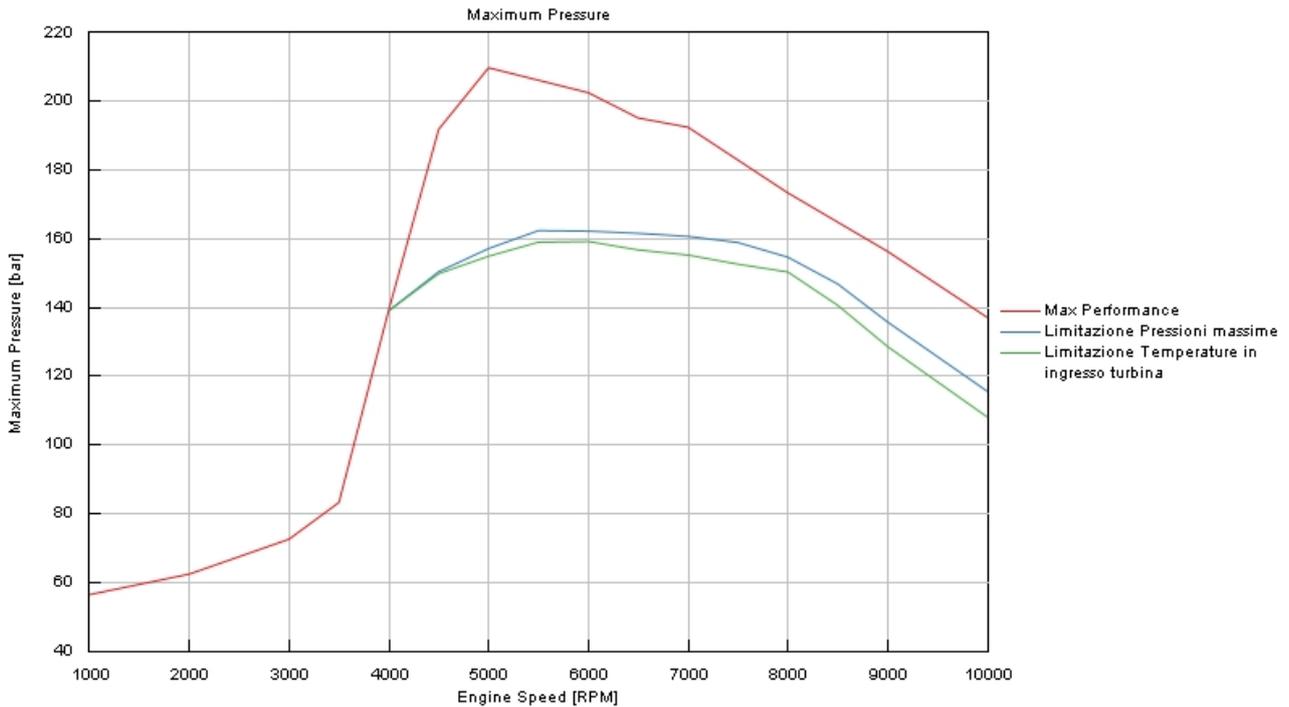


Figura 4.2.2.1 – Confronto degli andamenti delle pressioni massime in camera tra massime performance e calibrazione definitiva, sull'intera mappa motore.

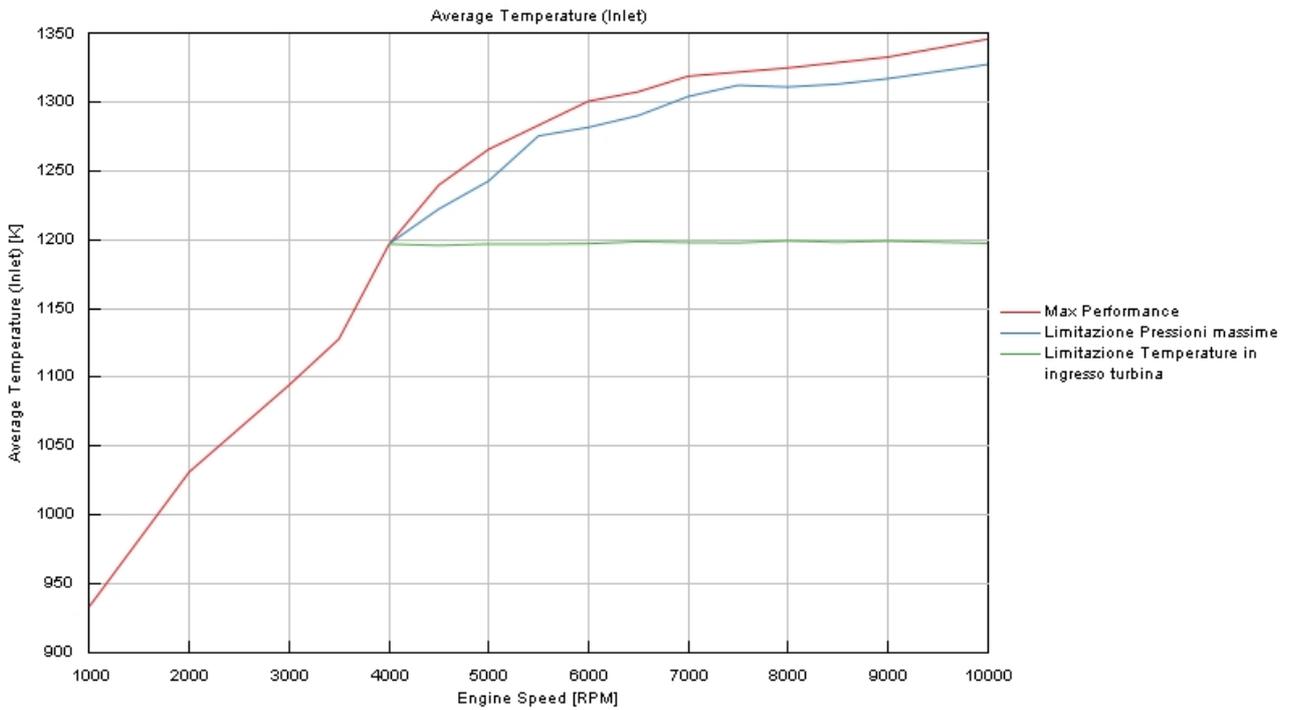


Figura 4.2.2.2 – Confronto degli andamenti delle temperature dei gas esausti in ingresso turbina tra massime performance e calibrazione definitiva, sull'intera mappa motore.

Per quanto riguarda, invece, le performance, in Fig. 4.2.2.3 e Fig. 4.2.2.4 è evidente come la calibrazione validata garantisca valori di potenza e coppia inferiori, tuttavia le prestazioni definitive del motore, rappresentate dalle curve verdi, risultano essere elevate e caratterizzate da valori massimi a regimi medio-alti, andamenti tipici di un motore ad alte prestazioni.

