

**ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI  
BOLOGNA**

---

**FACOLTA' DI INGEGNERIA**

**CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA**

*DIN*

*Dipartimento di ingegneria industriale*

**TESI DI LAUREA**

in

Protocolli di Gestione dei Motori a Combustione Interna e Laboratorio C.I.

**VALUTAZIONE DI POTENZIALI BENEFICI DI UN  
SISTEMA E-TURBO PER APPLICAZIONI STRADALI**

**CANDIDATO:**

Andrea Baldrati

**RELATORE:**

Chiar.mo Prof. Nicolò Cavina

**CORRELATORI:**

Ing. Nicola Pini

Prof. Ing. Enrico Corti

Prof. Ing. Davide Moro

Anno Accademico 2011/12

Sessione III



# ***INDICE***

<b>Premessa .....</b>	<b>5</b>
-----------------------	----------

## **Introduzione – Tecniche di riduzione dei consumi**

1. Downsizing .....	9
2. La sovralimentazione nei motori a combustione interna.....	13
3. Tecnologia Turbo-Compound.....	27
4. Sistemi ibridi.....	31

## **Capitolo 1 – Concetto e schema del sistema E-Turbo**

1.1 – Efficienza termica e flussi di energia del motore.....	39
1.2 – Schema del sistema E-Turbo .....	42
1.3 – Motore elettrico.....	45
1.4 – Fondamenti di analisi Exergetica.....	49

## **Capitolo 2 – Prestazioni ed analisi dei dati del motore senza sistema di recupero energia**

2.1 – Motore base utilizzato per le simulazioni ed analisi delle prestazioni.....	57
2.2 – Flusso attraverso la valvola WG in parzializzato .....	62
2.3 – Valutazione dell’Exergia dei gas di scarico.....	65

## **Capitolo 3 – Simulazioni a pieno carico**

3.1 – Applicazione del sistema E-Turbo al motore base.....	74
3.2 – Simulazioni al variare della dimensione della turbina .....	87
3.3 – Influenza dell’efficienza della turbina sulle prestazioni.....	103
3.4 – Simulazioni con controllo sulla coppia totale erogata.....	116
3.5 – Simulazioni con turbina VGT .....	129

## **Capitolo 4 – Simulazioni in parzializzato**

4.1 – Schema adottato per le simulazioni.....	145
4.2 – Analisi dei risultati .....	146

## **Capitolo 5 – Studio della risposta del sistema ad alcuni transitori di farfalla**

5.1 – Risposta al transitorio di un motore sovralimentato.....	157
5.2 – Risposta del motore base al transitorio.....	160
5.3 – Risposta del sistema E-Turbo al transitorio con motore da 5.5 e da 3 kW .....	163

<b>Conclusioni .....</b>	<b>173</b>
<b>Ringraziamenti .....</b>	<b>175</b>
<b>Bibliografia .....</b>	<b>177</b>

## ***PREMESSA***

Una delle sfide più grandi per quello che riguarda lo sviluppo di moderni sistemi di trasporto è la riduzione delle emissioni di CO<sub>2</sub> che può essere raggiunta utilizzando diverse soluzioni che possono risolvere il problema. Se consideriamo i motori a combustione interna a benzina, recentemente sono state introdotte numerose soluzioni come ad esempio la riduzione della cilindrata (Downsizing) che però ha portato, per garantire un'adeguata guidabilità, all'introduzione della sovralimentazione e/o di sistemi addizionali di recupero energia e di propulsione (vetture ibride).

Nell'ottica di cercare soluzioni che meglio rispondano alle esigenze di questo problema, si può affermare che la conversione dell'entalpia disponibile allo scarico del motore è sicuramente un'altra area di estremo interesse per incrementare l'efficienza globale del veicolo. La combinazione della sovralimentazione mediante gas di scarico e il recupero di energia attraverso, però, l'utilizzo di una seconda turbina è una tecnologia ben conosciuta nell'ambito di grossi motori (turbo-compound) e recentemente si sta pensando di utilizzarla anche per motori che già hanno subito un forte downsizing, a causa del loro maggiore utilizzo agli alti carichi.

Questa tesi di laurea è stata svolta presso la sede italiana della IAV GmbH, azienda tedesca che fornisce servizi di support engineering per le aziende del settore automobilistico, che ha fornito i mezzi necessari per lo svolgimento di questa attività. Infatti di particolare importanza è stato l'uso di un software, chiamato GT-Power, dedicato allo sviluppo di modelli che simulano completamente le dinamiche motore, ma anche quelle del veicolo.

L'obiettivo di questo lavoro è lo studio di un possibile approccio al problema della riduzione della CO<sub>2</sub> che consiste in un sistema E-Turbo (cioè una macchina elettrica reversibile collegata meccanicamente all'albero di un gruppo turbo-gas alimentato a gas di scarico) applicato ad un motore a combustione interna a benzina da 1.4 l. Questo schema di recupero di energia ai gas di scarico è lo stesso che verrà utilizzato nei motori di F1 a partire dal 2014 (ERS), ma in questo caso lo scopo non è quello di cercare solamente la massima prestazione, ma anche quello di ridurre il consumo di combustibile visto che l'obiettivo è quello di installare il sistema in un'auto stradale.

Tutte le simulazioni hanno come riferimento il modello di un motore "base" 1,4 l, citato in precedenza, sovralimentato mediante turbocompressore a gas di scarico. Tale modello è già stato precedentemente validato per garantire l'affidabilità dei risultati.

Essendosi verificata la necessità, durante lo svolgimento del lavoro, di adottare una turbina differente rispetto a quella del motore base, in una prima fase

dell'attività ne sono stati individuati tutti i parametri ed i punti operativi (soprattutto efficienza e contropressione di scarico), sia per una turbina di tipo Wastegate (WG) sia per una a geometria variabile (VGT). Questa analisi consentirebbe di trovare una corretta correlazione fra turbina e compressore nel caso di utilizzo di un sistema E-Turbo (dato che la dimensione della turbina è cambiata) ed anche una mappa turbina che meglio si addice al caso in oggetto.

Conclusasi questa fase è stato eseguito uno studio dei flussi di gas di scarico attraverso la turbina e la valvola Wastegate per capire in linea di massima se ci potessero essere dei benefici in termini di recupero energia ai carichi parziali. Per completare questo studio è stata effettuata anche un'analisi dell'exergia dei gas di scarico.

Una volta completati questi studi, si è potuto investigare il comportamento del sistema ai carichi parziali (per capire il limite sotto il quale non si ha più un considerevole contributo da parte del sistema di recupero di energia) ed anche la risposta in alcuni casi di simulazione in transitorio.

Tutti i dati ottenuti dalle simulazioni sono stati analizzati per capire quanti ed in quali condizioni i benefici di questo tipo di soluzione sono massimi sia in termini di riduzione dei consumi sia in termini di incremento delle prestazioni.

## ***INTRODUZIONE***

***Tecniche di riduzione dei consumi***



# 1. Downsizing

Con l'avvento di normative per la riduzione delle emissioni inquinanti e dei consumi sempre più restrittive, in questo ultimo periodo molte case automobilistiche stanno adottando la tecnica del downsizing per le loro vetture. Molte infatti sono passate dagli usuali sei cilindri a soltanto quattro. Addirittura alcune case automobilistiche (vedi BMW) stanno pensando di immettere sul mercato automobili con motore a tre cilindri, sia a benzina che a gasolio.

Il concetto di downsizing è molto semplice: rimpiazzare un motore vecchio con uno nuovo avente una cilindrata minore, ma dotato di un sistema di sovralimentazione. Questi motori avranno solitamente meno cilindri, ma saranno anche più piccoli in modo tale da avere una cilindrata unitaria abbastanza ridotta. Ciò porta ad avere una riduzione degli attriti, del calore disperso e delle masse in movimento il tutto a beneficio dei consumi (e quindi delle emissioni di anidride carbonica) e consente di spostare i punti operativi del motore (maggiore PME) a pari coppia erogata.

I motori a gasolio negli ultimi dieci anni hanno già subito un forte downsizing (fino anche al 40%) grazie anche al loro sistema di controllo della combustione e questa tendenza si sta anche spostando sui motori a benzina.

Nonostante questi nuovi motori abbiano una cilindrata più piccola, le prestazioni possono comunque essere mantenute pressoché identiche in particolare in condizioni stazionarie (se non addirittura superiori in alcuni casi), mandando più aria in camera di combustione per ossidare più combustibile. Questo è reso possibile dall'adozione della sovralimentazione che garantisce al motore un adeguato apporto di aria necessaria per una combustione efficiente.

Una cooperazione [5] recente fra la Bosch e la Mahle ha reso possibile lo studio di alcune tipologie di sistemi di sovralimentazione efficienti da applicare ad alcuni motori di ultima generazione. Si può citare come esempio un turbocompressore ai gas di scarico da applicare ad un motore tre cilindri a benzina da 1,2 litri di cilindrata. Questo motore produce 286 Nm di coppia e genera una potenza di 160 cv, prestazione che normalmente sono tipiche di un motore quattro cilindri. I consumi sono altrettanto eccezionali: 20 km/l di media. Bosch e Mahle pensano di cominciare a produrre in serie più di un milione di turbocompressori ad elevata efficienza all'anno a partire dal 2015.

Sia nei motori a benzina che in quelli diesel, il sistema sovralimentazione è composto da due elementi: un compressore centrifugo collegato meccanicamente ad una turbina che serve a mettere in rotazione il sistema grazie all'utilizzo dei gas di scarico.

Come accennato in precedenza, quando si parla di un motore che ha subito un forte downsizing di norma questo viene accompagnato da altri dispositivi che possano garantire al guidatore sia un'adeguata guidabilità del veicolo (turbocompressori), ma che anche ne aumentino l'efficienza.

Se prendiamo come esempio il motore a gasolio possiamo affermare che ha già subito un forte processo di downsizing durante questi ultimi anni e che, oltre all'adozione di turbine a geometria variabile o turbine multistadio, si sta pensando anche di migliorare i sistemi di iniezione common-rail per migliorarne le prestazioni ancora di più.

L'iniezione common-rail nei motori a gasolio è il sistema che serve per miscelare il combustibile con l'aria. Il combustibile viene inviato agli iniettori tramite un condotto comune (appunto common-rail) nel quale il gasolio viene tenuto ad elevata pressione. Tale pressione permette di iniettare combustibile con elevata qualità dello spray: la tecnologia degli iniettori ha permesso di migliorare il controllo delle fasi di iniezione; questi iniettori sono retro-azionati e usano la pressione per aprire lo spillo.

I sistemi common-rail sono stati sviluppati molto efficacemente in questi anni e oggi alcuni di questi sistemi possono benissimo gestire pressioni di iniezione di 2000 bar, con l'obiettivo di arrivare anche a 2500 bar in breve tempo.

Per aumentare le prestazioni nei motori a gasolio che hanno subito un forte downsizing e per diminuire il problema del turbo-lag, sono stati recentemente introdotti anche dei sistemi di sovralimentazione bistadio. Quando si accelera il motore dai bassi regimi di rotazione, una singola turbina non può garantire un'adeguata velocità di rotazione, tale da far funzionare il compressore in condizioni ottimali per il motore. Ciò avviene a causa del range di funzionamento della turbina che è stata scelta normalmente per funzionare in condizioni di elevata efficienza ai medi e alti regimi di rotazione (medie e alte portate). Ai bassi regimi di rotazione la turbina non entra subito in funzione a causa della portata dei gas di scarico non sufficiente per accelerarla rapidamente, anche a causa della relativamente elevata inerzia. Tale problema può essere risolto se si pensa di aggiungere un numero maggiore di turbine. Ad esempio, si può aggiungere a monte della turbina tradizionale presente nei motori a gasolio, una turbina di diametro più piccolo. Questa turbina si attiverà ai bassi regimi di rotazione e supporterà quella più grande ai medi, mentre agli alti regimi si fa funzionare soltanto quella più grande (by-pass). Questo approccio può così garantire una coppia elevata a tutti i regimi di rotazione, riducendo significativamente il turbo-lag.

Uno dei problemi maggiori per i motori a benzina, se subiscono un downsizing molto aggressivo, è quello della detonazione. Tale limite, chiamato limite di detonazione, si è presentato più volte in passato quando si cercavano tecniche per rendere il motore a benzina più efficiente. Questo problema può essere

parzialmente mitigato usando l'iniezione diretta. Uno dei tanti benefici di questa tecnologia è quello che, iniettando il combustibile direttamente in camera di combustione, questo evaporando velocemente sottrae calore abbassando la temperatura in camera di combustione. Ciò consente di ridurre la tendenza alla auto-accensione e di conseguenza permette di sviluppare motori a benzina con un forte downsizing e di spingere il rapporto di compressione più in alto.

Una delle azioni più efficaci, però, di riduzione della tendenza alla detonazione è il disegno di condotti di aspirazione che generano molta turbolenza in camera e aumentano la velocità di combustione, riducendo quindi il tempo a disposizione dei gas per autoaccendersi. Tali condotti, però, sono meno permeabili dei tradizionali e richiedono un sistema di sovralimentazione per garantire la portata d'aria necessaria.

Grazie ai continui sviluppi del downsizing e dei sistemi di sovralimentazione, il motore a combustione interna potrà rimanere negli anni futuri in una posizione dominante rispetto a quello elettrico. Grazie a downsizing sempre più estremi sia i motori diesel che benzina del futuro potranno avere soltanto due cilindri e cilindrata più piccole di un litro.



## 2. La sovralimentazione nei motori a combustione interna

In un motore di data cilindrata il lavoro ottenibile per ciclo dipende dalla massa di comburente che vi si può introdurre. Numerose volte è stata anche puntualizzata l'esigenza di aumentare il rendimento di carica proprio allo scopo di avere la massima densità per volume aspirato.

L'idea di aumentare decisamente tale densità introducendo nel motore il comburente previamente compresso con un apposito compressore risale nientemeno che alla fine dell'ottocento e già nel 1905 fu brevettato il principio della sovralimentazione con turbocompressore a gas di scarico.

Dunque lo sviluppo di questa tecnica va visto come una rivisitazione di cose note, o meglio come una banalizzazione di tecniche il cui impiego era ristretto in un campo poco noto al grande numero degli utenti dei motori alternativi per autotrazione grazie allo sviluppo dei materiali e delle tecnologie di fabbricazione.

È il caso di operare alcune distinzioni molto importanti sia sul piano funzionale, che su quello termodinamico. Le prestazioni di un motore sovralimentato cambiano a seconda che il compressore adottato sia di tipo volumetrico oppure dinamico ed ulteriormente a seconda che il compressore sia direttamente trascinato dal motore (prelevando cioè energia meccanica dall'albero), oppure che sia mosso da una apposita turbina azionata dai gas di scarico.

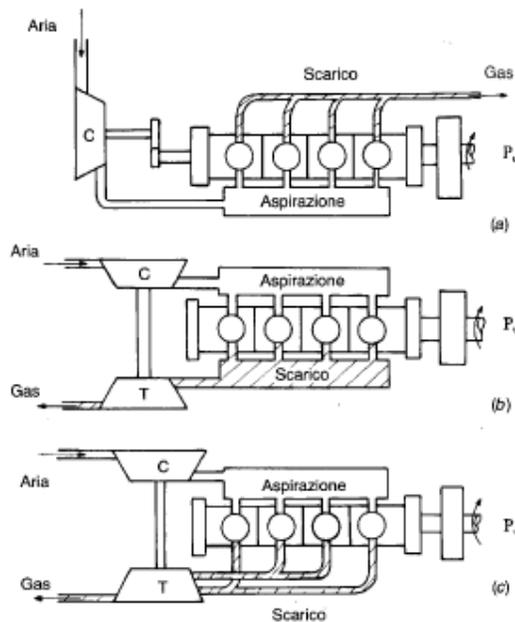


Figura 1 - Configurazioni più tipiche dei sistemi di sovralimentazione: a) mediante compressore trascinato meccanicamente, b) con turbocompressore a gas di scarico con pressione costante, c) con turbocompressore ad impulsi di pressione

Molte possono essere le combinazioni ottenibili con i diversi tipi di compressore e di azionamento (figura 1). In pratica, attualmente sono diffusi solo due casi. Prima di tutto si precisa che fra tutti tipi di compressori volumetrici esistenti, la scelta attualmente cade solo su quelli rotativi perché, potendo funzionare ad elevate velocità di rotazione, possono dare le grandi portate desiderate con ridotti ingombri e pesi. Il che è particolarmente apprezzato nell'impiego automobilistico. Fra i vari tipi di compressori rotativi, quello di gran lunga più frequentemente adottato è quello Roots.

Per quanto i compressori Roots possono essere trascinati ad elevate velocità di rotazione, tuttavia non sono compatibili col diretto accoppiamento ad una turbina a gas di scarico che ruota fra 100.000 e 200.000 rpm circa. Già solo per questo motivo è escluso l'accoppiamento fra compressore volumetrico e turbina gas di scarico. Resta una soluzione per i volumetrici: compressore Roots trascinato direttamente dal motore. Passando ai compressori dinamici possono essere di tipo assiale o centrifugo. Il primo è raramente impiegato e solo nei grandi motori industriali per motivi di ingombro. Per questa pesante limitazione in pratica si trova solo il compressore di tipo centrifugo.

Com'è noto la pressione alla mandata di un compressore centrifugo è legata al prodotto della densità del fluido che lo attraversa per il quadrato della velocità periferica della girante. Avendo a che fare con un fluido comprimibile a bassa densità, ne consegue subito la necessità di operare con le più elevate velocità di rotazione. Per questo motivo i compressori centrifughi sono perfettamente adatti ad essere direttamente trascinati dalle turbine a gas di scarico.

Di seguito verranno esaminati due sistemi di sovralimentazione: compressore volumetrico di tipo Roots e compressore centrifugo azionato da turbina a gas di scarico.

### **La sovralimentazione mediante compressore volumetrico**

Per effettuare la sovralimentazione del motore occorre che durante la fase di aspirazione il compressore possa mettere a disposizione un fluido compresso. Il condotto di aspirazione non si apre più all'esterno, ma viene montato il compressore in serie al motore (davanti) generando nel collettore di aspirazione una pressione più elevata, cioè quella di sovralimentazione.

La figura 2 mostra il diagramma di indicatore ideale di un motore sovralimentato con compressore trascinato dal motore.

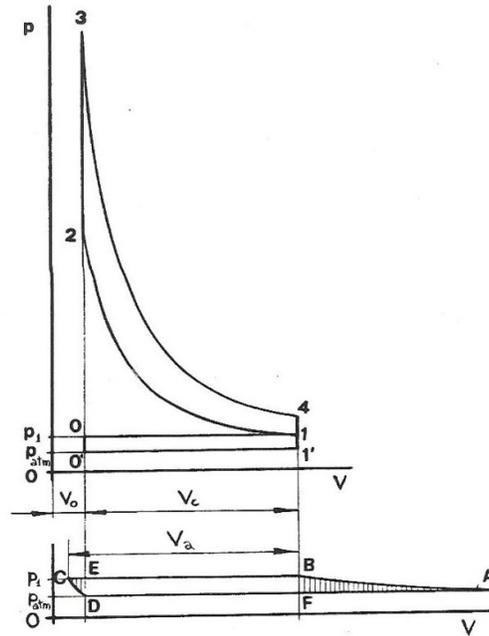


Figura 2

L'aspirazione, anziché avvenire alla pressione esterna, avviene ad una  $p_1$  più elevata e si sviluppa lungo la  $0-1$ , mentre lo scarico avviene normalmente alla pressione atmosferica, lungo la  $1'-0'$ . Si ha subito che l'area  $0-1-1'-0'$ , percorsa in senso orario, rappresenta lavoro motore, da aggiungere a quello rappresentato dall'area  $1-2-3-4$ . Tale lavoro aggiuntivo è il frutto della spinta che utilmente il fluido, compresso per la sovralimentazione, esercita sul pistone nella corsa di aspirazione. Va tuttavia detto che tale lavoro aggiuntivo, costituisce la restituzione soltanto di una parte di quanto è stato speso nella compressione e che (sempre con riferimento ad un diagramma di indicatore ideale) è riportato nella parte inferiore della stessa figura 2, con le stesse scale dell'indicatore del motore, per un diretto confronto in figura.

L'area  $A-B-C-D$  è proporzionale al lavoro ideale  $L_{tc}$  speso nel compressore. Infatti, quando nel motore è finita la fase di scarico, si è nel punto  $O'$  del diagramma, il volume  $V_0$  della camera di combustione è pieno dei gas combusti del ciclo precedente, che sono alla pressione esterna  $p_{atm}$ . All'apertura della valvola di aspirazione tale volume viene messo in comunicazione con la mandata del compressore alla pressione  $p_1$ : si ha dunque una compressione dei detti gas esausti in  $V_0$ , che avviene lungo la  $D-C$  di figura 2. Tale operazione non appare nel diagramma di indicatore che non può mostrare ciò che avviene nella camera di combustione, ma si limita a registrare l'incremento della pressione dalla  $p_{atm}$  alla  $p_1$  a volume costante lungo la  $0'-0$ .

Diverse sono le conseguenze di questo fenomeno di compressione dei gas combusti dentro alla camera di combustione. Va osservato che ad ogni ciclo

viene introdotto nel motore un volume di fluido  $V_a = V_b - V_c$  alla pressione  $p_1$ . Dunque la sovralimentazione non si limita ad accrescere la massa del fluido introdotto fornendola a maggiore densità perché compressa, ma ne introduce anche un volume  $V_a$  superiore alla cilindrata geometrica  $V_c$ .

Tale vantaggio va tuttavia pagato: il compressore dovendo fornire alla mandata il volume  $V_a$ , dovrà spendere più lavoro, appunto rappresentato dall'area A-B-C-D nella figura 2, che è superiore a quello reso dal pistone 0'-0-1-1' delle due aree mistilinee D-C-E ed A-F-B, tratteggiate verticalmente. Queste aree rappresentano già una perdita sul piano teorico dovuta all'operazione di compressione: a questa va aggiunta la differenza fra il lavoro realmente speso nel compressore e quello teorico  $L_{tc}$ , rappresentato proprio dall'area A-B-C-D.

Tornando al lavoro teorico di compressione  $L_{tc}$ , si ricorda che è indipendente dalla presenza di uno spazio nocivo più o meno accentuato nel compressore, e ciò in quanto alla riespansione del gas compresso nella mandata si ha la restituzione completa (essendo su un piano teorico) del lavoro richiesto nella compressione. In altre parole il lavoro speso per trasferire alla mandata un certo volume  $V_a$  di fluido è indipendente dallo spazio nocivo ed è lo stesso che si avrebbe in una macchina a spazio nocivo nullo.

La figura 3 mostra a confronto i diagrammi di indicatore teorici di una compressione identica a quella della precedente figura 2, ed una senza spazio nocivo, fra le stesse pressioni e con lo stesso volume mandato  $V_a$ . Il lavoro teorico speso  $L_{tc}$  vale dunque identicamente l'area A-B-C-D, oppure l'area A'-B'-C'-D' =  $\int_{p_{atm}}^{p_1} v dp$ .

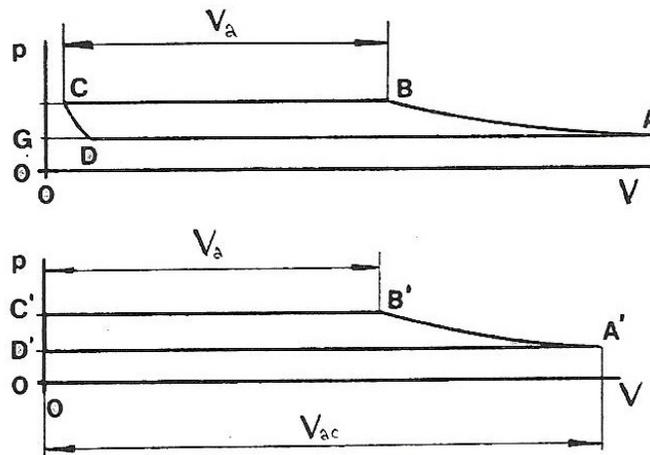


Figura 3

È ora necessario prendere in considerazione il compressore per stabilire quale ne deve essere la portata volumetrica  $P_{ac}$  aspirata per alimentare il motore di data cilindrata  $V_c$  alla pressione  $p_1$ .

La figura 3 ci mostra subito che per avere il volume  $V_a$  alla mandata occorre aspirare un volume

$$V_{ac} = V_a \left( \frac{p_1}{p_{atm}} \right)^{1/k}$$

Quanto alla portata volumetrica essa vale  $P_{ac} = (V_{ac} * 2n)/\tau$ . Detta poi  $V_{cc}$  la cilindrata del compressore di velocità di rotazione  $n_c$ , si ha:

$$P_{ac} = V_{cc} n_c$$

Si ha così che la cilindrata  $V_{cc}$  di un compressore volumetrico per sovralimentazione è data da:

$$V_{cc} = V_a \left( \frac{p_1}{p_{atm}} \right)^{1/k} \frac{n}{n_c} \frac{2}{\tau}$$

Oppure, detto  $x_c$  il rapporto di moltiplicazione  $n_c/n$  e sostituendo a  $V_a$  l'espressione in  $V_c$  e  $V_o$ , geometricamente definiti, ricavabile studiando la compressione da D a C in figura, si ha:

$$V_{cc} = [(V_c + V_o) \left( \frac{p_1}{p_{atm}} \right)^{1/k} - V_o] \frac{2}{x_c \tau}$$

Quest'ultima indica che il compressore volumetrico dovrà avere cilindrata tanto maggiore quanto più elevata la pressione  $p_1$  di sovralimentazione desiderata e tanto minore quanto più elevato è il rapporto di moltiplicazione  $x_c$  fra la velocità di rotazione del compressore volumetrico e quella  $n$  del motore.

È di fondamentale importanza operativa che in quest'ultima equazione non compaia la velocità di rotazione del motore. Ne consegue che adottando un compressore volumetrico, la pressione di sovralimentazione  $p_1$  resta in prima approssimazione costante a tutte le velocità di rotazione del motore.

È questa una positiva caratteristica peculiare della sovralimentazione con compressore volumetrico trascinato dal motore che mancherà del tutto nel caso di adozione di un compressore centrifugo.

Tornando al diagramma indicatore teorico, occorre osservare che si passa dalla pressione esterna atmosferica alla  $p_2$  di fine compressione in due fasi. La prima si compie fuori dal motore ed avviene nel compressore, dalla  $p_{atm}$  alla  $p_1$ , lungo la A-B di figura 2, con:

$$\left( \frac{p_1}{p_{atm}} \right)^{1/k} = V_a/V_b = V_a/V_1 = r'$$

essendo  $r'$  il rapporto volumetrico della compressione esterna. Successivamente, si va dalla  $p_1$  alla  $p_2$  nel motore; con:

$$\left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{1/k} = V_1/V_2 = r.$$

Complessivamente

$$\left(\frac{p_2}{p_{atm}}\right)^{1/k} = r r'$$

Dunque, per quello che riguarda la  $p_2$  di fine compressione, partendo da una data pressione esterna  $p_{atm}$ , non è più esclusivamente determinante il rapporto geometrico di compressione  $r$ , come nei motori non sovralimentati, ma il rapporto  $r r'$ . Il che significa che, prendendo un motore usuale e sovralimentandolo, la pressione di fine compressione cresce nel rapporto  $p_1/p_{atm} = r'^k$ , come nella figura 4 che mostra a confronto a tratti ed a tratto continuo l'andamento della compressione senza e con sovralimentazione.

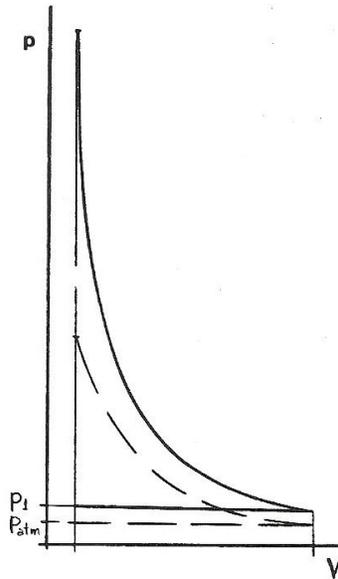


Figura 4

Ne consegue subito che se la  $p_2$  era tollerabile per il motore semplicemente aspirato, diventa platealmente inaccettabile se viene sovralimentato: si cade in sicura detonazione se è un motore a benzina, possono essere troppo forti le sollecitazioni meccaniche se è un diesel. Dunque è fondamentale ridurre il rapporto geometrico di compressione  $r$  se si vuole sovralimentare un motore, in modo da raggiungere una pressione  $p_2$  di fine compressione dello stesso ordine di grandezza di quella del caso di un motore semplicemente aspirato. Ciò è ottenibile aumentando il volume  $V_0$  della camera di combustione. La figura 5 mostra a confronto i diagrammi ideali di indicatore per uno stesso motore, nel caso di sovralimentazione (linea a tratto intero) e no (linea a trattini), a parità di pressione  $p_2$ , per i motivi sopra esposti. È interessante rilevare lo spostamento a sinistra dello zero della scala dei volumi (ossia dell'asse delle ordinate) nel caso della sovralimentazione, che porta ad avere le politropiche di compressione e di espansione meno ripide perché asintotiche appunto all'asse delle pressioni nella nuova posizione più spostata a sinistra.

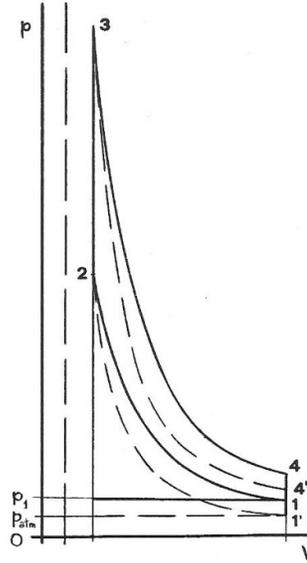


Figura 5

Per conseguenza, a parità di massima pressione  $p_3$  raggiunta, si ha che con la sovralimentazione l'espansione dà luogo ad una minor variazione di pressione (le curve sono più adagiate): cresce così l'area del ciclo, che è appunto lo scopo della sovralimentazione, e cresce tanto da fornire un lavoro all'albero superiore al caso del motore aspirato, compensando cioè anche le perdite nella compressione, delle quali si è parlato a proposito della figura 2. È questo il motivo giustificativo della sovralimentazione che ha però un risvolto negativo. La figura 5 mostra direttamente che, nell'istante in cui si apre la valvola di scarico, e la fase utile è perciò finita, nel motore sovralimentato la pressione in 4 è più alta che non in 4' nel caso aspirato. Ciò significa che i gas vengono abbandonati all'atmosfera con un più elevato contenuto energetico. In termini più semplici si può dire che la sovralimentazione con compressore volumetrico dà il voluto aumento della potenza di un certo motore, ma ne coinvolge una diminuzione del rendimento. Per questo motivo tale tecnica non ha mai trovato diffusione nei motori industriali, ma è stata adottata per aumentare il rapporto potenza/peso del motore, fattore questo apprezzato nell'autotrazione, ma soprattutto in aeronautica.

Lo stesso fenomeno è rilevabile anche sul diagramma T-S di figura 6 nel quale si vede chiaramente come nello stato fisico 4 corrisponda una temperatura più alta che in 4' nel caso di motore aspirato e ciò è anche supponendo che nei due casi a confronto si aggiunga la stessa  $T_3$ . Il ciclo in figura si riferisce al caso più semplice di un ciclo Otto, ma anche negli altri casi il risultato non cambia.

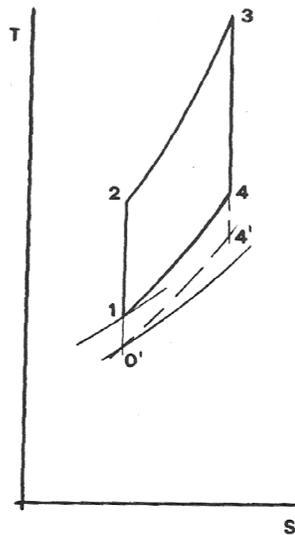


Figura 6

Per una valutazione quantitativa basterà ricordare che il rendimento termodinamico è legato al rapporto di compressione geometrico  $r$  che deve essere ridotto nel motore sovralimentato. È dunque questo il punto: dovendosi ridurre  $r$ , l'espansione viene interrotta prima e il rendimento termodinamico diminuisce.

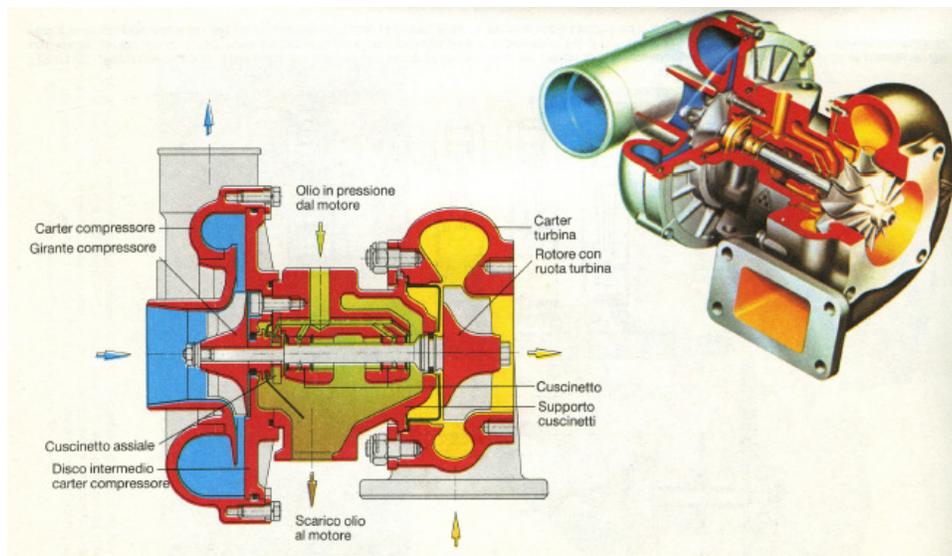
Va segnalato che i motori diesel sono particolarmente adatti alla sovralimentazione non essendoci i drastici limiti per la pressione di fine compressione che il pericolo di detonazione impone ai motori a benzina, ma anzi trovandosi giovevole per una migliore combustione l'operare a pressioni più elevate a causa della sovralimentazione. Per entrambi i motori poi è conveniente operare un raffreddamento del fluido riscaldatosi nel compressore, così da ridurre ulteriormente la densità prima dell'ingresso al motore, rendendo con ciò ancora più efficace la sovralimentazione. Tutte le volte che è possibile viene perciò montato lo scambiatore di calore (intercooler) fra compressore e motore.

In sintesi, la sovralimentazione con compressore volumetrico trascinato dal motore dà luogo ad un aumento di potenza al prezzo però di un maggior consumo specifico (ossia di un minor rendimento), ma è tecnicamente facile da realizzare e dà luogo ad un incremento del lavoro per ciclo indipendente dalla velocità di rotazione del motore, favorendo così la guidabilità per le alte coppie che si ottengono anche ai bassi regimi: caratteristica questa molto apprezzata per le ottime riprese che se ne hanno. È questa una caratteristica peculiare del sistema che manca nel caso di sovralimentazione a turbogas di scarico.

## La sovralimentazione a turbogas di scarico

L'idea di porre all'uscita dei motori una turbina che (a spese di una contropressione di scarico) sfrutti l'entalpia dei gas di scarico che andrebbe altrimenti "perduta", sta nel fatto che così si riesce a completare l'espansione fino alla pressione atmosferica. In altri termini non si hanno più le perdite per espansione interrotta che caratterizzano il motore aspirato.