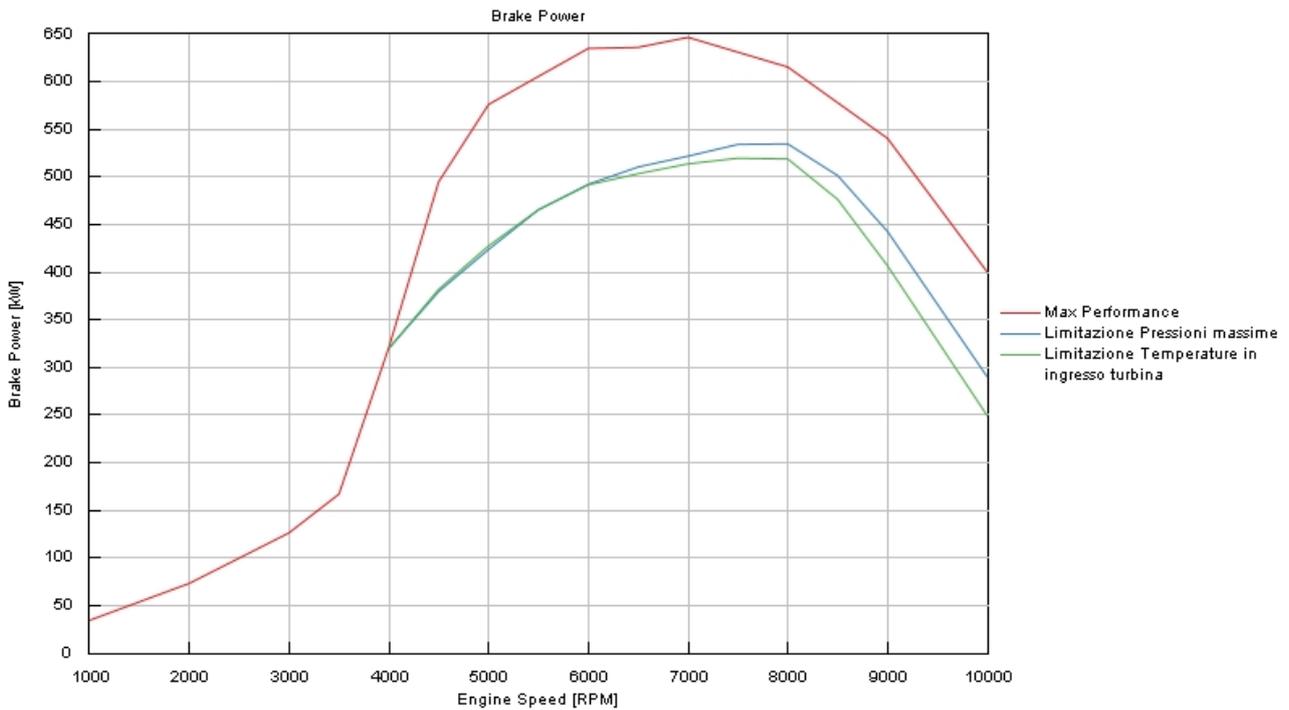


Figura 4.2.2.3 – Confronto degli andamenti della potenza tra massime performance e calibrazione definitiva, sull'intera mappa motore.

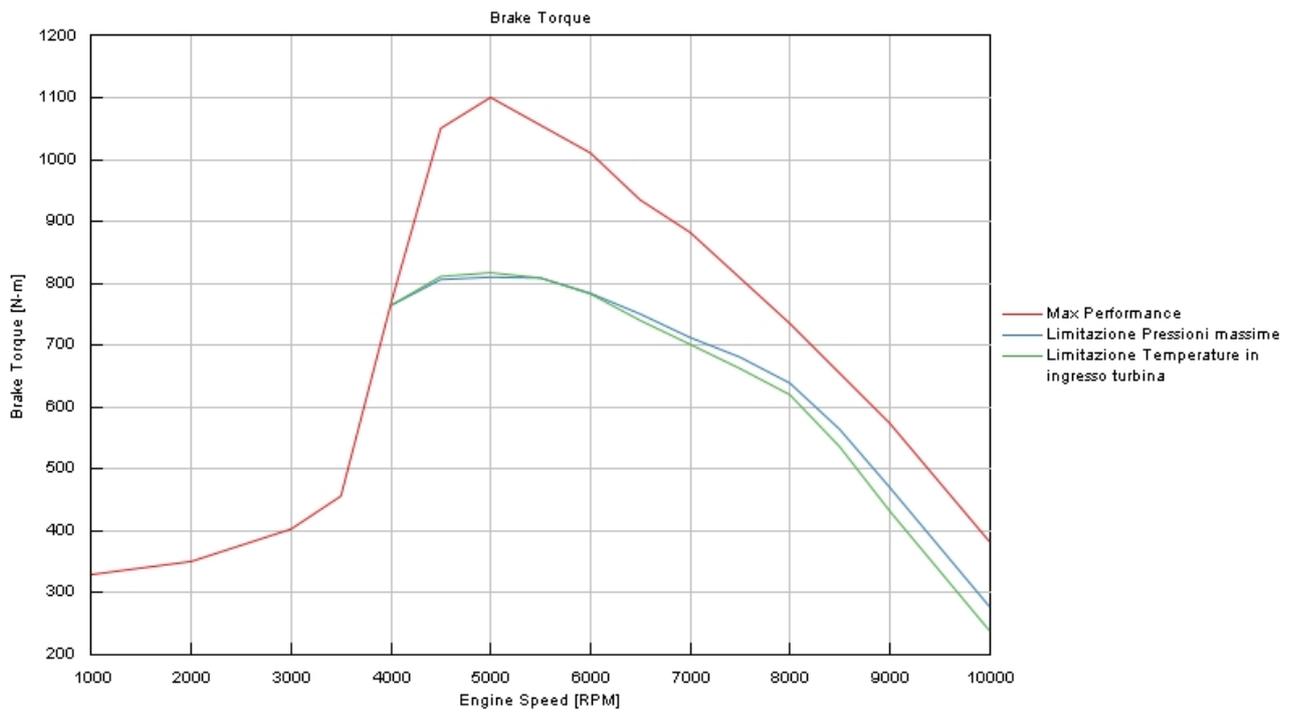


Figura 4.2.2.4 – Confronto degli andamenti della coppia tra massime performance e calibrazione definitiva, sull'intera mappa motore.

4.3 Confronto prestazionale tra il modello originale a benzina ed il modello definitivo ad H₂

Una volta definite le caratteristiche hardware e di calibrazione che permettono di massimizzare le prestazioni del motore, garantendo un andamento della curva di coppia tipico dei motori sportivi, pressioni massime in camera e temperature dei gas esausti in ingresso turbina che limitino lo stress meccanico in camera e quello termico in turbina, la trattazione viene conclusa confrontando le prestazioni nel motore originale benzina con quelle del motore validato ad idrogeno.

I due motori hanno stessa cilindrata, di 3.4L, sono ad iniezione diretta e hanno un turbogruppo per bancata; il motore a benzina è caratterizzato da una mappa motore limitata a 6000 rpm ed è sviluppato e calibrato per garantire prestazioni relativamente alte, mentre quello ad idrogeno, sviluppato e calibrato in questo studio, ha una mappa motore estesa a 10000 rpm. Le prestazioni dei due motori sono severamente differenti e quelle del motore ad idrogeno risultano essere circa due volte quelle del motore a benzina: i valori di picco sono riassunti in Tab. 4.3.1.

	Motore a Benzina	Motore ad idrogeno	
	Valore (@velocità)	Valore (@velocità)	Unità di misura
Max di Potenza	249 (@ 5500 rpm)	520 (@ 7500 rpm)	kW
Max di Coppia	529 (@ 4000 rpm)	817 (@ 5000 rpm)	Nm
Max di PME	19.5 (@ 4000 rpm)	30 (@ 5000 rpm)	bar
Max di Riempimento	2.4 (@ 4000 rpm)	3.3 (@ 6000 rpm)	-

Tabella 4.3.1 – Confronto tra le prestazioni di picco del motore a benzina e del motore ad idrogeno.

Gli andamenti di potenza, coppia e PME riportati rispettivamente in Fig. 4.3.1, Fig. 4.3.2 e Fig. 4.3.3 evidenziano come il motore ad idrogeno abbia un andamento di coppia caratterizzato da valori elevati a velocità di rotazione medio-alte, andamento che permette al motore di essere indicato ad un'applicazione sportiva, in cui la riserva di coppia deve rimanere alta anche ad alte velocità di rotazione.

Ancora, da tali grafici si evince che il motore benzina risulta essere più competitivo tra i 1500 rpm e i 3500 rpm. Ciò è dovuto al fatto che si sia scelto di sviluppare un motore ad idrogeno che mantenesse la stessa architettura del turbogruppo, ma garantisse alte performance a regimi medio-alti. Tale motivo ha imposto la scelta di un compressore di più grandi dimensioni e ciò ha comportato la riduzione delle prestazioni ai bassi regimi. La differenza del comportamento tra i due turbogruppi è evidente dagli andamenti delle pressioni di sovralimentazione raggiunti dai due motori ripostati in Fig. 4.3.4.