Per contropartita, e pesante, si ha un incremento della complessità e del costo del sistema. Si vengono infatti ad avere due motori distinti percorsi insieme dello stesso fluido: il motore alternativo e la a turbina gas. Non sarà più una sola macchina ma un insieme interconnesso di macchine. È ora banalizzato l'uso di una turbina meccanicamente svincolata dal motore e che cede la potenza raccolta ad un compressore centrifugo: nasce così l'ormai classico gruppo turbocompressore. È un gruppo autosufficiente che ruota ad una velocità elevatissima e non direttamente legata a quella del motore alternativo: l'unico legame che vi è fra i due motori è il fluido operatore.



**Figura 7 - Sezione e vista di un tipico gruppo turbogas**

La figura 7 mostra una vista esterna e la sezione di un tipico gruppo turbogas per la sovralimentazione. Si osserva che è estremamente delicata la realizzazione della turbina che viene esposta alle altissime temperature dei gas di scarico, senza alcuno di quei sofisticati sistemi di refrigerazione dei palettamenti che caratterizzano i primi stadi delle grandi turbine a gas impiegate nella propulsione aeronautica.

Uno dei problemi legati alle alte temperature consiste nella variazione di giochi con le dilatazioni fra girante e carcassa che potrebbero provocare dei grippaggi e aprire inaccettabili vie di fuga interne per il fluido. Per questo si usa un

costoso acciaio il cui coefficiente di dilatazione con la temperatura è pressoché nullo. Ma più elevato è il problema di resistenza meccanica alle alte temperature che impone l'adozione di pale di andamento radiale alla periferia.

Inizialmente i gruppi turbogas di scarico hanno trovato impiego solo nei motori diesel per le molto minori temperature di scarico. Oggi si riescono a tollerare temperature più alte ed è stato così possibile estenderne l'impiego anche ai motori benzina. Comunque, fra la caldissima turbina ed il compressore, che deve essere quanto più freddo possibile, è indispensabile inviare un modesto flusso di olio che non solo ha lo scopo di lubrificare l'asse portante il gruppo, ma ha anche una vera e propria funzione refrigerante.

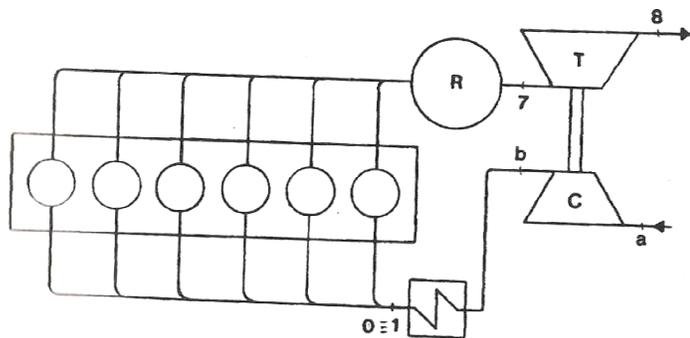


Figura 8

Nei piccoli motori a benzina è possibile riunire gli scarichi dopo i condotti per indirizzarli direttamente verso la turbina che in tal modo risente positivamente degli impulsi di pressione all'apertura degli scarichi. Con tale tecnica diventa possibile usufruire direttamente anche dell'energia cinetica dei gas di scarico che invece, col sistema precedente, va dissipata in calore e perciò solo parzialmente può essere recuperata.

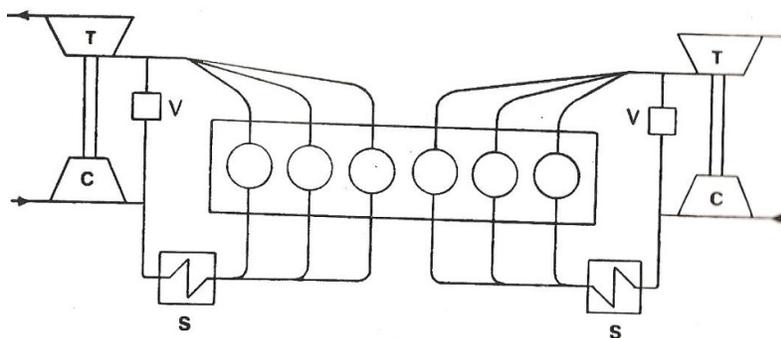


Figura 9

La figura 9 mostra una tipica architettura di un sistema di sovralimentazione con turbina ad impulsi largamente usata nei motori a benzina ad alte prestazioni. Per accorciare quanto più possibile i condotti di scarico, si sono

adottati due gruppi di sovralimentazione che operano in parallelo (il noto biturbo). Si osserva che è risultata particolarmente conveniente la scelta di far confluire gli scarichi di tre cilindri su ogni turbina perché in tal modo è possibile (grazie all'ordine di scoppio del motore termico) avere la continuità di emissione dei gas, ossia l'ottimizzazione delle condizioni di alimentazione delle turbine ad impulsi.

Quanto al diagramma di indicatore ideale di un motore sovralimentato con turbogas di scarico, la figura 10 ne dà un esempio con riferimento al caso semplificato di un ciclo Otto. Non si hanno differenze rispetto alla figura 2, se non per la fase di scarico che non avviene più alla pressione atmosferica, ma ad una  $p_1$  ad essa superiore. Si osserva subito che il motore non aspira né scarica alla pressione esterna con la quale perde ogni comunicazione.

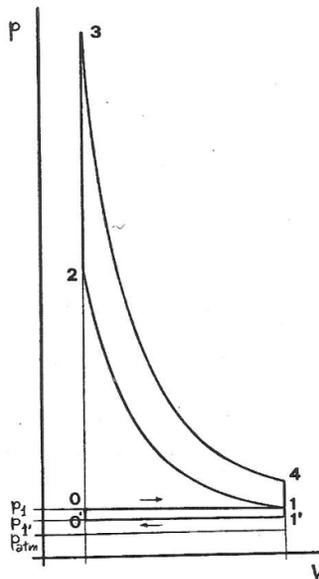


Figura 10

Quanto ai valori della  $p_1$  di aspirazione e della  $p_{1'}$  di scarico, va detto che una può essere superiore o inferiore all'altra dipendentemente dalle condizioni di autosufficienza del gruppo di sovralimentazione, che si vedranno in seguito. Grazie agli attuali criteri di dimensionamento delle macchine, si riesce ad avere una pressione  $p_{1'}$  di scarico superiore a quella di aspirazione come mostra la figura 10. In tal modo oltre al solito lavoro proporzionale all'area 1-2-3-4, si ha anche quello legato all'area 0-1 - 1'-0', dovuto appunto al fatto che la maggior pressione agente sul pistone nella corsa di aspirazione dà un lavoro superiore a quello che si spende ad espellere i gas esausti alla più bassa controcompressione  $p_1$ . La differenza è proporzionale all'area 0-1 - 1'-0' che costituisce un lavoro aggiuntivo totalmente fruibile, perché non c'è più (come per i compressori di volumetrici) da fare i conti con le perdite nella compressione, in quanto detta operazione avviene a spese della turbina e non a carico del motore alternativo, che ne risente soltanto in quanto non scarica più alla pressione atmosferica, ma



A differenza della sovralimentazione con compressore volumetrico, quella con turbogas di scarico dà dunque un migliore rendimento, ossia un minor consumo specifico, oltre ad aumentare la potenza di un dato motore.

Tornando all'espansione in turbina si ha che il lavoro teorico  $L_{TT}$  ottenibile vale:

$$L_{TT} = c_p(T_7 - T_8) = c_p(T_9 - T_8)$$

Essendo  $T_9 = T_7$ . Pertanto l'area tratteggiata verticalmente sotto la 8-9 in figura 11 è proporzionale al lavoro  $L_{TT}$ . La condizione di autosufficienza del gruppo turbogas di sovralimentazione vuole che lavoro reale  $L_T$  di turbina uguagli la somma di quello reale  $L_C$  del compressore e del lavoro  $L_0$  perduto nelle resistenze meccaniche dell'albero che collega le due macchine. Detti  $\eta_t$  e  $\eta_c$  i rendimenti interni di turbina e compressore, rispettivamente, per l'autosufficienza deve essere:

$$c_p \eta_t (T_7 - T_8) = (c_p/\eta_t)(T_b - T_a) + L_0$$

Per quanto riguarda il dimensionamento del compressore, a proposito del tipo volumetrico si era visto come la pressione di mandata diventi una costante una volta scelti i rapporti di moltiplicazione delle velocità di rotazione e delle cilindrata  $V_a/V_c$ . Per i compressori centrifughi invece il problema è completamente diverso in quanto operano in modo completamente diverso. Non effettuano infatti un puro trasferimento di un fisso volume di fluido ad ogni rotazione così che la sua pressione deve crescere in relazione al volume che si trova a disposizione alla mandata come è per i volumetrici.

Per i centrifughi invece l'incremento di pressione alla mandata è dovuto ad una azione dinamica che varia col quadrato della velocità di rotazione. Dunque, con la sovralimentazione a gas di scarico che prevede un compressore di tipo centrifugo, si è molto lontani dall'aver una pressione  $p_1$  all'aspirazione del motore costante ai vari regimi come con i compressori volumetrici. Si ha invece una pressione che varia moltissimo con la velocità di rotazione del motore, crescendo con il suo quadrato e ponendo proprio per questo problemi gravissimi per quei motori che prevedono il funzionamento in campi molto estesi di velocità. Nessun problema invece per i grandi motori diesel industriali e navali che funzionano a velocità di rotazione costante.

Anche se con gli attuali criteri di matching, è possibile avere la coppia max già a 1250 rpm, normalmente ai bassi regimi di rotazione l'effetto della sovralimentazione è pressoché nullo, per diventare via via sempre crescente, man mano che cresce la velocità di rotazione del motore alla quale si associa un aumento di quella del gruppo turbogas, anche se non è meccanicamente collegato. La correlazione trae origine dalla comune portata massica di fluido che cresce se cresce la velocità di rotazione del motore e perciò provoca un aumento di quella della turbina e del compressore. Fra le velocità di rotazione

dei due apparati vi è dunque un legame costituito dall'uguaglianza (a meno della portata che passa per una eventuale Wastegate) della portata massiccia del fluido cui sono interessati.

Dunque per l'autovettura, il turbogas di scarico dà grandi vantaggi rispetto al compressore volumetrico di sovralimentazione, per quanto riguarda il rendimento, ma ne è decisamente peggiore per quanto riguarda la guidabilità.

In pratica è scarso o nullo l'effetto della sovralimentazione ai bassi regimi, in particolare in condizioni dinamiche, e perciò il motore è assai scadente quanto a ripresa a causa dell'inerzia del gruppo. Invece può risultare esagerato l'effetto ai massimi regimi. Si pone rimedio adottando un compressore che dia un certo effetto anche a bassi regimi, salvo poi ridurre la pressione di mandata, che sarebbe progressivamente esagerata al crescere della velocità di rotazione, bypassando parte del fluido compresso alla mandata della turbina, attraverso una valvola automatica di controllo che evita che la pressione  $p_1$  di alimentazione del motore ecceda, così da metterlo in condizioni critiche. Si tratta della Wastegate indicata con V in figura 9.

Il sistema si complica, ma la prestazione che se ne ottiene risulta valida perché consente di migliorare la guidabilità, continuando a lucrare la bontà del rendimento.

Nella sovralimentazione a turbogas di scarico è generalizzata l'iniezione diretta del combustibile anche se non si tratta di diesel. Un problema particolare nasce nei transitori: una volta ridotta la velocità di rotazione del motore per un rallentamento del veicolo, cala anche quella del gruppo turbogas, così che quando si vuol poi riprendere la velocità per una pronta ripresa, si ha una ritardata risposta del sistema perché occorre tempo prima che il gruppo di sovralimentazione acceleri di nuovo. E quando finalmente lo fa, dà un incremento assai elevato delle prestazioni. In altri termini premendo l'acceleratore per una pronta ripresa, non se ne avrà una risposta immediata, ma dopo un po' di ritardo (turbo-lag), il motore troppo bruscamente fornisce una potenza persino esagerata, potendo rendere anche difficile la guida del veicolo in certi casi.

### 3. Tecnologia Turbo-Compound

L'idea di recuperare l'energia dai gas di scarico risale addirittura alla seconda metà degli anni quaranta dal costruttore di motori aeronautici statunitense Wright Aeronautical Division. Gli ingegneri già a quell'epoca si erano accorti che una grande quantità di energia veniva persa allo scarico.

Un tentativo di recuperare questa energia è rappresentato nel turbo-compound V1710 (figura 1).

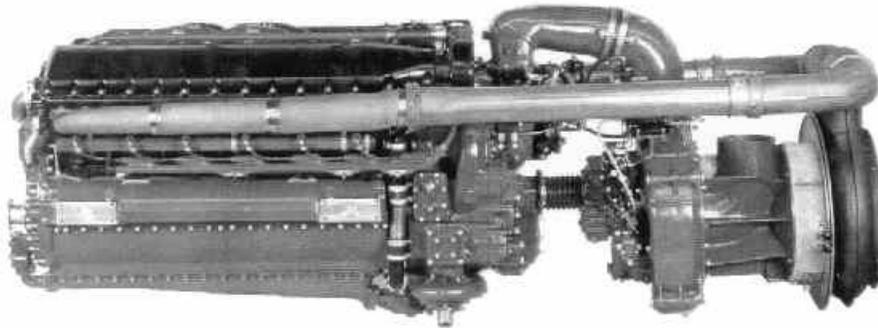


Figura 7

Questo tipo di tecnologia preleva tutti i gas di scarico, ancora carichi di energia, per far sì che completino l'espansione in una turbina. Tutta la potenza generata sarà restituita all'albero motore tramite un collegamento di tipo meccanico all'albero della turbina che recupera l'energia residua. Questo sistema differisce da un normale motore con turbocompressore a gas di scarico in quanto i gas sono usati per incrementare la pressione dell'aria in ingresso al motore. Gli studi su questo tipo di motore iniziarono nel 1944 e terminarono nel 1946 quando l'azienda decise di dirigere tutti gli sforzi progettuali ed economici sui motori a reazione.

Nel 1949 il motore Napier Nomad ebbe la sua prima messa in moto. Si trattava di un motore diesel a 12 cilindri contrapposti di 65 l di cilindrata dotato di turbina a triplo stadio. Era accreditato di una potenza di 3050 cv ed offriva la possibilità di una post combustione tra il motore e la turbina per il recupero dell'energia. Purtroppo questo motore fece solamente alcuni test, ma non entrò mai in produzione.

Nel 1981 Cummins sviluppò un motore dotato di tecnologia turbo-compound partendo dal NTC-400 di 14 l, 6 cilindri e che erogava 400 cv a 2100 rpm. Il motore sviluppato erogava ben 50 cv in più rispetto a quello originale (450 cv) a 1900 rpm. In aggiunta alla tecnologia turbo-compound, sono stati eseguiti molti altri miglioramenti sul motore originale, come ad esempio la riduzione delle perdite per effetto del "Blowdown". Inoltre era stata anche disposta una

turbina radiale di bassa pressione a valle della turbina principale. La potenza che ne veniva recuperata era immessa all'albero motore tramite un riduttore a tre stadi. Con questa serie di dispositivi utili a migliorarne l'efficienza, i test effettuati mostravano che si aveva un guadagno del 14,8% sui consumi e il 4,6% di questi erano merito della tecnologia turbo-compound.

Nel 1986 Caterpillar mostrò il suo concetto di turbo-compound su un motore 6 cilindri di 11,3 l di cilindrata. La configurazione scelta era una turbina radiale per quello che riguarda il turbocompressore a gas di scarico e una turbina assiale di recupero energia. Tale configurazione mostrò un guadagno in termini di consumo di circa l'8,5%. La potenza recuperata era usata per trascinare la pompa dell'acqua e per aumentare la potenza disponibile all'albero motore. Il sistema così meccanicamente concepito consisteva in tre elementi fondamentali: un riduttore accoppiato alla turbina di recupero di energia, un giunto idraulico necessario per isolare la turbina di recupero dalle vibrazioni torsionali del motore e un riduttore che connetteva il meccanismo di azionamento della pompa dell'acqua al motore. Il rapporto di riduzione totale era di circa 27,5:1.

Nel 1991 Scania introdusse il suo schema di turbo-compound che consisteva sempre nell'utilizzo di una turbina di recupero posta a valle di quella principale, ma questa volta collegata con una trasmissione idraulica e una ruota dentata. In questo caso la potenza recuperata veniva direttamente scaricata sull'albero motore. Il sistema, molto simile a quello della Caterpillar, rendeva possibile un risparmio di circa il 5% dei consumi e garantiva una migliore guidabilità del veicolo.

Uno studio approfondito del problema è stato affrontato nel 2008 dalla Volvo [8].

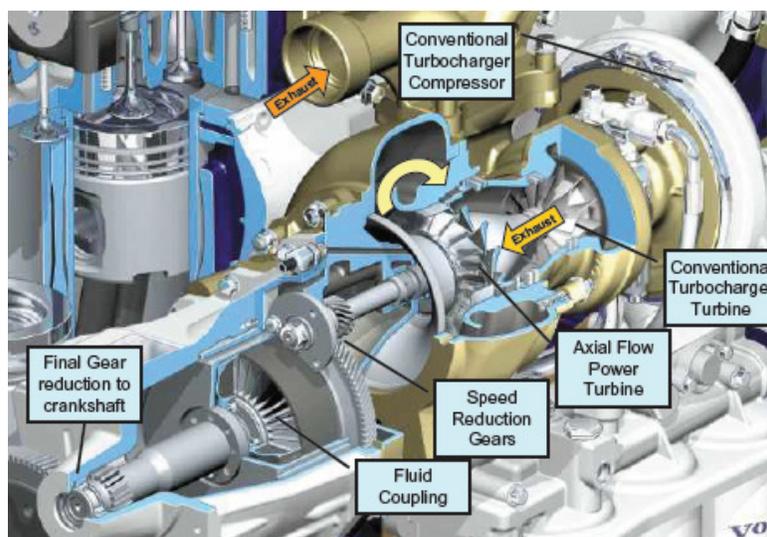


Figura 8

È stato stimato che circa il 20-25% dell'energia resa disponibile dal combustibile viene persa attraverso i gas di scarico. Se quindi si pensa di introdurre una turbina per il recupero dell'energia se ne può recuperare circa il 20 % (quindi il 20% del 25%, cioè il 5%).