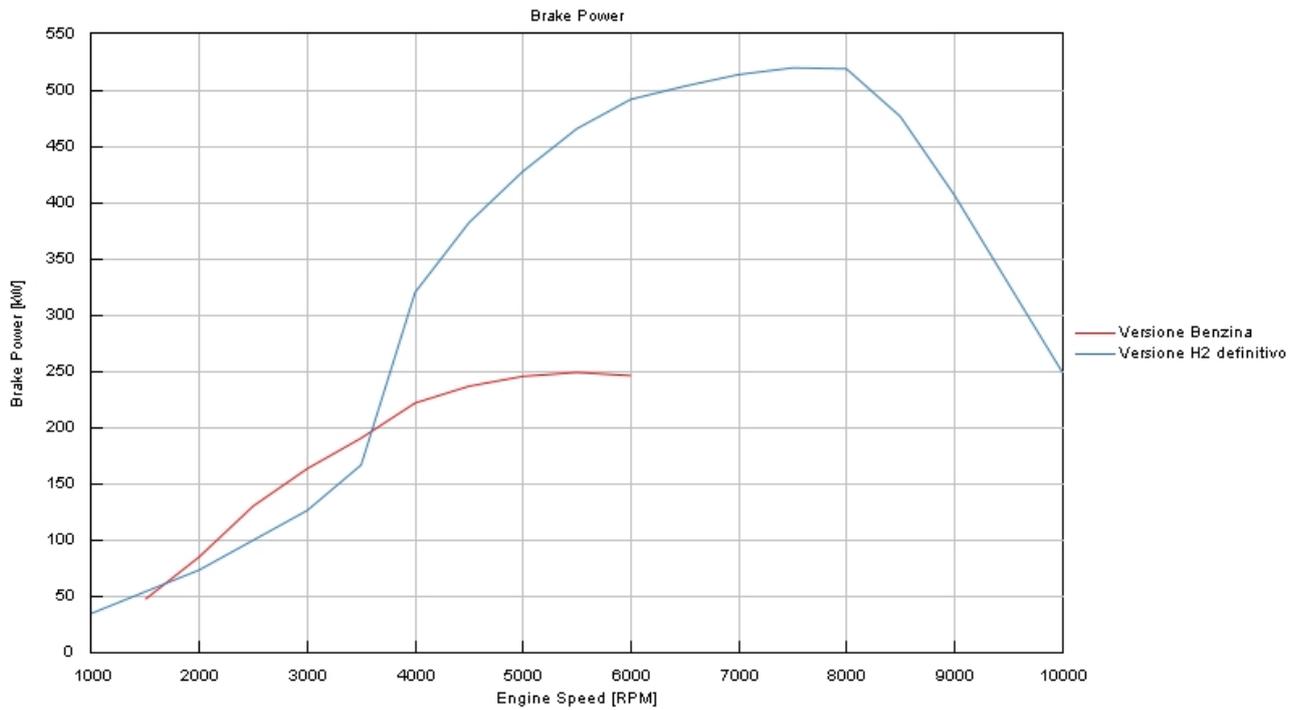


Figura 4.3.1 – Confronto dell'andamento di potenza tra motore a benzina e motore ad idrogeno.

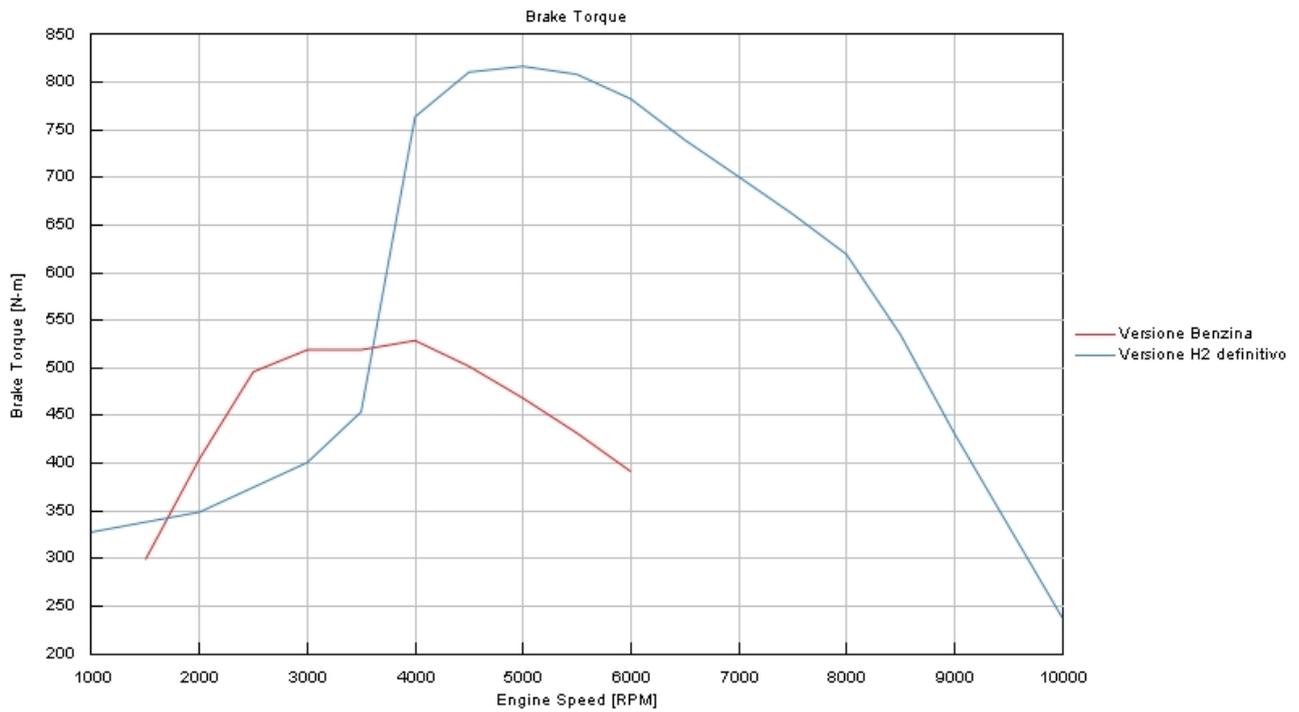


Figura 4.3.2 – Confronto dell'andamento di coppia tra motore a benzina e motore ad idrogeno.

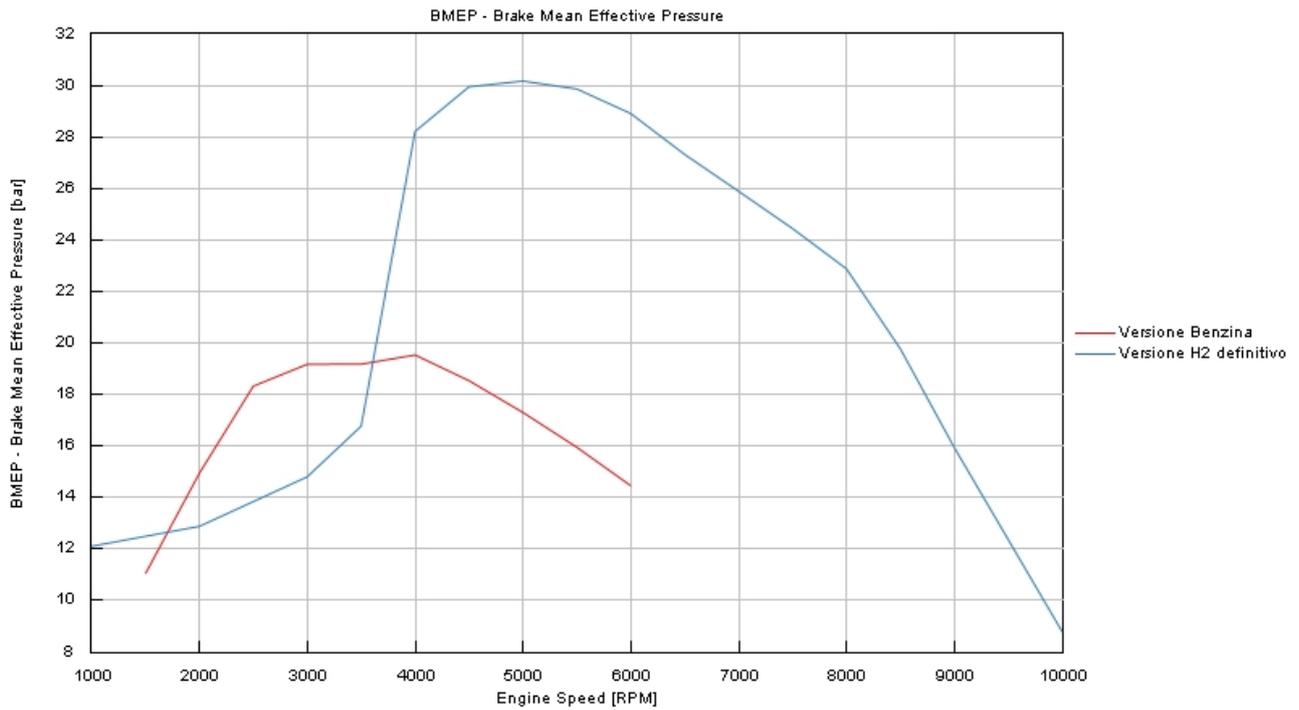


Figura 4.3.3 – Confronto dell’andamento di PME tra motore a benzina e motore ad idrogeno.

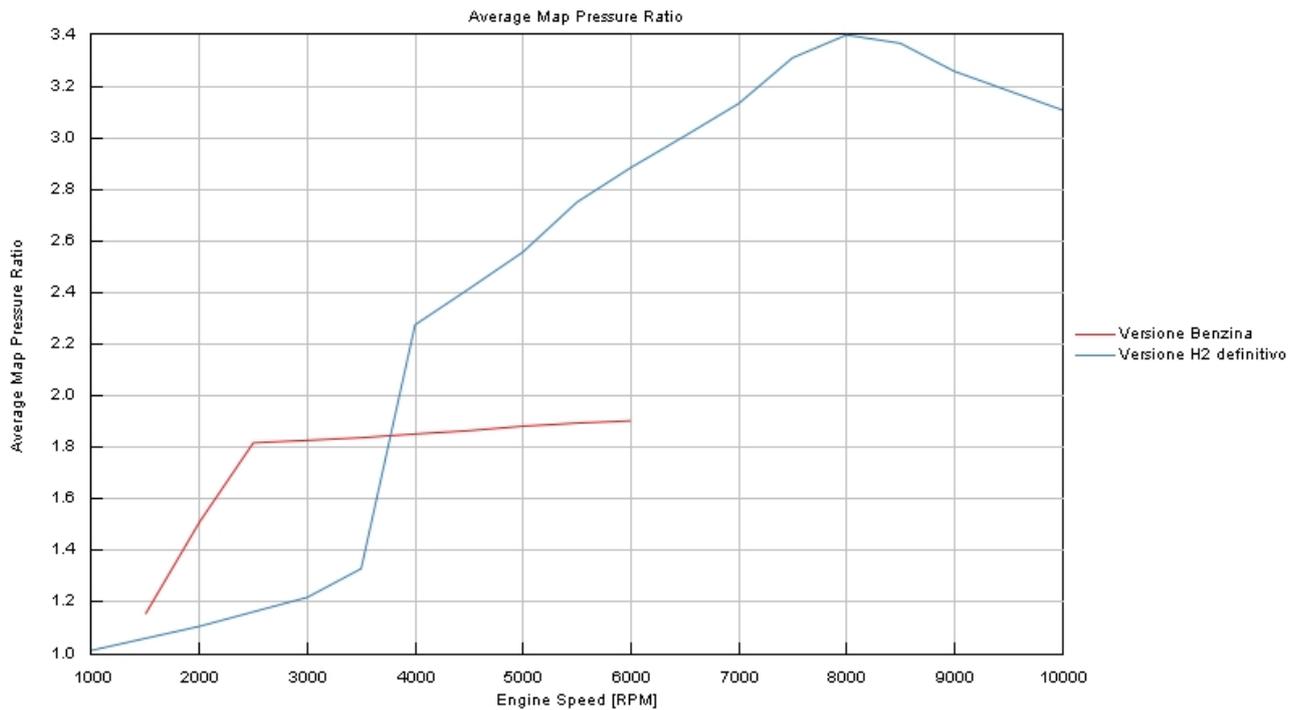


Figura 4.3.4 – Confronto dell’andamento di boost target tra motore a benzina e motore ad idrogeno.

La scelta del nuovo compressore e l’ottimizzazione della calibrazione di aspirazione e di scarico hanno permesso al motore ad idrogeno di raggiungere valori di riempimento molto più elevati di quelli del motore a benzina, a meno dei bassi regimi, in cui il motore a benzina resta più prestazionale. I relativi andamenti sono riportati in Fig. 4.3.5.

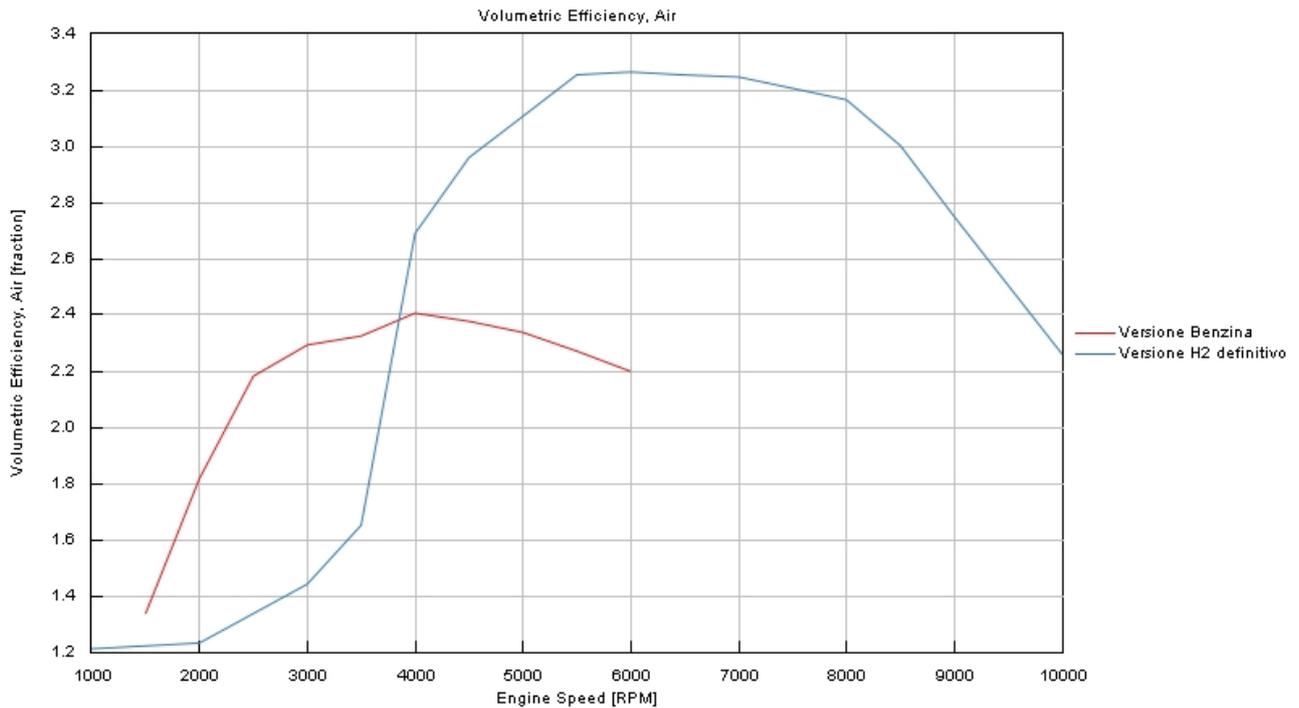


Figura 4.3.5 – Confronto dell'andamento di riempimento tra motore a benzina e motore ad idrogeno.