L'albero di uscita dalla turbina di recupero è connesso all'albero motore attraverso una serie di rapporti per ridurre la velocità di rotazione. Normalmente infatti la turbina ruota a circa 70000 rpm, mentre l'albero motore a circa 1800 rpm. Inoltre, come nel caso della Scania, è previsto un sistema di isolamento delle vibrazioni torsionali che potrebbero venire dal motore.

Quando i gas di scarico passano attraverso la turbina, la loro pressione e temperatura cala ed è possibile quindi convertire tale energia, a meno delle perdite. La potenza che si riesce ad estrarre dai gas di scarico è circa il doppio se comparata a quella di un tradizionale motore diesel sovralimentato. Per far funzionare il sistema, è necessario che la pressione nel collettore di scarico sia molto più alta rispetto al motore senza sistema di recupero. Questo porta inevitabilmente a delle perdite per pompaggio molto più alte rispetto al motore base.

È stato stabilito che l'incremento di potenza del motore dato dal sistema turbo-compound è di circa la metà della potenza della turbina di recupero di energia. (ad esempio, se si registra una potenza del 10% per la turbina di recupero, si noterà un incremento di efficienza del motore di circa il 5%). La maggiore pressione nel collettore di scarico comporta anche un leggero aumento dei gas combusti che rimangono intrappolati nel cilindro durante la fase di scarico; questo può essere considerato come una sorta di EGR interno che risulta fondamentale per l'abbattimento degli NO<sub>x</sub>.

Fra i vantaggi che si possono annoverare uno di questi è sicuramente una maggior densità di potenza per data cilindrata. L'altro grande vantaggio è una riduzione dei consumi di carburante soprattutto in quelle fasi in cui il motore è a pieno carico. Ai benefici sui consumi va anche aggiunto quello di avere un sistema con una maggiore risposta e guidabilità.

Tuttavia il sistema adottato dalla Volvo presenta alcuni svantaggi. Uno di questi è il fatto che il sistema è composto da numerosi componenti aggiuntivi: una turbina, un riduttore di velocità un giunto idraulico. Tutti questi oggetti aggiungono peso al motore, sono sicuramente un costo aggiuntivo non trascurabile e costituiscono una complicazione notevole dal punto di vista della progettazione, del controllo e della manutenzione.

Se si può inoltre affermare che c'è un effettivo guadagno in termini di guidabilità, ma soprattutto di consumi agli alti carichi, lo stesso non si può dire ai bassi regimi di rotazione. Addirittura in certi casi il peso in più di questo sistema può portare ad un'influenza negativa sulle prestazioni del veicolo.

Un altro aspetto negativo di questa tecnologia è quello di ridurre l'efficacia dei sistemi di post-trattamento delle emissioni allo scarico. I gas infatti, passando attraverso la turbina di recupero, subiscono un ulteriore raffreddamento. Ciò potrebbe rendere necessaria l'adozione di filtri antiparticolato più attivi ed inoltre aumenta il tempo di attivazione di alcuni sistemi di post-trattamento dei gas di scarico come gli SCR o LNA.

## 4. Sistemi ibridi

Le auto dotate di tecnologia ibrida sono vetture aventi due o più sistemi di propulsione. Aggiungendo un motore elettrico a un sistema di trazione equipaggiato con un motore a combustione interna si ha un notevole miglioramento dell'efficienza complessiva. Si ottiene in questo modo un sistema a trazione ibrida, che consente di sfruttare il motore a combustione interna nelle condizioni di funzionamento a rendimento più elevato, minimizzandone l'utilizzazione nelle condizioni di basso carico.

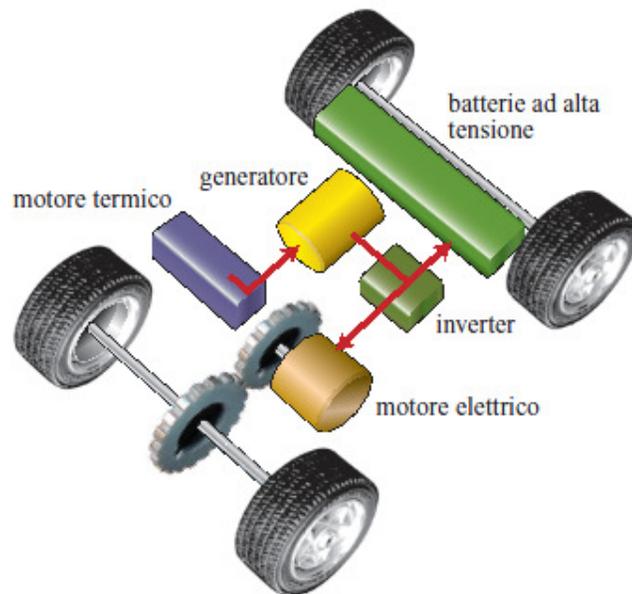
Per vetture di tecnologia ibrida si possono affermare le seguenti considerazioni:

- il motore elettrico può sostituire del tutto o in parte il motore a combustione interna nelle condizioni di stop and go (guida in condizioni di traffico congestionato) e di carico ridotto;
- il motore elettrico può coadiuvare il motore a combustione interna in accelerazione, il che consente di utilizzare motori termici di dimensioni minori, intrinsecamente più efficienti date le minori perdite termiche e per attrito, senza alcuna riduzione delle prestazioni complessive;
- il motore elettrico può essere utilizzato per recuperare una parte dell'energia cinetica del veicolo in decelerazione (frenata rigenerativa), energia che altrimenti andrebbe dissipata per attrito e che viene viceversa convertita in energia elettrica;
- la potenza elettrica addizionale generata dal motore-generatore elettrico può essere utilizzata per sostituire, con componenti elettrici di elevata efficienza, ausiliari idraulici di bordo come la pompa del servosterzo o la pompa dell'acqua.

I vantaggi della tecnologia ibrida, già noti all'inizio del XX secolo, sono diventati fruibili solo recentemente, con lo sviluppo di sistemi di controllo elettronici e di accumulatori di energia elettrica sofisticati e dal costo di produzione accettabile. Ciò può consentire la commercializzazione di veicoli su larga scala: i veicoli ibridi sono oggi disponibili sul mercato e sono in grado di ridurre in maniera consistente il consumo di carburante e l'impatto ambientale complessivo, senza un eccessivo aggravio dei costi.

### Sistemi ibridi in serie

Nel sistema ibrido in serie il motore termico è collegato a un generatore elettrico e la corrente generata alimenta un motore elettrico che fornisce trazione alle ruote o ricarica gli accumulatori. Questo tipo di veicolo può essere considerato un veicolo elettrico equipaggiato con un generatore, azionato da un motore termico (fig. 1).

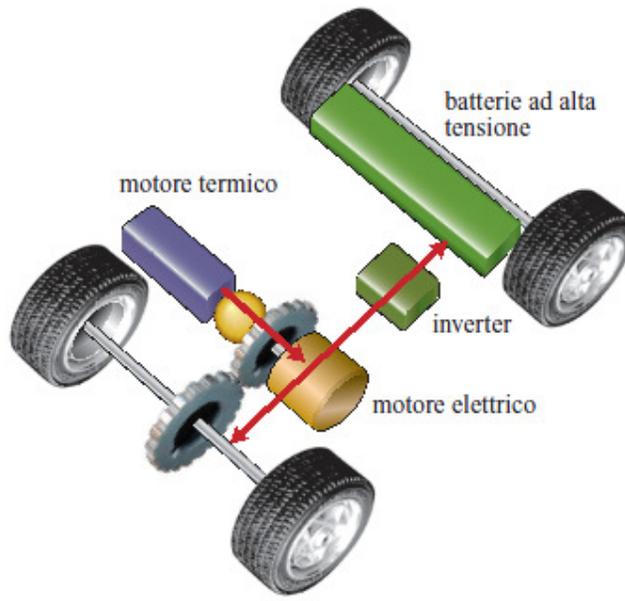


**Figura 9 – Sistema ibrido in serie**

Il principale vantaggio di questo tipo di configurazione è che il motore termico può essere fatto funzionare nelle condizioni più efficienti e può essere arrestato quando non ne è necessaria l'utilizzazione; la velocità di rotazione dell'albero quasi costante contribuisce a massimizzare l'economia dei consumi e ridurre le emissioni allo scarico. Dal momento che la conversione dell'energia meccanica erogata dal motore termico in energia elettrica per l'azionamento del motore elettrico crea significative inefficienze se il motore termico viene utilizzato come sorgente primaria di energia, i sistemi ibridi in serie di solito prevedono un motore termico di piccole dimensioni, che fornisce un surplus di potenza a un 'pacchetto batterie' di dimensioni rilevanti. Questa configurazione presenta in definitiva lo svantaggio di richiedere grandi accumulatori e di essere molto poco efficiente nelle condizioni di media e alta velocità, a causa delle perdite connesse alla conversione dell'energia meccanica in energia elettrica e alla ricarica e scarica degli accumulatori. Inoltre, in un sistema ibrido in serie non vi sono collegamenti meccanici tra il motore termico e le ruote, ovvero il motore termico non può fornire direttamente trazione al veicolo.

### **Sistemi ibridi in parallelo**

Nel sistema ibrido in parallelo sia il motore termico sia il motore elettrico sono collegati direttamente alla trasmissione, per fornire trazione alle ruote. In tale sistema il motore elettrico può anche fungere da generatore, per ricaricare gli accumulatori quando il veicolo è in movimento (fig. 2).



**Figura 10 – Sistema ibrido in parallelo**

Il vantaggio principale di questa configurazione consiste nel poter utilizzare accumulatori di dimensioni relativamente ridotte. Il sistema ibrido *mild*, con funzionamento in parallelo, ha un motore elettrico che non è però in grado nello stesso tempo di assistere il motore termico e di generare energia elettrica per gli accumulatori. Inoltre, il sistema ibrido in parallelo è più complicato di un sistema in serie e presenta una serie di problematiche connesse all'integrazione dei due motori. Un sistema ibrido di tipo mild è utilizzato da Honda fin dal 1999 sui suoi modelli Insight e Civic Hybrid; il sistema è detto sistema IMA (Integrated Motor Assist). Sulla Insight, primo veicolo ibrido commercializzato sul mercato statunitense, il motore elettrico è posto tra il motore a benzina a 3 cilindri (1.000 cm<sup>3</sup> di cilindrata) e il cambio manuale a 5 rapporti; il motore è un motore in corrente continua privo di spazzole e ha un ingombro assiale di appena 60 mm, è collegato direttamente all'albero del motore termico ed eroga una potenza massima di 10 kW. Fornisce potenza addizionale al motore termico quando necessario, utilizza il recupero di energia cinetica in decelerazione e, quando non è richiesta trazione, funge da generatore per ricaricare gli accumulatori ai NiMH (120 celle da 1,2 V, tensione nominale di 144 V, massa complessiva di 22 kg). Lo stesso sistema IMA, abbinato a un cambio a variazione continua di velocità CVT, è stato poi adottato sulla Honda Civic Hybrid nel 2003. La Insight e la Civic Hybrid sono capaci di raggiungere eccellenti livelli di economia dei consumi, rispettivamente di 61 miglia/gallone (oltre 25 km/l) e 48 miglia/gallone (oltre 20 km/l) nel ciclo cittadino americano.

### **Altri tipi di sistemi ibridi**

Una possibilità da prendere in esame, per quanto riguarda il funzionamento dei sistemi ibridi, è la ricarica degli accumulatori dall'esterno, tramite collegamento alla rete elettrica. Tale sistema prende il nome di *plug-in hybrid* e può essere adottato sia nella configurazione in serie sia in quella in parallelo. Il vantaggio di questo tipo di sistema è di consentire una rilevante autonomia di guida in modalità tutta elettrica, senza la necessità di avviare il motore termico. Lo svantaggio risiede nell'utilizzo di accumulatori di notevoli dimensioni, pesanti e costosi, oltre che nel lungo tempo di ricarica.

### **Confronto tra veicoli ibridi e veicoli con motori a combustione interna**

Dal momento che la coppia e la potenza più elevate sono richieste in fase di accelerazione e nei tratti in salita e che è sufficiente una potenza modesta per condurre il veicolo a una velocità costante su una strada piana, l'utilizzo di un motore elettrico consente di adottare un motore termico di dimensioni ridotte. Motori termici di minor cilindrata sono più efficienti a parità di carico, essendo caratterizzati da minori attriti interni, più elevati rendimenti volumetrici (minori perdite di pompaggio) e minori perdite di calore. Nel caso della Toyota Prius, primo veicolo ibrido commercializzato al mondo, il motore termico adottato (1.500 cm<sup>3</sup> di cilindrata, ciclo Atkinson) è caratterizzato da potenza e coppia limitate (57 kW e 115 Nm). Nella nuova Prius, la presenza di un motore elettrico di elevate prestazioni, capace di erogare fino a 50 kW di potenza e 400 Nm di coppia a basso numero di giri, consente l'utilizzazione dello stesso motore termico.

Nei veicoli convenzionali una quantità di energia rilevante viene persa durante la fase di decelerazione e in frenata. Tale energia è consumata soprattutto dal sistema frenante e dagli attriti interni del motore (attriti meccanici e perdite di pompaggio). In un veicolo ibrido, invece, il motore elettrico viene utilizzato come generatore per recuperare l'energia suddetta e immagazzinarla negli accumulatori (utilizzo del motore elettrico, normalmente utilizzato per la trazione, come generatore per ricaricare gli accumulatori). In pratica, una quota parte consistente della forza frenante viene ottenuta attraverso il freno elettrico del motore-generatore e ciò permette anche di limitare il consumo delle guarnizioni di attrito del sistema frenante (pastiglie dei freni).

I sistemi ibridi prevedono lo spegnimento del motore termico in assenza di carico, in particolare quando il veicolo è fermo (funzione *stop and start*), il che consente di eliminare il consumo di carburante e le emissioni di inquinanti. Il motore elettrico ha una potenza sufficiente da riavviare, se necessario, il motore termico in appena 2 decimi di secondo, senza che il conducente avverta alcun inconveniente. Tale funzione (detta anche di *idle off*, via il minimo, ed equivalente allo *stop and start*) consente da sola una riduzione del consumo di carburante anche oltre il 5%.

L'integrazione del motore elettrico e del motore termico migliora in modo rilevante l'efficienza dello stesso motore termico nelle varie condizioni di guida. Per esempio, l'elevata coppia del motore elettrico consente al motore termico di lavorare a regimi più ridotti, e dunque in modo più efficiente, nella guida a velocità costante su strade a scorrimento veloce, e nello stesso tempo di disporre di accelerazioni adeguate in caso di necessità.

In un veicolo ibrido la disponibilità di una potenza elettrica addizionale consente di migliorare l'efficienza degli ausiliari del motore termico (compressore dell'A/C, pompa del servosterzo e pompa dell'acqua, ecc.), che normalmente sono azionati dall'albero del motore termico attraverso cinghie, ingranaggi o catene con efficienza meccanica assai bassa; inoltre la loro velocità dipende dalla velocità del motore termico. L'utilizzo di ausiliari di tipo elettrico consente una soluzione ben più efficiente, dal momento che essi possono essere azionati solo quando necessario e alla velocità ottimale, indipendentemente dalla velocità del motore termico.

### **Pregi e difetti dei sistemi ibridi**

Uno studio dell'Electric Power Research Institute (EPRI) del 2002 confronta i veicoli ibridi di tipo HEV-0 (mancanza di autonomia in modalità tutta elettrica e impossibilità di ricaricare dalla rete elettrica gli accumulatori ai NiMH) con i convenzionali veicoli con motore a combustione interna. Tale studio evidenzia i vantaggi dei veicoli di tipo HEV-0: *a*) maggiore economia dei consumi; *b*) costo di manutenzione ridotto; *c*) maggiore autonomia; *d*) sostanziale riduzione delle emissioni degli inquinanti responsabili della formazione dello smog ( $\text{NO}_x$  e HC), dal 10% per una berlina compatta al 19% per un SUV; *e*) sostanziale riduzione delle emissioni di CO, dal 20% per una berlina compatta al 30% per un SUV; *f*) sostanziale riduzione delle emissioni di  $\text{CO}_2$ , almeno del 30%.

Il principale ostacolo che si oppone alla diffusione dei veicoli ibridi è il costo di produzione degli accumulatori, ovvero il costo dell'energia 'a bordo' che possa alimentare il propulsore elettrico nelle condizioni di marcia a emissioni zero. Nel 2000 un gruppo di esperti nel settore degli accumulatori (BTAP, Battery Technical Advisory Panel) ha calcolato un limite di 600-1.200 cicli di funzionamento per un pacco batterie ai NiMH sottoposto a cicli completi (0-100%) di carica e scarica. Il California Air Resources Board (ARB) ha stimato per gli stessi accumulatori una durata massima di soli 6 anni o 75.000 miglia, al massimo di 10 anni o 100.000 miglia, prima che si renda necessaria la sostituzione del pacco batterie completo.



## ***CAPITOLO 1***

### ***Concetto e schema del sistema E-Turbo***



Sin da quando il motore a combustione interna è stato inventato, numerosi tecnici ed ingegneri si sono dedicati allo studio di tecniche e soluzioni che ne aumentassero l'efficienza. Infatti l'efficienza termica dei motori attuali varia da circa il 20% al 40 % (motori a benzina 20%-30%, motori a gasolio 30%-40%). Si può affermare che la tematica dell'incremento dell'efficienza, oggi più che mai, è profondamente sentita a causa delle sempre più stringenti normative antinquinamento e sulla riduzione dei consumi imposte dalla comunità europea o anche da quella statunitense.