Il turbograppo e le calibrazioni di aspirazione, iniezione e combustione, oltre che a garantire prestazioni decisamente maggiori a regimi di rotazione superiori a 3500 rpm, hanno reso il motore ad idrogeno decisamente più efficiente di quello a benzina: in particolare, in Fig. 4.3.6, è apprezzabile come la differenza si attesti a circa il 10 % sull'intera mappa motore.

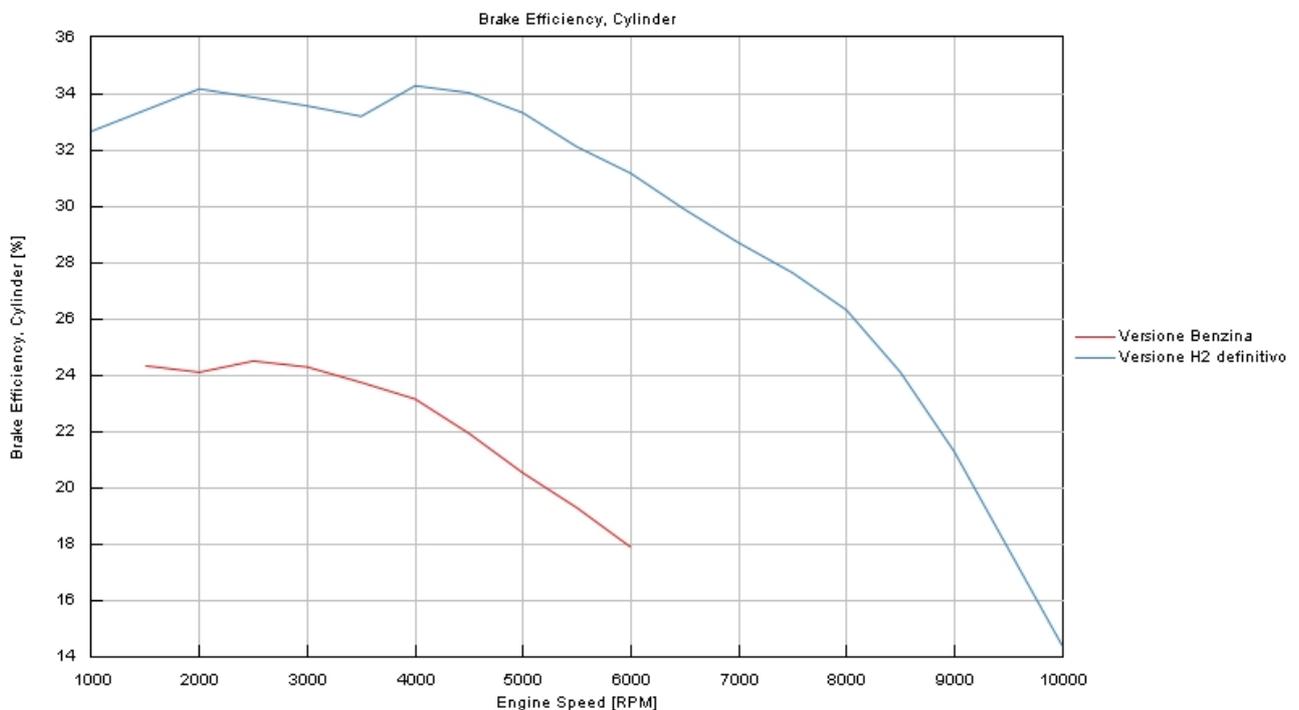


Figura 4.3.6 – Confronto dell'andamento di rendimento tra motore a benzina e motore ad idrogeno.

In conclusione, i livelli di pressioni massime in camera e di temperature dei gas esausti in ingresso turbina del motore ad idrogeno, riportati rispettivamente in Fig. 4.3.7 e Fig. 4.3.8, risultano essere in accordo con i limiti definiti al Cap. 4.3.1, ma decisamente maggiori rispetto ai corrispettivi livelli del motore a benzina. Ciò è dovuto a scelte progettuali differenti, caratterizzate, nel caso della versione ad idrogeno, dall'impiego di materiali altamente resistenti, adatti alle applicazioni sportive di nicchia.

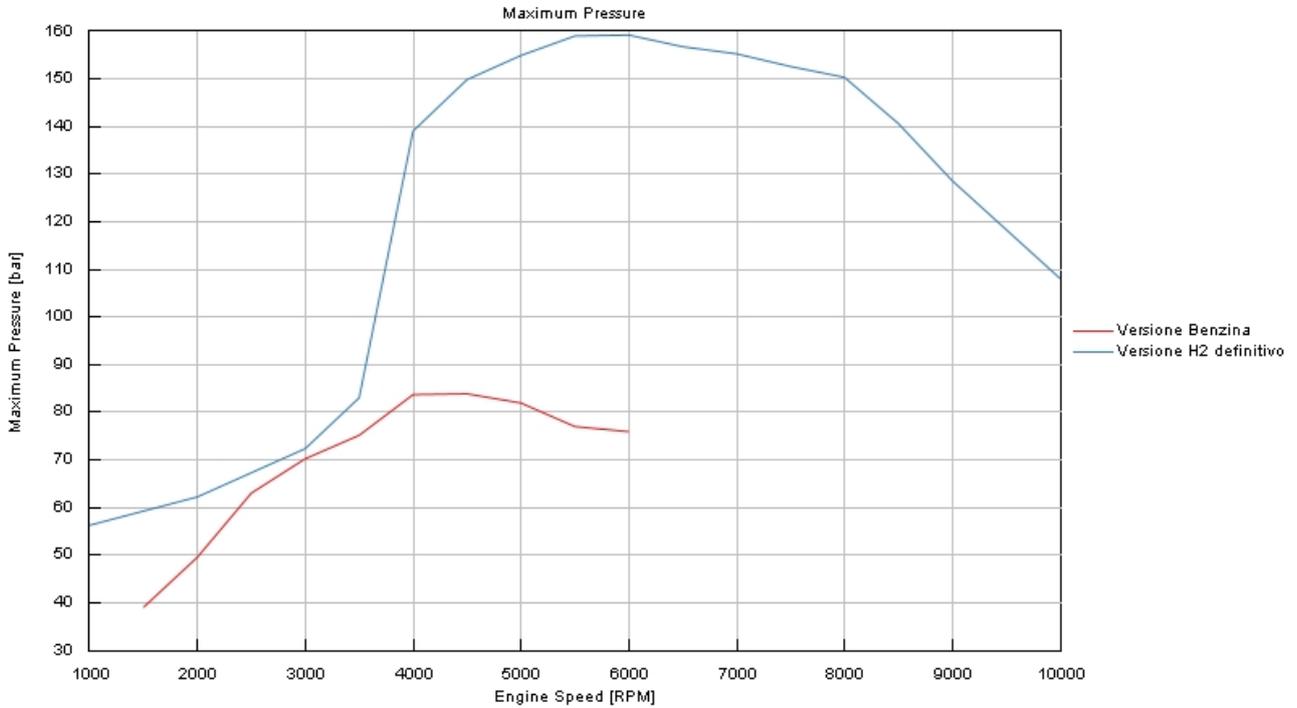


Figura 4.3.7 – Confronto dell'andamento delle pressioni massime in camera tra motore a benzina e motore ad idrogeno.

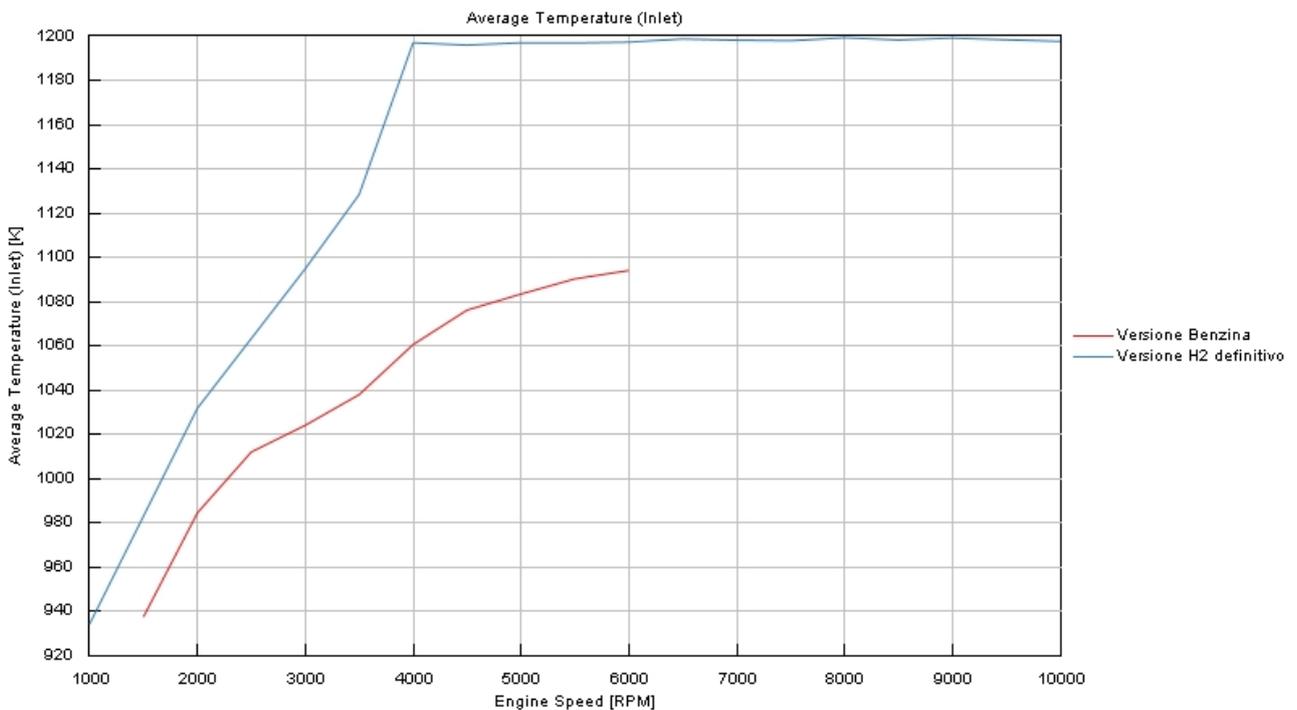


Figura 4.3.8 – Confronto dell'andamento delle temperature dei gas esausti in ingresso turbina tra motore a benzina e motore ad idrogeno.

Conclusioni

Il presente lavoro di tesi ha affrontato la complessa conversione di un motore ad alte prestazioni originariamente alimentato a benzina, al funzionamento ad idrogeno. L'obiettivo principale è stato quello di definire, attraverso un'attività di simulazione su un modello unidimensionale di un motore condotta in ambiente GT-Suite, le strategie hardware e calibrative più efficaci per garantire prestazioni di livello pari o superiore a quelle del motore originario, mantenendo al contempo le sollecitazioni meccaniche e termiche entro limiti accettabili. Il lavoro rappresenta la fase preliminare di un più ampio progetto di ricerca in collaborazione tra Politecnico di Torino e un'azienda leader nel settore automotive, finalizzato alla conversione al funzionamento ad idrogeno di un motore ad alte prestazioni.

L'intero percorso di definizione hardware e di ottimizzazione della calibrazione è stato condotto con la consapevolezza dei limiti e delle potenzialità del modello unidimensionale: Questo tipo di modellazione consente una descrizione accurata della fluidodinamica e dei fenomeni di scambio termico globali, ma introduce semplificazioni significative nella rappresentazione della fluidodinamica locale e dei processi di miscelamento e combustione. In particolare, il modello di combustione utilizzato è risultato essere il modello di *Weibe* che, pur essendo ampiamente utilizzato in letteratura per la previsione del rilascio termico nei motori ad accensione comandata, si basa su un approccio empirico non in grado di prevedere l'evoluzione tridimensionale della turbolenza, della formazione del fronte di fiamma e della distribuzione spaziale della temperatura. A tali aspetti si aggiunge l'impossibilità di allenare il modello unidimensionale alla simulazione ed al riconoscimento delle anomalie di combustione tipiche della combustione idrogeno. È pertanto necessario interpretare i risultati come indicazioni preliminari e tendenze da validare mediante simulazioni CFD 3D più avanzate e future prove al banco.

Nel corso dello studio, a valle dell'impostazione del funzionamento ad idrogeno del modello numerico accurato del motore V6 di 3.4L Twin-Turbo originariamente a benzina, le simulazioni condotte hanno mostrato come il turbogruppo originale non fosse sufficiente a garantire pressioni di sovralimentazione sufficienti sull'intera mappa motore. A tal proposito, si è proceduto sostituendo il compressore originario con un compressore Garrett di dimensioni maggiorate in grado di mantenere alti livelli di coppia anche alle alte velocità di rotazione. Successivamente, sfruttando moduli computazionali quali Design Optimizer e Design of Experiments in grado di effettuare ricerche multi-obiettivo e generare metamodelli predittivi, è stato possibile definire la calibrazione di aspirazione, iniezione ed accensione in grado di sbloccare la massima performance sull'intera mappa motore, senza limitazioni su pressioni e temperature. La definizione definitiva del modello ha, infine, previsto la rivisitazione della calibrazione al fine di limitare le pressioni massime in camera e l'adozione di iniettori adibiti all'iniezione di acqua nel collettore di aspirazione adatta al contenimento delle temperature durante tutto l'arco di combustione e, dunque, anche dei gas esausti in ingresso turbina.

Il confronto tra il motore a benzina e il motore convertito definitivo ha evidenziato un incremento significativo di potenza e coppia, un miglioramento del riempimento volumetrico e un aumento dell'efficienza del powertrain. In particolare, il motore ad idrogeno raggiunge un picco di potenza pari a circa 520 kW (707 CV) a 7.500 rpm, circa il doppio rispetto ai 249 kW (339 CV) del motore a benzina a 5.500 rpm, e una coppia massima di 817 Nm a 5.000 rpm, significativamente superiore ai 529 Nm del modello originale. Questi incrementi sono accompagnati da un aumento della pressione media effettiva e del riempimento volumetrico, confermando l'efficacia della strategia progettuale adottata. Inoltre, dal punto di vista dell'efficienza, il motore ad idrogeno presenta un miglioramento medio del 10% sull'intera mappa motore rispetto al motore a benzina, risultato ottenuto grazie alla

combinazione dell'ottimizzazione del turbogruppo e di quella delle calibrazioni di aspirazione, iniezione e combustione specifiche per la combustione ad idrogeno.

L'analisi delle curve prestazionali ha mostrato come il motore ad idrogeno sia definito in modo tale da raggiungere i massimi livelli di coppia e potenza a regimi di rotazione medio-alti, e ne garantisca alti valori anche ai regimi più alti, confermando la validità della scelta progettuale di estendere la mappa motore fino a 10.000 rpm. Tale comportamento rende il motore validato particolarmente adatto ad applicazioni sportive, dove la disponibilità di potenza e coppia a regimi medio-alti rappresenta un requisito fondamentale. Allo stesso tempo, l'aumento delle pressioni massime in camera e delle temperature dei gas esausti in ingrasso turbina, pur superiore rispetto al motore a benzina, è stato mantenuto entro limiti compatibili con la resistenza termomeccanica dei materiali altoresistenti tipici delle applicazioni altoprestazionali di nicchia.