Per questi motivi in questi anni si stanno cercando tecniche di riduzione dei consumi e di recupero di energia che possano aumentare globalmente l'efficienza del motore a combustione interna. Esistono due strade percorribili per ottenere questi risultati: una è quella di aumentare l'efficienza indicata del cilindro ottimizzando il processo di combustione. L'altra invece è quella di recuperare energia dal calore disperso dal motore, ad esempio sfruttando i gas di scarico che andrebbero persi attraverso la valvola Wastegate di una turbina che sfrutta i gas di scarico.

## 1.1 - Efficienza termica e flussi di energia del motore

L'efficienza termica di un motore può essere facilmente analizzata dal diagramma del ciclo ed è determinata dal rapporto di compressione. Più grande quest'ultimo risulta e più il motore sarà efficiente dal punto di vista termico. L'espressione del rendimento indicato è la seguente:

$$\eta_{t,v} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}_c}$$

dove  $\eta_{t,v}$  è l'efficienza termica,  $\varepsilon$  è il rapporto di compressione e  $k$  è l'esponente adiabatico. Tuttavia per evitare problemi di detonazione o di combustione violenta, il rapporto di compressione non può essere troppo elevato il che significa che i gas ad alta pressione e temperatura non possono espandersi completamente in camera di combustione. Il risultato è che una grande quantità di energia resa disponibile dal combustibile viene espulsa coi gas di scarico e così dispersa.

Il potenziale del recupero di energia dei gas di scarico può essere valutato attraverso lo studio della distribuzione dei flussi di energia di un motore al variare delle condizioni operative.

Una ricerca [3] sulla distribuzione di energia di una vettura del segmento medio utilizzata su strade urbane è stata svolta dall' EPA (Environmental Protection Agency) negli Stati Uniti. I risultati mostrano (figura 1) che il 33% dell'energia resa disponibile dal combustibile viene dispersa tramite i gas di scarico e che il 29% viene disperso nell'acqua di raffreddamento necessaria per espellere il calore prodotto dal motore (calore ceduto alle pareti della camera di

combustione). L'energia rimasta viene convertita in lavoro indicato a meno degli attriti.

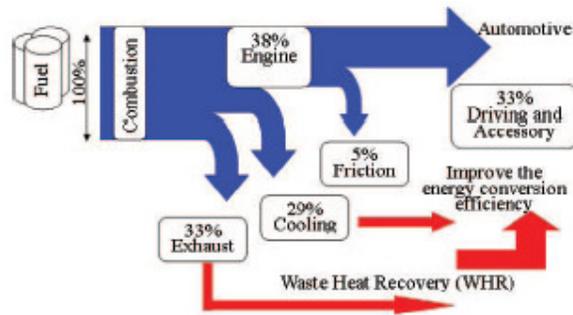


Figura 11

La figura 2 invece mostra come viene ripartita l'energia in un motore a benzina in condizioni di pieno carico.

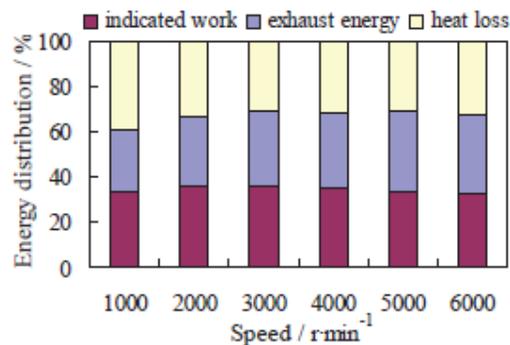


Figura 12

Il lavoro indicato, le perdite per dissipazione di calore e l'energia allo scarico rimangono approssimativamente nelle stesse proporzioni tra di loro. Si può affermare quindi che le perdite dovute alla dissipazione di calore ed all'energia persa in calore sono più del 60% dell'energia disponibile. In conclusione se si riuscisse a recuperare energia dai gas di scarico si aumenterebbe nettamente l'efficienza termica del motore a combustione interna. È stato inoltre riscontrato dalla American Cummins Company che il recupero di energia attraverso i gas di scarico è quello che offre le maggiori potenzialità rispetto ad altri sistemi e che l'efficienza di un motore a combustione interna può essere aumentata fino al 60% se si riuscisse a sfruttare al meglio l'energia dispersa sotto forma di calore (figura 3).

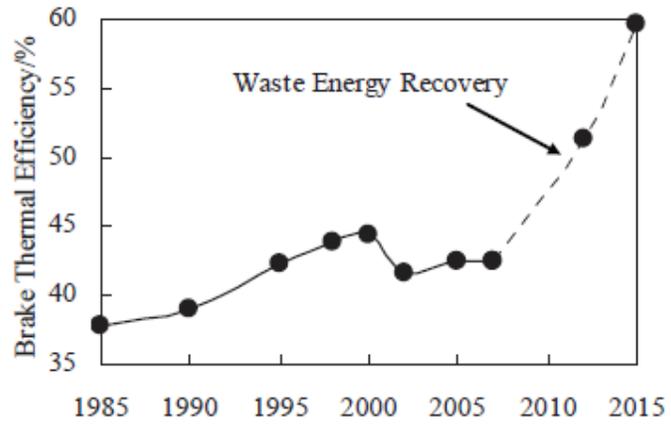


Figura 13

## 1.2 – Schema del sistema E-Turbo

Il recupero energia con sistema E-Turbo, come detto in precedenza, recupera energia residua dai gas di scarico che altrimenti verrebbero rilasciati in atmosfera senza generare alcun contributo. Esistono già in produzione alcuni sistemi meccanici di recupero di energia che utilizzano una seconda turbina la quale trasforma l'energia residua dei gas di scarico in energia meccanica. Tale energia viene poi trasmessa all'albero motore tramite l'ausilio di un riduttore o di un giunto idraulico. Come già spiegato questi sistemi vengono usati su alcuni mezzi pesanti (camion) e non si prestano ad essere adottati sulle vetture adibite al trasporto passeggeri.

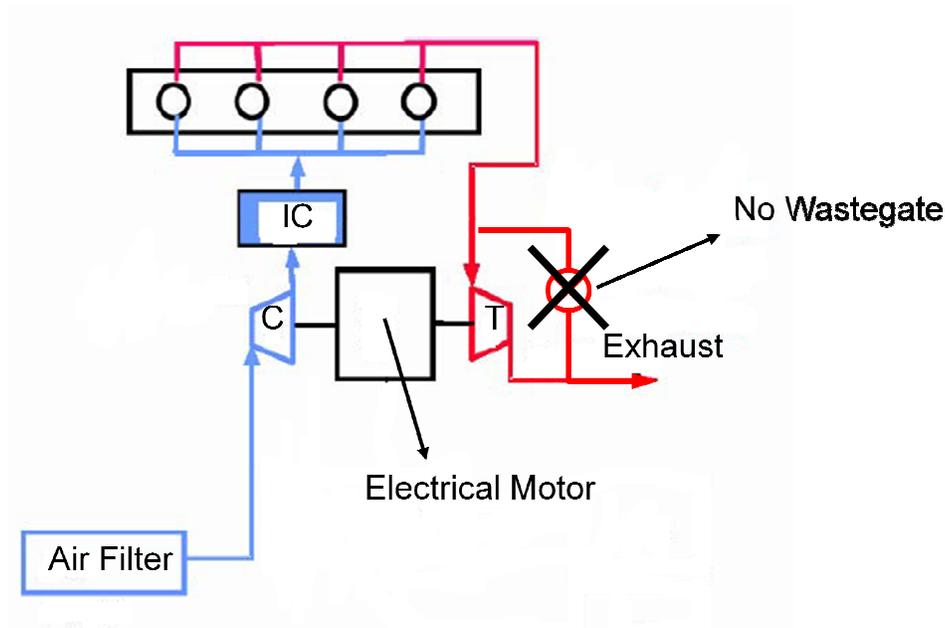


Figura 14

Il sistema E-Turbo oggetto di questo studio (figura 4), prevede l'utilizzo di un motore elettrico reversibile accoppiato direttamente ad un turbo-compressore a gas di scarico nel quale, se si pensa ad una turbina a geometria fissa, la valvola Wastegate per il controllo della velocità del gruppo viene eliminata. Se si elimina, quindi, la valvola Wastegate che rappresenta la leva che permette di controllare il gruppo turbo-gas, bisogna che si adotti un altro dispositivo di controllo. Tale funzione può essere svolta dal motore elettrico citato in precedenza che provvede a frenare l'albero intermedio fra turbina e compressore. Durante tale azione frenante il motore genera corrente elettrica che potrà essere utilizzata, come meglio si riterrà opportuno, per incrementare l'efficienza globale del veicolo (tale aspetto non sarà trattato nella tesi, nel paragrafo 1.3 verrà spiegato questo concetto).

Lo schema appena descritto è lo stesso che sarà utilizzato nei motori turbo V6 che saranno introdotti in F1 a partire dal 2014 (figura 5).

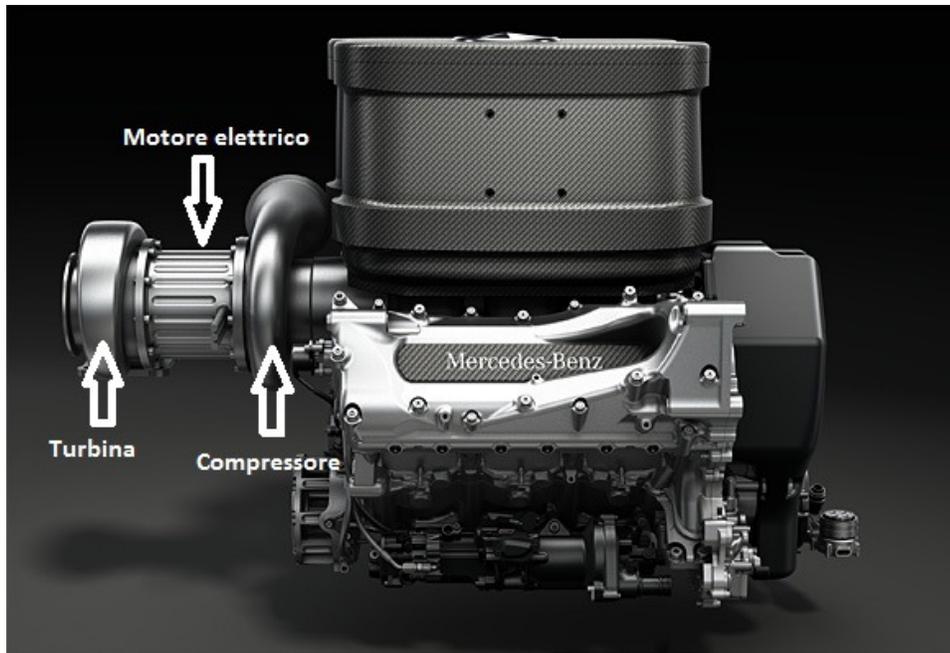


Figura 15

Oltre al sistema di recupero di energia in frenata (MGU-K), sulle monoposto di F1 sarà presente anche un sistema per il recupero dell'energia dei gas di scarico (MGU-H) che sfrutterà un motore elettrico per controllare la velocità del turbo-compressore e generare corrente elettrica. Uno dei principali scopi di questo sistema sarà quello di sfruttare tale energia elettrica per alimentare un motore elettrico accoppiato col cambio che potrà essere utilizzato per incrementare la coppia totale disponibile all'albero motore e quindi aumentare la potenza totale della vettura.

Con il sistema E-Turbo così concepito, il generatore di corrente sarà utilizzato per frenare la turbina, ma potrà a sua volta mettere in movimento il compressore quando sarà necessario (ad esempio per migliorare la risposta del sistema durante i transitori di farfalla). Il motore elettrico potrà svolgere la funzione di recupero di energia, ma potrà anche aumentare la guidabilità della vettura. Non solo, si potrebbe anche pensare di utilizzare il compressore, trascinato elettricamente, per immettere aria nelle fasi a bassa velocità di rotazione per eliminare principalmente il turbo-lag tipico dei motori sovralimentati con turbina a gas di scarico. In sostanza con questa tecnologia si potrebbe avere una gestione molto elastica della sovralimentazione perché nelle condizioni operative nelle quali la turbina non funziona, si può usare il motore elettrico per mettere in rotazione il compressore.

In un turbo-compressore a gas di scarico convenzionale, in certe condizioni operative la valvola Wastegate intercetta una certa portata di gas di scarico che bypassa la turbina. Nello schema di E-Turbo così pensato per questo studio, la valvola Wastegate viene eliminata e quindi la turbina si vedrà attraversata, in ogni condizione operativa, da tutta la portata dei gas di scarico in uscita dal

motore. La chiave fondamentale per un corretto funzionamento del sistema, ai fini di ottenere un'elevata efficienza di recupero, sarà quella di trovare una nuova turbina adatta al nuovo layout del motore dal lato scarico. Se si pensasse di utilizzare la stessa turbina del motore originale si otterrebbe una contropressione di scarico molto più elevata rispetto al sistema con la valvola Wastegate. Questo è un beneficio dal punto di vista del salto entalpico reso disponibile dai gas in ingresso turbina, ma una contropressione troppo elevata genera perdite troppo elevate sul motore, facendone così calare l'efficienza globale.

L'idea utilizzata per le simulazioni effettuate, come sarà esposto più avanti, sarà quella di analizzare il comportamento del sistema al variare delle dimensioni della turbina, mantenendo però lo stesso compressore del motore originale. Una turbina con un diametro maggiore causa una risposta lenta ai bassi regimi di rotazione e dei transitori di accelerazione molto più lenti a causa di un'inerzia più elevata. Se si considera inoltre che il compressore rimane lo stesso del motore originale questo porta inevitabilmente ad un leggero decadimento delle prestazioni. Tale problema potrà però essere superato, come accennato in precedenza, dall'utilizzo del motore elettrico come booster durante i transitori di accelerazione e per migliorare la risposta della turbina.

### **1.3 – Motore elettrico**

In questo paragrafo si descrive il concetto e lo schema del motore elettrico necessario per il recupero di energia ed utilizzato nel programma di simulazione GT-Power. Tale schema sarà comune a tutte le simulazioni effettuate.

Come accennato nei paragrafi precedenti, il recupero energia si basa sull'utilizzo di un motore elettrico il cui effetto è quello di mantenere sotto controllo la velocità di rotazione dell'albero di collegamento fra compressore e turbina. Se si prende in considerazione una turbina a geometria fissa, il controllo della velocità di rotazione del gruppo turbina-compressore è garantito da una valvola Wastegate posta prima della turbina che, al raggiungimento di determinate condizioni, apre un passaggio attraverso il quale una certa portata di gas di scarico bypassa la turbina. In questo modo non tutti i gas di scarico del motore vengono espansi in turbina, ma una certa portata (in certe condizioni anche considerevole) viene necessariamente esclusa e non cede energia alla turbina. È chiaro che con questo sistema la portata di gas che non attraversa la turbina porta con sé una quantità di energia che non viene utilizzata per comprimere l'aria attraverso il compressore.

Se invece si pensa di eliminare la valvola Wastegate per far passare tutti i gas di scarico attraverso la turbina, e quindi per recuperare tutta l'energia disponibile, si rende necessaria l'introduzione di un motore elettrico che riesca a frenare il gruppo turbo-compressore, mantenendolo in equilibrio alla giusta velocità di rotazione.

Lo schema del motore-generatore elettrico usato in GT-Power è il seguente:

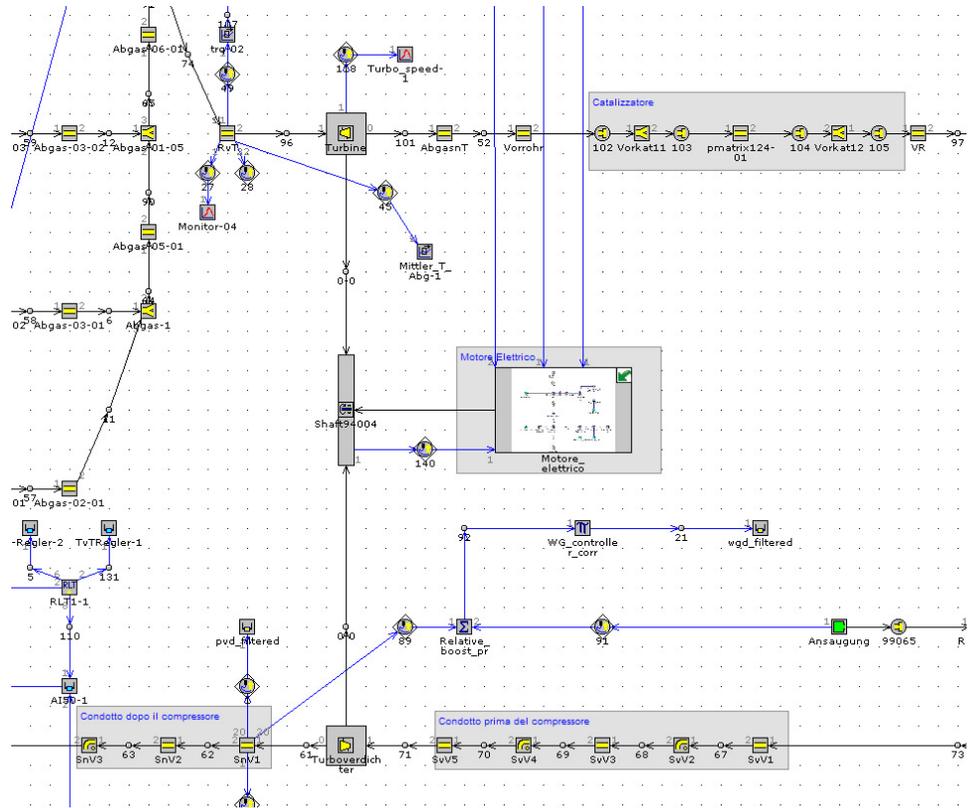


Figura 16

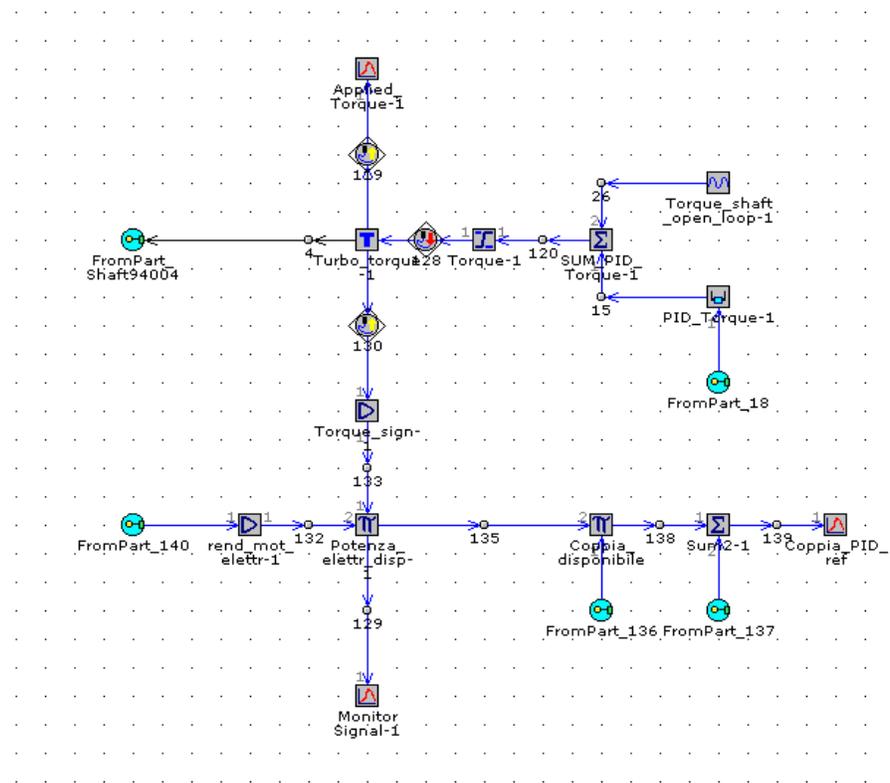


Figura 17

Nella figura 1 è mostrato uno screenshot del foglio principale di GT-Power nel quale è stata assemblata la struttura dell'intero motore. Si nota con chiarezza, nella parte in basso della figura, la parte del lato aspirazione del motore, con relativo compressore, e la parte lato scarico nella parte più alta. Fra turbina e compressore è presente un elemento che simula l'albero di collegamento fra i due ed al quale è collegato un elemento sottoassieme che rappresenta la struttura del motore elettrico. Tale schema è rappresentato nella figura 2.