La ricerca evidenzia come la transizione di un motore SI a benzina verso l'alimentazione ad idrogeno non possa prevedere la semplice sostituzione del combustibile, ma richieda un ripensamento integrato dell'intero sistema che riguardi la ridefinizione del turbogruppo e la ricalibrazione del motore, accompagnate dall'iniezione di acqua capace di contenere le temperature durante l'intero ciclo motore. Questo approccio ha permesso di ottenere prestazioni superiori, migliorare il rendimento medio del motore e confermare la fattibilità tecnica di un motore sportivo alimentato a idrogeno, mantenendo la stessa architettura di base. Dunque, i risultati ottenuti dimostrano che la transizione di un motore verso il funzionamento ad idrogeno, non solo garantisce prestazioni al livello di quelle della versione originaria, ma permette di raggiungere livelli di coppia, potenza e rendimenti decisamente maggiori rispetto a quelli di partenza, integrando la riduzione dell'impatto ambientale.

L'insieme delle analisi e dei risultati discussi apre scenari interessanti per ulteriori progetti di ricerca in cui risulta fondamentale un approccio multidisciplinare, capace di coniugare la progettazione meccanica, l'ottimizzazione termodinamica e la gestione elettronica, per sviluppare soluzioni che siano tecnicamente realizzabili. L'esperienza acquisita rappresenta, quindi, una base solida per l'intero progetto di cui tale tesi ne risulta essere la fase preliminare.

Acronimi

SI: Spark Ignition

CO₂: Anidride Carbonica

H₂: Idrogeno

ICE: Internal Combustion Engine

EGR: Exhaust Gas Recirculation

NO_x: Ossidi di Azoto

DI: Direct Injection

PFI: Port Fuel Injection

PME: Pressione Media Efficace (BMEP)

TDCf: Top Dead Centre Firing

VGT: Variable Geometry Turbine

PPC: Precamera Passiva di Combustione

MBT Timing: Maximum Brake Torque Timing

SOI: Start of Injection

EIVC: Early Intake Valve Closure

m_{inj}: Injected Fuel Mass

P_{inj}: Injection Pressure

COV_{IMEP}: Variazione Ciclica della Pressione Media Indicata

WI: Water Injection

H₂O: Acqua

Reference

- [1] Kicja S., *Sviluppo di catalizzatori SCR per motori a combustione di idrogeno*, MSc Thesis, Politecnico di Torino, Torino, Italy, 2024.
Kicja_Sviluppo di catalizzatori SCR per motori a combustione di idrogeno_MSc2024.pdf
- [2] Durand T., Adomeit P., Blomberg M., Jeihouni Y., Michelet F., Combemale L., Meyer S., “Combustion Chamber Development to Maximize the Performance of the Hydrogen Combustion Engine for the T1 Ultimate Category of the Dakar Rally Competition”, SAE International Paper 2023-01-0737, 2023.
Durand,Adomeit,Blomberg,Jeihouni,Michelet,Combemale,Meyer_Combustion Chamber Development to Maximize the Performance of the Hydrogen Combustion Engine for the T1 Ultimate Category of the Dakar Rally Competition_2023.pdf
- [3] Tonelli R., Medda M., Gullino F., Silvestri N., Zaffino F., Mariconti R., Rossi V., “Experimental and Numerical Investigation of Different Dilution Techniques in a High-Performance H2 - Fueled SI Engine”, SAE International Paper 2025-01-8424, 2025.
Tonelli,Medda,Gullino,Silvestri,Zaffino,Mariconti,Rossi_Experimental and Numerical Investigation of Different Dilution Techniques in a High-Performance H2 - Fueled SI Engine_2025.pdf
- [4] <https://www.newsauto.it/guide/motore-ad-idrogeno-h2-alte-prestazioni-2024-477120/>.
Motore a idrogeno H2 per alte prestazioni.pdf
- [5] <https://www.newsauto.it/guide/motore-ad-idrogeno-h2-alte-prestazioni-2024-477120/>.
Motore da corsa a idrogeno, AVL raggiunge i 410 CV.pdf
- [6] Szwaja S., Bhandary K. R., Naber J. D., “Comparisons of hydrogen and gasoline combustion knock in a spark ignition engine”, Science Direct Paper 32 (2007) 5076 – 5087, 2007.
Szwaja,Bhandary,Naber_Comparisons of hydrogen and gasoline combustion knock in a spark ignition engine_2007.pdf
- [7] Nieminen J., D’Souza N., Dincer I., “Comparative combustion characteristics of gasoline and hydrogen fuelled ICEs”, Science Direct Paper 35 (2010) 5114 – 5123, 2010.
Nieminen,D’Souza,Dincer_Comparative combustion characteristics of gasoline and hydrogen fuelled ICEs_2010.pdf
- [8] Mohamed M., Mirshahi M., Wang X., Zhao H., “Investigation into Abnormal Combustion Events in a PFI and DI Hydrogen Spark-Ignition Engine”, SAE International Paper 2025-01-8399, 2025.
Mohamed,Mirshahi,Wang,Zhao_Investigation into Abnormal Combustion Events in a PFI and DI Hydrogen Spark-Ignition Engine_2025.pdf
- [9] Winklhofer E., Jocham B., Philipp H., Leitner D., Heindl R., Diniz-Netto N., “Hydrogen ICE Combustion Challenges”, SAE International Paper 2023-24-0077, 2023.
Winklhofer,Jocham,Philipp,Leitner,Heindl,Diniz-Netto_Hydrogen ICE Combustion Challenges_2023.pdf
- [10] Piano A., Millo F., Quattrone G., Pesce F., Vassallo A., “Comprehensive quasi-dimensional model to predict combustion process, knock likelihood and cycle-by-cycle variability in a hydrogen-fueled internal combustion engine”, SAE International Paper 2023-32-0171, 2023.
Piano,Millo,Quattrone,Pesce,Vassallo_Comprehensive quasi-dimensional model to predict combustion process, knock likelihood and cycle-by-cycle variability in a hydrogen-fueled internal combustion engine_2023.pdf
- [11] Lai F., Sun B., Zhang S., Wang K., Luo Q., Bao L., Leach F., “Experimental analysis and optimization of the variable valve timing on attaining high efficiency with low NOx emission of a direct-injected hydrogen engine”, Science Direct Paper 381 (2025) 133199, 2025.
Lai,Sun,Zhang,Wang,Luo,Bao,Leach_Experimental analysis and optimization of the variable valve timing on attaining high efficiency with low NOx emission of a direct-injected hydrogen engine_2025.pdf

- [12] Kiesgen G., Kluting M., Bock C., Fisher H., “The New 12-Cylinder Hydrogen Engine in the 7 Series: The H2 ICE Age Has Begun”, SAE International Paper 2006-01-0431, 2006.
Kiesgen,Kluting,Bock,Fischer_The New 12-Cylinder Hydrogen Engine in the 7 Series:The H2 ICE Age Has Begun_2006.pdf
- [13] Anticaglia A., Balduzzi F., Ferrara G., De Luca M., Carpentiero D., Fabbri A., Fazzini L., “Feasibility analysis of a direct injection H2 internal combustion engine: Numerical assessment and proof-of-concept”, Science Direct Paper 48 (2023) 32553-32571, 2023.
Anticaglia,Balduzzi,Ferrara,DeLuca,Carpentiero,Fabbri,Fazzini_Feasibility analysis of a direct injection H2 internal combustion engine: Numerical assessment and proof-of-concept_2023.pdf
- [14] Mohamed M., Longo K., Zhao H., “Hydrogen Engine Insights: A Comprehensive Experimental Examination of Port Fuel Injection and Direct Injection”, SAE International Paper 2024-01-2611, 2024.
Mohamed,Longo,Zhao_Hydrogen Engine Insights: A Comprehensive Experimental Examination of Port Fuel Injection and Direct Injection_2024.pdf
- [15] Kim Y., Park C., Oh S., Choi Y., Lee J., “EFFECT OF EXCESSIVE AIR RATIO ON HYDROGEN-FUELED SPARK IGNITION ENGINE WITH HIGH COMPRESSION RATIO USING DIRECT INJECTION SYSTEM TOWARD HIGHER BRAKE POWER AND THERMAL EFFICIENCY”, International Journal of Automotive Technology 10.1007 (2023), 2023.
Kim,Park,Oh,Choi,Lee_EFFECT OF EXCESSIVE AIR RATIO ON HYDROGEN-FUELED SPARK IGNITION ENGINE WITH HIGH COMPRESSION RATIO USING DIRECT INJECTION SYSTEM TOWARD HIGHER BRAKE POWER AND THERMAL EFFICIENCY_2023.pdf
- [16] Pirki R., Hermann D., Kapusta L., D’Onofrio M., “H2 Injection System for Heavy-duty Applications”, Springer Professional Paper 02-03|2023, 2023.
Pirki,Hermann,Kapusta,D’Onofrio_H2 Injection System for Heavy-duty Applications_2023.pdf
- [17] Montenegro G., Marinoni A., Della Torre A., D’Errico G., Onorati A., Cerri T., “1D Modeling of a High-Performance Engine Fueled with H2 and Equipped with a Low NOx After-Treatment Device”, SAE International Paper 2024-37-0009, 2024.
Montenegro,Marinoni,DellaTorre,D’Errico,Onorati,Cerri_1D Modeling of a High-Performance Engine Fueled with H2 and Equipped with a Low NOx After-Treatment Device_2024.pdf
- [18] Brin J., Waldron T., “Analysis of Boosting Architectures for Hydrogen Internal Combustion Engines”, SAE International Paper 2023-01-0411, 2023.
Brin,Waldron_Analysis of Boosting Architectures for Hydrogen Internal Combustion Engines_2023.pdf
- [19] Lai F., Sun B., Zhang Z., Zhang S., Wang K., Ju X., Luo Q., Bao L., Leach F., “Experimental investigation of the matching boundary and optimization strategy of a variable geometry turbocharged direct-injected hydrogen engine”, FUEL Paper 373 (2024) 132288, 2024.
Lai,Sun,ZhangZ.,ZhangS.,Wang,K.,Ju,X.,Luo,Q.,Bao,L.,Leach,F_Experimental investigation of the matching boundary and optimization strategy of a variable geometry turbocharged direct-injected hydrogen engine_2024.pdf
- [20] Millo F., Piano A., Rolando L., Accurso F., Gullino F., Roggio S., Bianco A., Pesce F., Vassallo A., Rossi R., “Synergetic Application of Zero-, One-, and Three-Dimensional Computational Fluid Dynamics Approaches for Hydrogen-Fuelled Spark Ignition Engine Simulation”, SAE International Paper 03-15-04-0030, 2022
Millo,Piano,Rolando,Accurso,Gullino,Roggio,Bianco,Pesce,Vassallo,Rossi_Synergetic Application of Zero-, One-, and Three-Dimensional Computational Fluid Dynamics Approaches for Hydrogen-Fuelled Spark Ignition Engine Simulation_2022.pdf
- [21] Menaca, R., Liu, X., Mohan, B., Cenker, E. AlRamadan A., Im H., “A Computational Investigation of Hydrogen Pre-Chamber and Spark-Ignition Combustion Engines at Different Load Conditions”, SAE Technical Paper 2025-01-8406, 2025.
Menaca,Liu,Mohan,Cenker,AlRamadan,Im_A Computational Investigation of Hydrogen Pre-Chamber and Spark-Ignition Combustion Engines at Different Load Conditions_2025.pdf

- [22] Beyer A., Balmell M., Merotto L., Casal Kulzer A., “Jet-guided Spark-ignited Hydrogen Combustion”, Springer Professional Paper 01|2025, 2025.
Beyer,BalmellMerotto,CasalKulzer_Jet-guided Spark-ignited Hydrogen Combustion_2025.pdf
- [23] Verhelst S., De Landtsheere J., De Smet F., Billiouw C., Trenson A., Sierens R., “Effects of Supercharging, EGR and Variable Valve Timing on Power and Emissions of Hydrogen Internal Combustion Engines”, SAE Technical Paper 2008-01-1033, 2008.
Verhelts,DeLandtsheere,DeSmet,Billiouw,Trenson,Sierens_Effects of Supercharging, EGR and Variable Valve Timing on Power and Emissions of Hydrogen Internal Combustion Engines_2008.pdf
- [24] Scalambro A., Piano A., Millo F., Scinicariello N., Lodi W., Dhongde A., Sammito G., “Numerical analysis of the hydrogen-air mixture formation process in a direct-injection engine for off-road applications”, Science Direct Paper 77 (2024) 1286–1295, 2024.
Scalambro,Piano,Millo,Scinicariello,Lodi,Dhongde,Sammito_Numerical analysis of the hydrogen-air mixture formation process in a direct-injection engine for off-road applications_2025.pdf
- [25] Tan P., Tlan Y., Lou D., Zhang Y., Llu D., Zhao K., “Simulation Study of the Effect of Nozzle Position and Hydrogen Injection Strategy on Hydrogen Engine Combustion Characteristic”, SAE Technical Paper 2023-01-7018, 2023.
Tan,Tlan,Lou,Zhang,Llu,Zhao_Simulation Study of the Effect of Nozzle Position and Hydrogen Injection Strategy on Hydrogen Engine Combustion Characteristic_2023.pdf
- [26] Piano A., Pucillo F., Millo F., Giordana S., Rapetto N., Schuette C., “Experimental investigation on the optimal injection and combustion phasing for a direct injection hydrogen-fuelled internal combustion engine for heavy-duty applications”, Science Direct Paper 100 (2025) 389–406, 2025.
Piano,Pucillo,Millo,Giordana,Rapetto,Schuette_Experimental investigation on the optimal injection and combustion phasing for a direct injection hydrogen-fuelled internal combustion engine for heavy-duty applications_2025.pdf
- [27] Gargourl A., All Jemnl M., Kchaou H., “Guide Swirl and Tumble Systems Effect on the Aerodynamic Flow of the Cylinder in an SI Engine Using a Hydrogen-Enriched Blend”, Arabian Journal for Scince and Engineering Paper 10.1007|2024, 2024.
Gargourl,AllJemnl,Kchaou_Guide Swirl and Tumble Systems Effect on the Aerodynamic Flow of the Cylinder in an SI Engine Using a Hydrogen-Enriched Blend_2024.pdf
- [28] Gullino F., *Comprehensive analysis of Port Water Injection as a key enabler to Hydrogen-fueled high-performance ICE operation under stoichiometric conditions*, PhD Thesis, Politecnico di Torino, Torino, Italia, 2023.
Gullino_Comprehensive analysis of Port Water Injection as a key enabler to Hydrogen-fueled high-performance ICE operation under stoichiometric conditions_PhD2023.pdf
- [29] Kim K., Lee S., Kim S., Min K., Son J., Lee J., “Nitrogen Oxides Reduction Potential Via Water Direct Injection in a Single-Cylinder Hydrogen-Fueled Direct Injection Spark Ignition Engine”, SAE Technical Paper 2025-01-8427, 2025.
Kim, Lee, Kim, Min, Son, LeeGargourl, AllJemnl, Kchaou_Nitrogen Oxides Reduction Potential Via Water Direct Injection in a Single-Cylinder Hydrogen-Fueled Direct Injection Spark Ignition Engine_2025.pdf
- [30] Cantiani A., Viggiano A., Magi V., “How to Improve SI Engine Performances by Means of Supercritical Water Injection”, SAE Technical Paper 2019-24-0235, 2019.
Cantiani,Viggiano,Magi_How to Improve SI Engine Performances by Means of Supercritical Water Injection_2019.pdf
- [31] Mortimer J., Poursadegh F., Brear M., Yoannidis S., Lacey J., Yang Y., “Extending the knock limits of hydrogen DI ICE using water injection”, Science Direct Paper 335 (2023) 126652, 2023.
Mortimer,Poursadegh,Brear,Yoannidis,Lacey,Yang_Extending the knock limits of hydrogen DI ICE using water injection _2023.pdf