Come risultato del sottoassieme rappresentante il motore elettrico si ha una coppia [Nm]. È stato infatti deciso di simulare l'effetto del motore elettrico da una coppia applicata all'albero del gruppo turbo-compressore. Ciò perché si tratta di un primo approccio a questo tipo di schema di recupero di energia, ed il problema della scelta di un motore elettrico reale avverrà in un secondo momento.

La coppia applicata all'albero è il risultato di un controllore PID (nel quale però vengono usati solo il contributo proporzionale ed integrale) che va a correggere una mappa base di coppia applicata che varia in funzione dei giri motore e del carico (tale mappa è opzionale, in alcune simulazioni infatti non sarà presente). Come strategia di controllo del PID sono state usate due soluzioni:

1. La prima consiste nell'imporre come target del controllore la portata di combustibile [kg/s] del motore originale senza sistema di recupero di energia. Come variabile di retroazione in ingresso al controllore si avrà quindi la portata istantanea di benzina. In questo modo la coppia in uscita dal controllore dovrà inseguire un determinato target di consumo.
2. Nella seconda invece il target è la coppia motore in condizioni di pieno carico (farfalla a 90° e coppia massima, corrispondente a ciascun regime di rotazione, tali valori sono stati ottenuti in modo sperimentale). Come variabile in ingresso viene utilizzata invece la TT [Nm] data dalla somma della coppia motore e della coppia derivante dal recupero di energia. Con questa soluzione è stato possibile valutare l'effetto del sistema di recupero di energia in termini di variazione della portata di combustibile.

Le differenze ed i diversi obiettivi di queste due strategie saranno illustrati in modo più approfondito nei capitoli a seguire.

Le formule usate nella struttura del motore sono le seguenti:

$$P_{el} = T_{appl} * \omega_{shaft}$$

$$P_{el\_eng} = P_{el} * \eta_{el}$$

$$T_{prod} = \frac{P_{el\_eng}}{\omega_{engine}}$$

$$TT = T_{prod} + T_{engine}$$

dove:

$P_{el}$ , potenza generata dal motore elettrico che controlla l'albero della turbina [W]

$T_{appl}$ , coppia applicata all'albero della turbina per tenere sotto controllo la velocità delle turbina [Nm]

$P_{el\_eng}$ , potenza generata dal motore elettrico, ma considerando anche un ipotetico rendimento della macchina elettrica [W]

$T_{prod}$ , coppia disponibile all'albero motore, generata dal recupero di energia [Nm]

$T_{engine}$ , coppia del motore termico [Nm]

$TT$ , coppia totale disponibile, generata dalla somma della coppia motore e della coppia derivante dal recupero di energia [Nm]

$\omega_{shaft}$ , velocità di rotazione del gruppo turbo-compressore [rpm] o [rad/s]

$\omega_{engine}$ , regime di rotazione del motore [rpm]

$\eta_{el}$ , rendimento della macchina elettrica posto pari a 0,81

## 1.4 – Fondamenti di analisi Exergetica

In questo paragrafo viene introdotto un metodo di analisi dei processi termodinamici che, attraverso una combinazione del primo e del secondo principio della Termodinamica, consente di effettuare una comparazione tra le diverse forme di energia e di individuare le condizioni di più efficiente utilizzo delle sorgenti energetiche.

In ogni processo e per ogni sistema isolato l'energia si conserva e non può essere distrutta. Il concetto di conservazione dell'energia non appare tuttavia generalmente adeguato per descrivere alcuni importanti aspetti della termodinamica relativi al razionale utilizzo dell'energia ed ai processi di conversione energetica.

Si consideri un sistema isolato costituito da un piccolo serbatoio contenente del combustibile ed aria in abbondanza. Supponiamo che il combustibile possa bruciare completamente: a fine processo il sistema si è trasformato anche nella sua composizione chimica ottenendosi una miscela di gas a temperatura ( $T_i + \Delta T$ ) più elevata di quella iniziale ( $T_i$ ). Sebbene l'energia totale del sistema sia rimasta invariata, la condizione iniziale di combustibile + aria è potenzialmente più idonea della condizione finale a fornire lavoro meccanico mediante un opportuno processo. Nel primo caso è possibile, per esempio, produrre vapore saturo o surriscaldato ed ottenere lavoro dalla sua espansione. Il sistema a) dunque ha un più elevato "potenziale" del sistema finale c): durante il processo "qualcosa" si è distrutto.

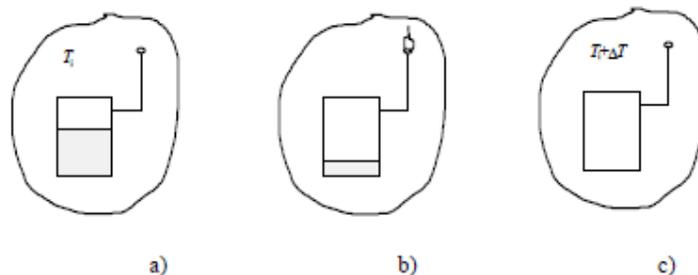


Figura 18 - Schema per introdurre il concetto di exergetica: a parità di contenuto energetico, la condizione a) consente maggiori possibilità di convertire l'energia del sistema in lavoro meccanico.

- a) L'analisi termodinamica dei processi di conversione energetica ha dimostrato che data una sorgente termica a  $T_1$  da cui si possa estrarre il calore  $Q_1$ , operando con un ciclo di Carnot si può ottenere del lavoro meccanico, ma la frazione  $\frac{T_2}{T_1}$  dell'energia disponibile non è convertibile. In generale, stabilito che la temperatura minima della sorgente inferiore del ciclo, termodinamicamente conveniente, è la temperatura ambiente  $T_a$ , date due quantità di calore della stessa entità, ma a temperature diverse, la possibilità di ottenere da esse lavoro

meccanico dipende dalla temperatura a cui sono disponibili essendo l'energia utilizzabile massima pari a  $Q_1 \left(1 - \frac{T_a}{T_1}\right)$ .

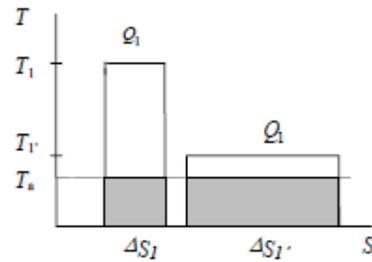


Figura 19 - La frazione di energia termica convertibile in lavoro meccanico dipende dalla temperatura a cui essa è disponibile.

- b) Due gas alla stessa temperatura ma a pressione diversa, possono avere uguale energia interna e quindi pari contenuto energetico. Le possibilità di ottenere lavoro meccanico sono tuttavia diverse.

Gli esempi riportati mettono in evidenza come il solo contenuto energetico di un sistema non sia sufficiente per precisare le possibilità di ottenere lavoro dal sistema stesso. Per tenere conto di questi fatti, mediante un'analisi di secondo principio, si introduce una grandezza denominata "exergia" o "availability" che meglio dell'energia può rappresentare la possibilità di ricavare lavoro meccanico da un sistema. Alla base del concetto di exergia c'è il fatto che quando due sistemi con differenti stati fisici vengono posti in connessione tra loro, dal processo tendente al raggiungimento dell'equilibrio è possibile ottenere del lavoro. L'exergia è il lavoro massimo teorico ottenibile dalla interazione tra i due sistemi. Se uno dei due sistemi è il sistema in esame e l'altro l'ambiente esterno, opportunamente idealizzato, assunto come riferimento, l'exergia è il lavoro che potrebbe ottenersi quando il sistema in esame fosse portato reversibilmente ad uno stato di equilibrio (meccanico, termico, chimico) con l'ambiente esterno.

Sempre a fondamento del concetto di exergia vi sono dunque anche i concetti che il lavoro è una forma qualitativamente superiore di energia (rispetto al calore) e che l'efficienza termodinamica ottimale corrisponde al processo reversibile.

### Il sistema esterno di riferimento

L'esterno di riferimento è essenzialmente un sistema che rimane in un definito stato di equilibrio termodinamico nonostante energia e massa possano fluire verso di esso. Data la complessità del mondo fisico, è alquanto complicato valutare correttamente ogni tipo di equilibrio: nella definizione del sistema di riferimento si utilizzano allora modelli semplificati che considerano una limitata categoria di fenomeni (termici, meccanici, chimici,...) per i quali

definire la condizione di equilibrio. Un esempio semplice di ambiente esterno di riferimento è dato dall'aria atmosferica poiché la sua temperatura e la sua pressione risultano praticamente costanti, anche se riceve significativi apporti di calore e lavoro. Così è anche per l'oceano, l'acqua di un lago, la crosta terrestre ecc. L'esterno di riferimento è per definizione quell'ambiente per il quale possono variare le grandezze estensive (U, S, V...), non quelle intensive (T<sub>0</sub> e p<sub>0</sub>).

Se lo stato di un definito sistema termodinamico si discosta da quello dell'ambiente esterno di riferimento, dall'interazione tra essi è possibile ottenere del lavoro; tale possibilità svanisce quando lo stato del sistema considerato si modifica fino a raggiungere la condizione di equilibrio con l'ambiente in quiete. In tale condizione lo stato del sistema in esame viene detto "stato morto" ed il sistema è in equilibrio con l'esterno di riferimento. Raggiunto l'equilibrio a T<sub>0</sub> e p<sub>0</sub>, con velocità e quota nulle, non vi è più alcuna possibilità di interazione spontanea e pertanto l'exergia del sistema in esame è nulla.

All'ambiente di riferimento si attribuiscono le seguenti caratteristiche: è dimensionalmente grande e omogeneo nei valori di temperatura e pressione, ogni sua parte è ferma rispetto alle rimanenti, può liberamente scambiare energia (fornire o ricevere) senza che varino le sue proprietà intensive, scambia calore sempre a T<sub>0</sub>, può subire soltanto processi internamente reversibili. Le variazioni delle sue proprietà estensive sono date dall'equazione:

$$\Delta U_e = T_0 \Delta S_e - p_0 \Delta V_e \quad (1)$$

in cui con il pedice e sono indicate l'energia interna, l'entropia ed il volume dell'esterno e con T<sub>0</sub> e p<sub>0</sub> la sua temperatura e la sua pressione.

### **Exergia termo meccanica di un sistema chiuso**

Si consideri il sistema chiuso indicato in Fig. 3 ed interagente con esso l'ambiente di riferimento a T<sub>0</sub> e p<sub>0</sub>. L'exergia è il massimo lavoro teorico che potrebbe essere scambiato dal sistema combinato, costituito dal sistema in esame e dall'ambiente, se lo stesso sistema chiuso si portasse dallo stato attuale allo "stato morto", in equilibrio con l'ambiente a T<sub>0</sub> e p<sub>0</sub>.

Poiché si vuole valutare il massimo lavoro ottenibile dal sistema combinato il confine di quest'ultimo è supposto adiabatico, così che attraverso di esso il solo scambio energetico possibile è rappresentato dal lavoro. Ciò ci assicura che il lavoro ottenuto non dipende da scambi termici attraverso il contorno, né proviene dal contenuto energetico complessivo. Si assume inoltre che il volume totale del sistema combinato rimanga costante pur potendo variare il volume del sistema chiuso considerato.

Il lavoro ottenibile è pertanto disponibile integralmente (per esempio per sollevare un peso) e non è speso per puro spostamento a  $p_0$  del confine con l'esterno di riferimento.

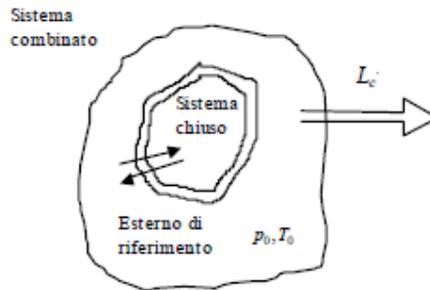


Figura 20 - Sistema combinato: sistema chiuso in esame ed ambiente di riferimento

Dal I principio, per il sistema combinato:

$$\Delta E_c = Q_c - L_c \quad (2)$$

essendo  $\Delta E_c$  la variazione del contenuto energetico del sistema combinato ed  $L_c$  il lavoro da esso sviluppato.

L'energia iniziale del sistema chiuso  $E$  include le componenti cinetica, potenziale e interna. All'equilibrio il valore delle energie potenziale e cinetica sarà nullo, perché riferito all'ambiente. Resterà soltanto l'energia interna del sistema allo stato morto  $U_0$ . Si ha così:

$$\Delta E_c = (U_0 - E) + \Delta U_e \quad (3)$$

in cui  $\Delta U_e$  rappresenta la variazione di energia interna dell'ambiente di riferimento data da:

$$\Delta U_e = T_0 S_e - p_0 \Delta V_c$$

Sostituendo la (1) nella (3) si ha:

$$\Delta E_c = (U_0 - E) + T_0 S_e - p_0 \Delta V_c$$

Dalla (2), ricordando che  $Q_c = 0$ , risulta:

$$L_c = -\Delta E_c = (U_0 - E) - T_0 S_e + p_0 \Delta V_c$$

Poiché il volume totale del sistema combinato non varia, la variazione del volume dell'esterno è uguale ed opposta a quella del sistema chiuso, si ha così:

$$L_c = (E - U_0) - T_0 \Delta S_e + p_0 (V - V_0) \quad (4)$$

Il lavoro derivante dall'interazione del sistema chiuso con l'ambiente di riferimento sarà massimo per irreversibilità interne nulle. Dal bilancio entropico del sistema combinato si ha che la sua variazione di entropia è data

dalla somma delle variazioni dei due sistemi e vale la produzione entropica  $\sigma_c$  essendo il sistema combinato adiabatico:

$$\Delta S_c = (S_0 - S) + \Delta S_e = \sigma_c \quad (5)$$

Con  $S$  ed  $S_0$  è stata indicata l'entropia specifica del sistema in esame, nella condizione attuale ed allo stato morto, rispettivamente. Tenendo conto della (5), la (4) diventa:

$$L_c = (E - U_0) - T_0 (S - S_0) + p_0 (V - V_0) - T_0 \sigma_c$$

Il lavoro massimo teorico ottenibile dal processo corrisponde alla condizione  $\sigma_c = 0$ . L'exergia  $Ex$  specifica del sistema chiuso in esame è pertanto:

$$E_x = L_{c,max} = (U - U_0) - T_0 (S - S_0) + p_0 (V - V_0) \quad (6)$$

In base alla (6), la variazione di exergia del sistema, in una trasformazione finita 1-2 risulta:

$$Ex_2 - Ex_1 = (E_2 - E_1) - T_0 (S_2 - S_1) + p_0 (v_2 - v_1) \quad (7)$$

Le considerazioni appena concluse saranno utilizzate nel paragrafo 2.3 per capire l'efficienza di conversione dell'energia disponibile allo scarico da parte del sistema E-Turbo.



## ***CAPITOLO 2***

***Prestazioni ed analisi dei dati del motore senza  
sistema di recupero dell'energia***



## 2.1 - Motore di base utilizzato per le simulazioni

Per le simulazioni effettuate con GT-Power è stato utilizzato come motore un da 1,4 l di cilindrata 4 cilindri benzina ad iniezione diretta dotato di sovralimentazione con turbocompressore ai gas di scarico avente una turbina a geometria fissa con valvola Wastegate. In tale motore è stato inoltre implementato un modello di detonazione.

Il controllo sul lambda viene effettuato tramite un controllore PID che mantiene il controllo sulla temperatura di ingresso turbina a 950°C come target.

Per quel che riguarda la coppia motore, il controllo su di essa, così come per il lambda, è eseguito da un controllore PID. Se si effettuano, ad esempio, delle simulazioni in pieno, il target di coppia (che deriva da dati sperimentali ottenuti al banco prova) viene controllato da un controllore che agisce sulla portata di aria che bisogna avere in un preciso istante per ottenere una determinata coppia motore. La portata d'aria richiesta per il raggiungimento di un determinato target di coppia, viene regolata da un altro controllore che agisce sull'angolo di farfalla e che regola la portata di aria in aspirazione al motore.

Nel modello di base è stato implementato anche un modello simula la detonazione (Knock) del motore. Essendo già presente in GT-Power una funzione che simula la detonazione nei motori a combustione interna, si è reso necessario tarare questa funzione per ottenere, durante le simulazioni, un livello di detonazione molto simile a quello che si registrava al banco prova per questo motore. Avendo a disposizione i dati reali sulla detonazione, è stato quindi possibile tarare il modello matematico per far sì che i risultati delle simulazioni fossero il più attendibile possibile. Una volta completata questa fase, è stato attivato un controllore PID che misura il livello di Knock ed interviene sull'anticipo di accensione per portare il livello di detonazione ad un valore prestabilito. Se il modello descritto in precedenza sarà tarato correttamente, il controllore interverrà in misura minima sull'anticipo di accensione.

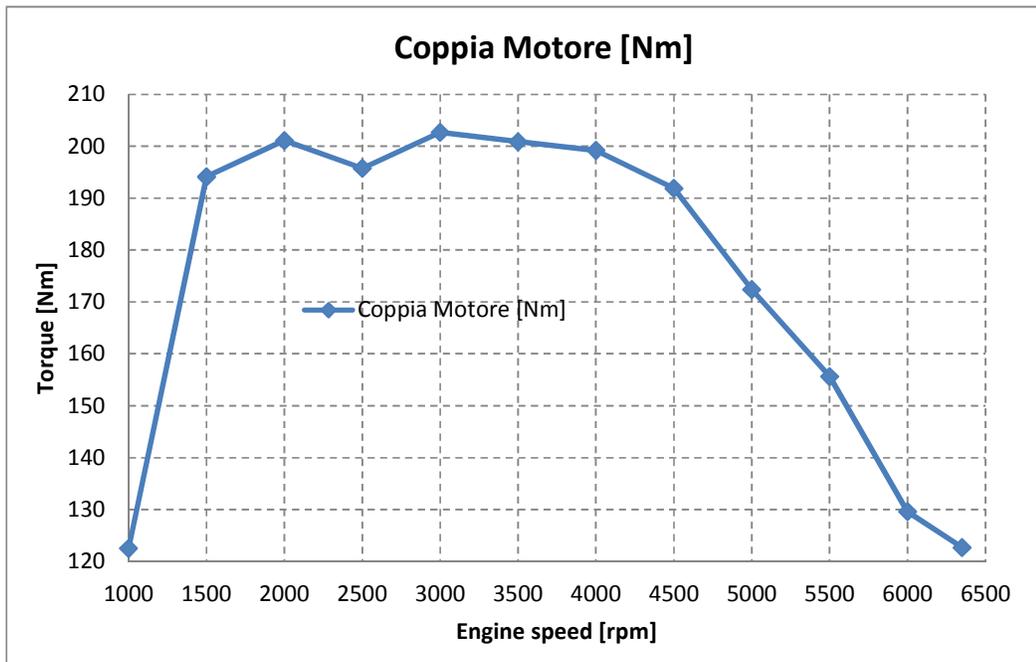
Di seguito viene riportata una tabella con alcuni dati tecnici:

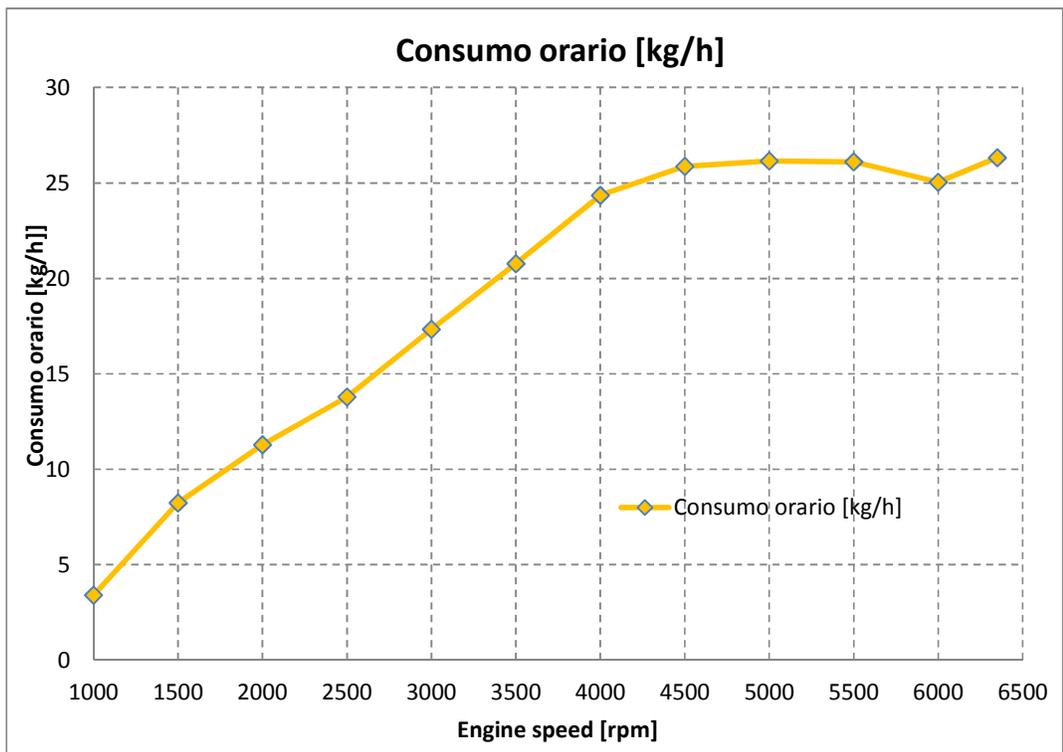
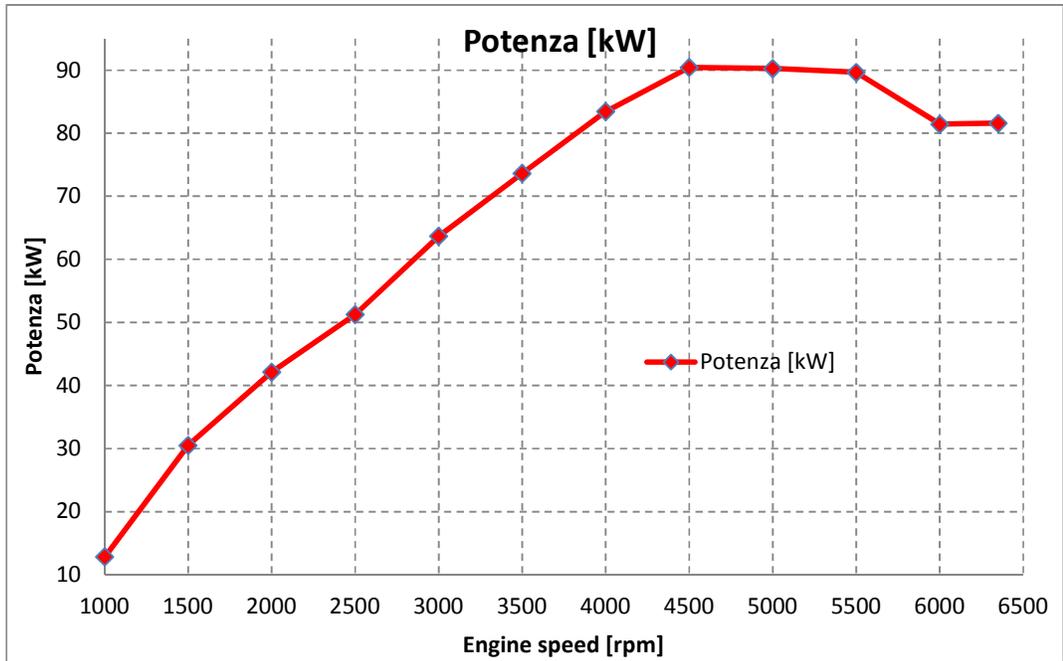
CILINDRATA	1.4 l
NUMERO CILINDRI	4
NUMERO VALVOLE	16
SISTEMA D' INIEZIONE	Iniezione diretta
POTENZA MAX	90 kW
COPPIA MAX	202,7 Nm

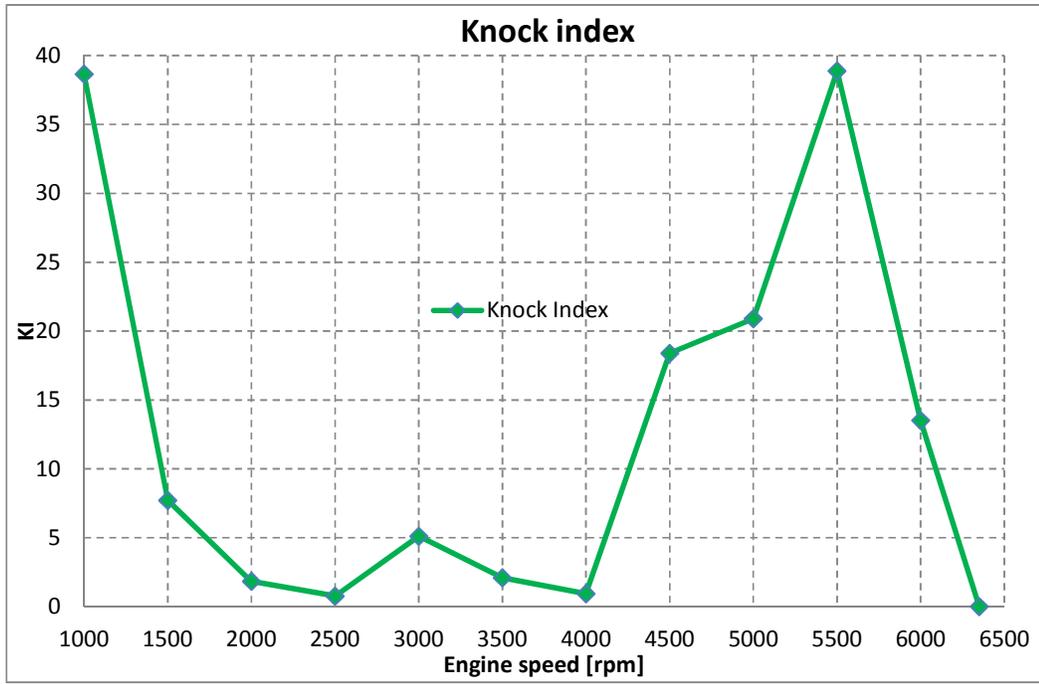
I grafici che vengono ora rappresentati fanno riferimento a simulazioni effettuate a pieno carico ed al variare del numero di giri motore. Si vanno così

a calcolare le curve di coppia e potenza del motore. Sono anche stati inseriti i grafici che mostrano l'andamento del consumo orario di combustibile e anche dell'indice di detonazione (Knock Index) del cilindro 1.

Tali dati saranno usati come riferimento quando si avranno a disposizione quelli relativi alle simulazioni che si effettueranno con il motore dotato di sistema di recupero di energia.







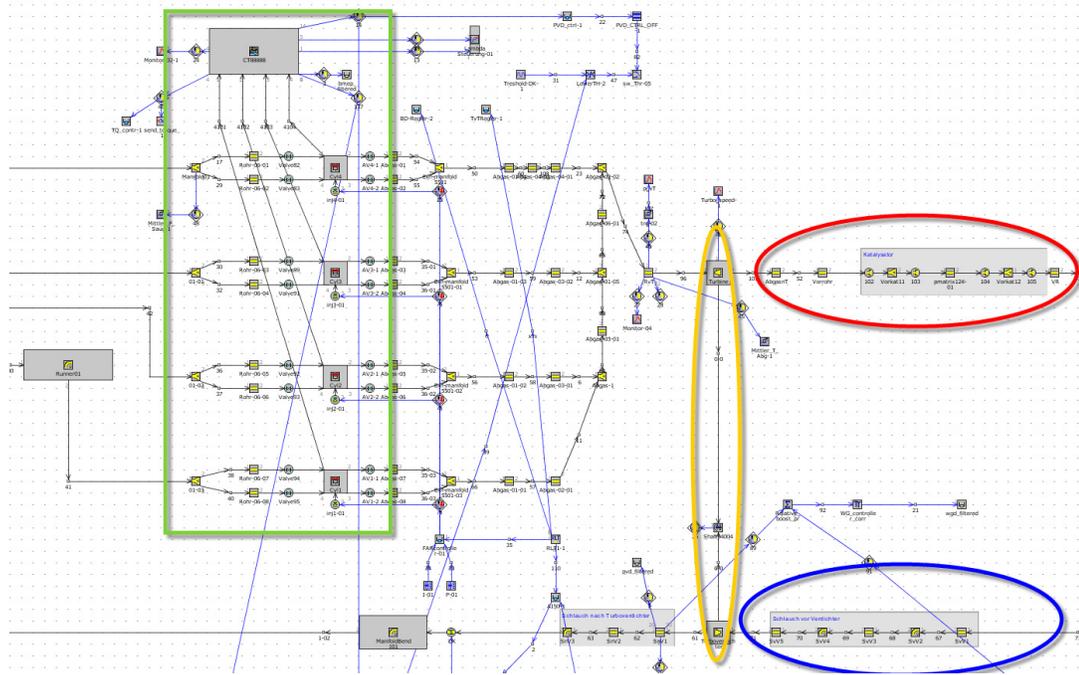


Figura 21

Nella figura 1 è possibile osservare uno screenshot del programma GT-Power in cui è raffigurata una porzione del modello del motore base utilizzato per i calcoli. Purtroppo per questioni di spazio non è stato possibile rappresentarlo completamente.

Nella parte cerchiata in blu in basso è rappresentato il blocco che schematizza la parte di aspirazione del motore. La rappresentazione dell'aspirazione prosegue poi da destra verso sinistra (non raffigurato) e termina nei blocchi che rappresentano i cilindri. La parte del motore (cilindri, inerzie dell'albero motore, ecc.) è schematizzata nei blocchi riquadrati in verde. La rappresentazione del motore prosegue poi con tutta la parte dello scarico che parte dai cilindri fino a congiungersi in un unico condotto cerchiato in rosso.

Per quello che riguarda lo scarico si nota che non è stato rappresentato alcun collettore comune, ma semplicemente i condotti convergono in un tubo di diametro crescente. Si è inoltre voluto schematizzare anche il catalizzatore, ma semplicemente dal punto di vista dei volumi e della conformazione dei condotti visto che il suo funzionamento non è oggetto della tesi.

Nella parte cerchiata in giallo è invece evidenziato il turbocompressore a gas di scarico che sarà il componente fondamentale per l'attività di tesi. In particolare si nota la turbina in alto, l'albero di collegamento fra turbina e compressore ed il compressore. In questo caso la turbina è a geometria fissa, ma nel corso della tesi sarà anche affrontato il problema con una turbina a geometria variabile.

## 2.2 - Flusso attraverso la valvola WG in parzializzato

Per comprendere meglio quanta energia allo scarico viene persa senza generare lavoro utile è stato analizzato il flusso di questi attraverso la valvola Wastegate in parzializzato a vari regimi di rotazione. Tale analisi, come si vedrà più avanti, è stata utile per analizzare le potenzialità del sistema E-Turbo, oltre che in pieno carico, anche in parzializzato e per capire quanta energia è possibile recuperare al variare del carico e del regime del motore.

Per tale analisi è stato analizzato il modello del motore base senza sistema di recupero di energia ed è stato impostato il programma in modo tale che, per ogni regime di rotazione utilizzato, la PME obiettivo fosse fatta variare da un minimo fino ad un valore prossimo al pieno carico. Per ogni caso analizzato è stata registrata, oltre che pressione e temperatura di tale flusso, la portata totale dei gas di scarico, la portata che passa attraverso la turbina e quella che viene fatta bypassare dalla valvola Wastegate senza generare alcun lavoro utile.

Si mostra ora il risultato di questa analisi, cioè un piano quotato nel quale si rappresenta la portata che passa attraverso la valvola Wastegate in funzione del carico e del regime di rotazione del motore.

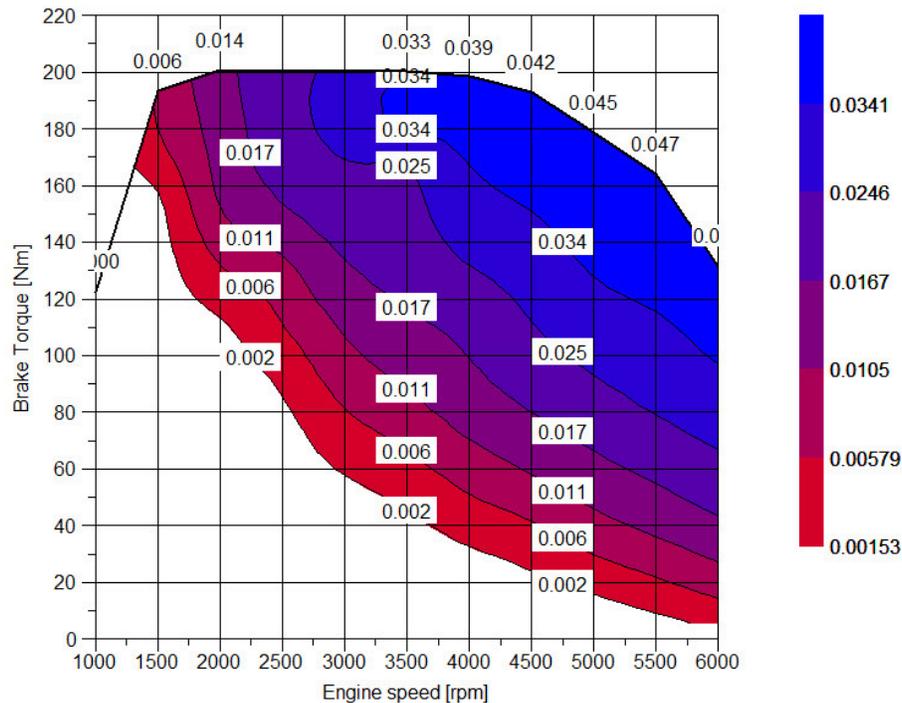
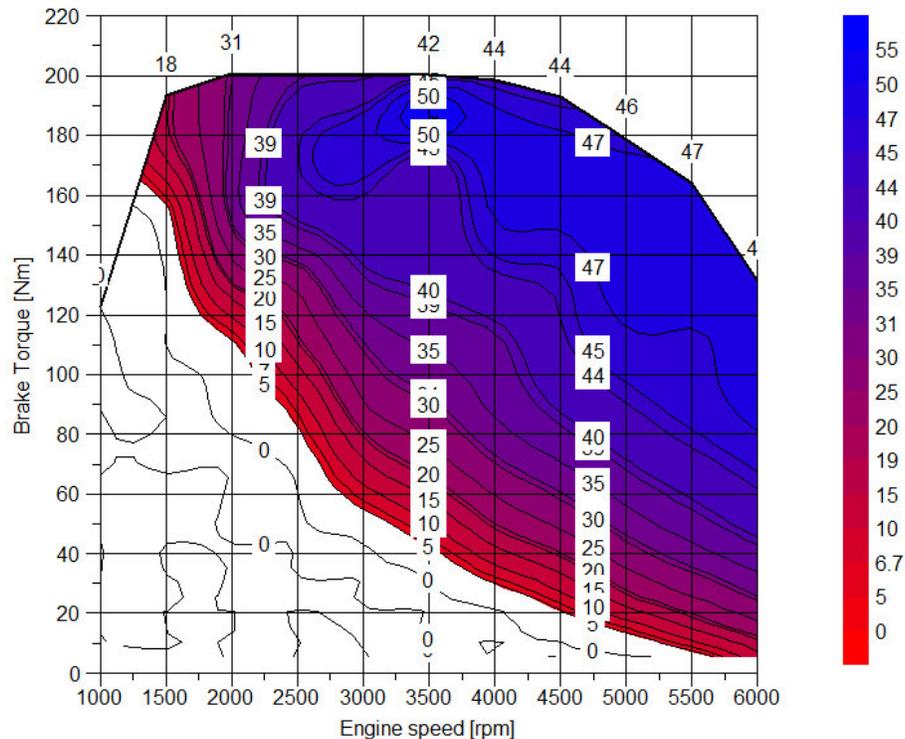


Figura 22 – Portata di gas di scarico [kg/s] che fluisce attraverso la valvola Wastegate

Come si osserva dal grafico di figura 2, per zone che si trovano a bassi carichi e bassi regimi di rotazione, il flusso dei gas di scarico che passa attraverso la valvola Wastegate è nullo. In particolare si osserva come a 1000 rpm tutta la portata dei gas di scarico passa attraverso la turbina; lo stesso si può affermare

anche per 1500 rpm tranne oltre i 160 Nm di coppia erogata dal motore. In definitiva la portata di gas che fluisce attraverso la Wastegate, che può quindi essere utilizzata per recuperare energia, è direttamente proporzionale alla potenza del motore.

Per completezza delle informazioni, si inserisce anche un grafico (figura 3) nel quale è mostrato il rapporto percentuale della portata in Wastegate rispetto a quella totale dei gas di scarico.



**Figura 23 - Rapporto % fra la portata totale di gas di scarico e quella che fluisce in Wastegate**

Il limite inferiore di questo grafico è uguale a quello mostrato in precedenza, cioè per quei punti dove non si ha portata attraverso la Wastegate. Per alti regimi e carichi si ha un flusso che passa attraverso la valvola Wastegate anche fino al 55% di quello totale. In questo caso, ad esempio, è evidente come soltanto il 45% dell'energia dei gas di scarico sia utilizzata dalla turbina per trascinare il compressore, mentre il restante 55% venga disperso senza generare alcun contributo.

È quindi evidente lo scopo del sistema E-Turbo, cioè riuscire a recuperare più energia possibile dalla portata di gas che normalmente sarebbe scaricata in atmosfera. Tale portata risulta molto più alta all'aumentare del carico e del regime di rotazione del motore.

Si mostra ora un grafico che riporta la potenza termica teoricamente ricavabile dai gas di scarico che passano attraverso la Wastegate.

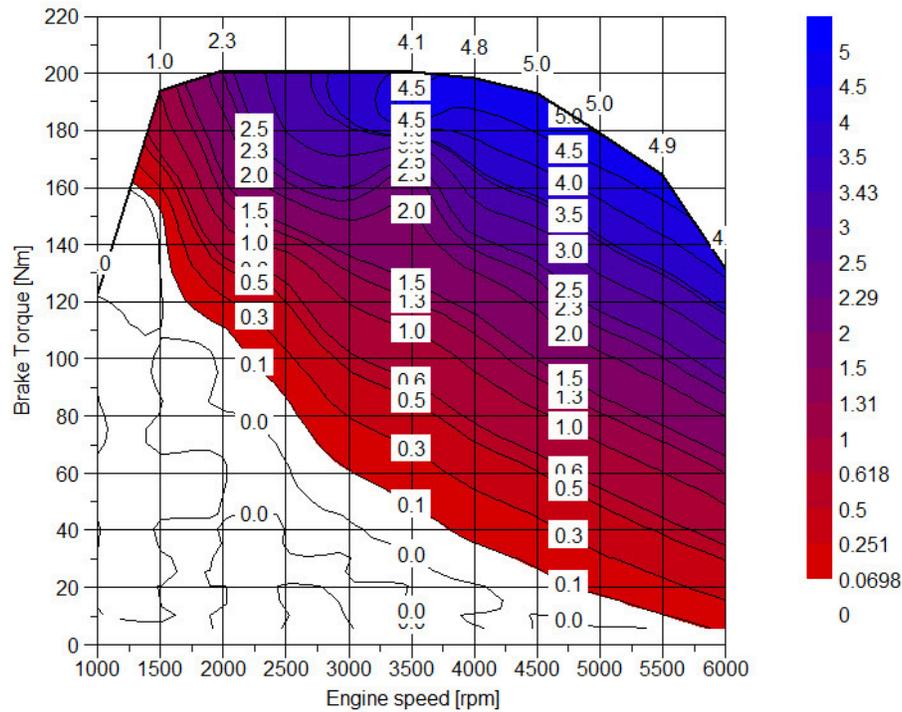


Figura 24 - Potenza termica [kW] teoricamente ricavabile dal flusso Wastegate

Come si nota, l'andamento di tale analisi è molto simile ai grafici esposti in precedenza. Il calcolo è stato fatto supponendo di espandere in turbina la portata in analisi, utilizzando come temperatura di fine espansione la stessa della portata di gas che normalmente attraversa la turbina:

$$P_t = c_{p, \text{gas}} (T_i - T_u) m_{\text{gas, WG}}$$

dove  $T_i$  e  $T_u$  sono rispettivamente le temperature di ingresso ed uscita turbina,  $m_{\text{gas, WG}}$  è la portata di gas che fluisce attraverso la Wastegate in kg/s e  $c_{p, \text{gas}}$  il calore specifico dei gas di scarico posto uguale a 1,15 kJ/kg\*K .

## 2.3 – Valutazione dell'Exergia dei gas di scarico

L'ultima analisi fatta sul motore base senza sistema di recupero dell'energia riguarda il calcolo dell'exergia dei gas di scarico. Come detto in precedenza, l'exergia rappresenta il lavoro massimo teoricamente ottenibile dalla interazione tra due sistemi. Si vuole quindi andare a calcolare quale potrebbe essere l'exergia dei gas di scarico per verificare quanto potrebbe essere il lavoro teoricamente ricavabile, trascurando ogni tipo di perdite.

Per il calcolo di questa grandezza si è usata la formula precedentemente esposta nel paragrafo riguardante l'exergia:

$$E_x = L_{c,max} = (U - U_0) - T_0(S - S_0) + p_0(V - V_0)$$

dove il termine  $p_0(V - V_0)$  è stato valutato mediante l'equazione di stato dei gas perfetti:

$$p_0(V - V_0) = R_1((p_0/p)T - T_0)$$

Le varie grandezze sono:

- $U$ , energia interna dei gas di scarico, funzione della temperatura [kJ/kg]
- $U_0$ , energia interna del sistema di riferimento [kJ/kg]
- $T$  e  $T_0$ , temperature, rispettivamente, dell'ambiente analizzato e dell'ambiente di riferimento [°C]
- $S$ , entropia dei gas di scarico, funzione di temperatura e pressione [kJ/kg]
- $S_0$ , entropia dell'ambiente di riferimento [kJ/kg]
- $V$  e  $V_0$ , volumi, rispettivamente, dell'ambiente analizzato e di quello di riferimento [m<sup>3</sup>]
- $p$  e  $p_0$ , pressioni, rispettivamente, dell'ambiente analizzato e di quello di riferimento [bar]

Come temperatura e pressione di riferimento sono stati scelti 20°C ed 1 bar. Per quanto riguarda il calcolo dell'energia interna e dell'entropia dei gas di scarico, sono stati considerati pressione e temperatura del flusso immediatamente prima dell'ingresso in turbina.

Si riporta ora il grafico dell'exergia dei gas di scarico a monte della turbina espressa in kJ/kg:

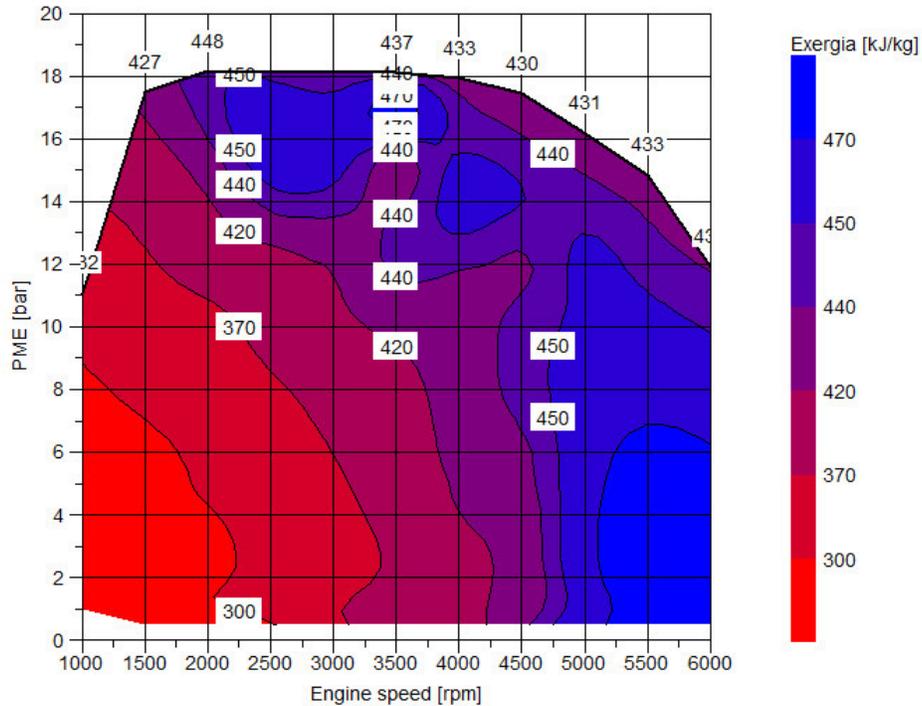


Figura 25 - Exergia [kJ/kg] dei gas di scarico

Il grafico mostra l'andamento dell'exergia in funzione del carico e del regime di rotazione del motore. Come per il flusso in Wastegate analizzato in precedenza, si nota un andamento molto simile anche in questo caso. L'exergia sembra infatti direttamente proporzionale al carico ed ai giri motore. Ciò è dovuto al fatto che più ci si sposta in zone ad alto carico del motore, più la temperatura allo scarico e la pressione di ingresso turbina aumentano.

Tali risultati possono essere utilizzati per calcolare una potenza "exergetica"  $P_{EX}$ , che rappresenta una potenza massima teoricamente ottenibile dalla portata di gas di scarico del motore:

$$P_{EX} = Ex (\dot{m}_t + \dot{m}_{wg})$$

dove con  $\dot{m}_t$  e  $\dot{m}_{wg}$  sono state indicate, rispettivamente, la portata in turbina e la portata che fluisce attraverso la Wastegate. Il risultato è mostrato nel grafico seguente.

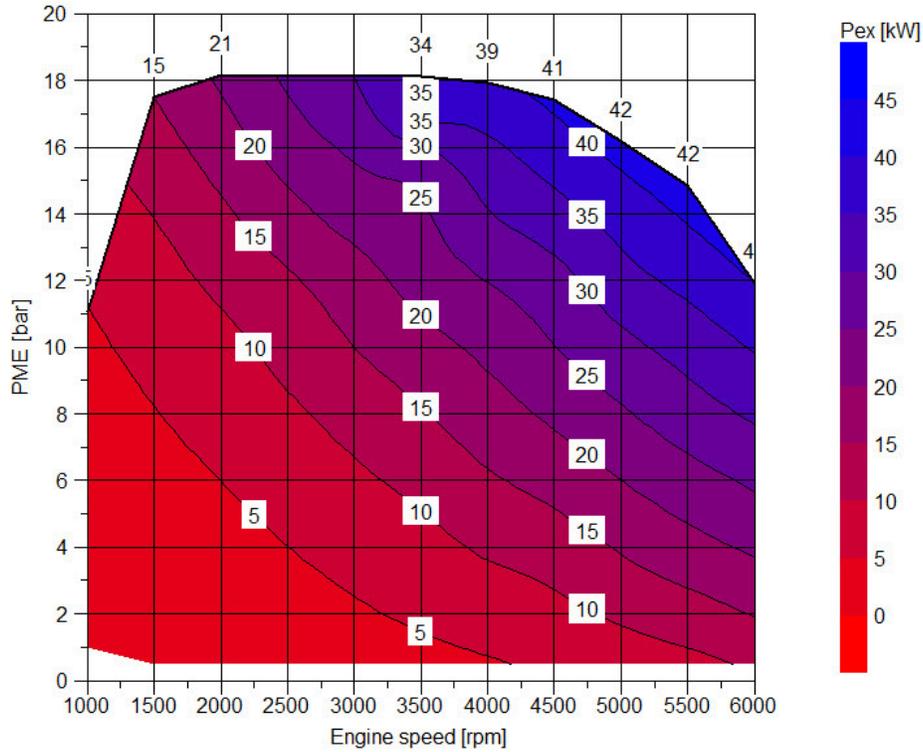


Figura 26 – Grafico della potenza Exergetica in kW

Si consideri ora la potenza disponibile nei gas a monte della turbina:

$$P_{it} = \dot{m}_t c_{p,gas} (T_{in} - 300)$$

data dal prodotto della portata in ingresso  $\dot{m}_t$  in kg/s, della differenza fra le entalpie di ingresso turbina e dell'ambiente di riferimento e del calore specifico dei gas di scarico in kJ/kg K.

Se si pensa di fare un rapporto fra questa grandezza e la potenza exergetica si ottiene il massimo (teorico) rendimento di conversione della potenza disponibile nei gas allo scarico in potenza meccanica (figura 7):

$$\eta_1 = \frac{PEX}{P_{it}}$$

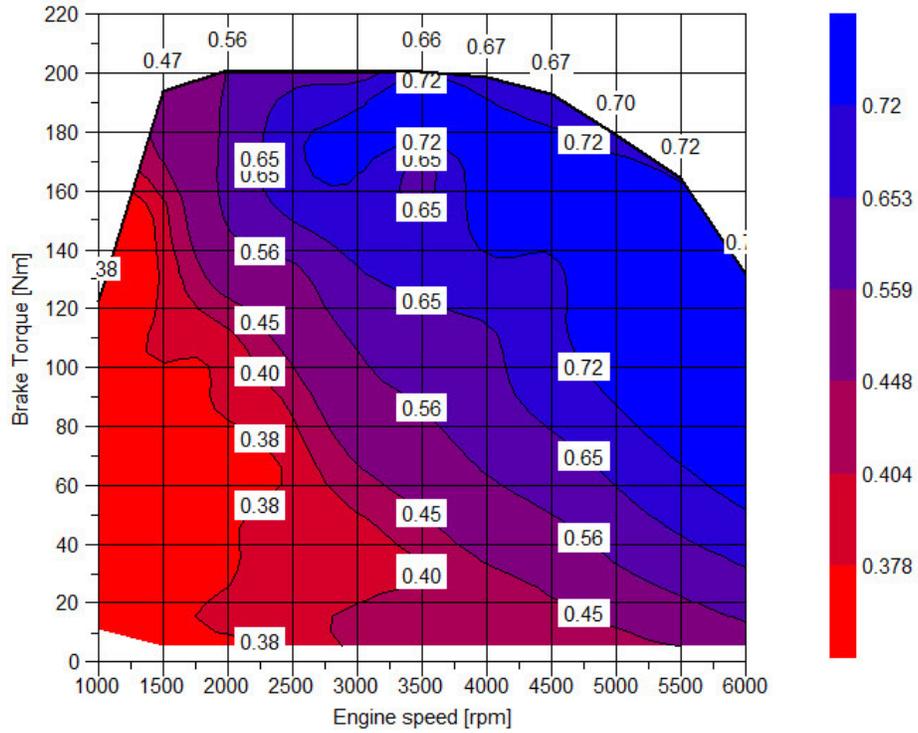


Figura 7 – Rendimento  $\eta_1$

Indicando poi con  $P_{el}$  la potenza elettrica generata dal sistema di recupero dell'energia allo scarico in kW e con  $P_{comp}$  la potenza assorbita dal compressore, sempre in kW, si ottiene:

$$\eta_2 = \frac{P_{el} + P_{comp}}{PEX}$$

che rappresenta il rendimento di conversione della potenza meccanica teoricamente sfruttabile dai gas di scarico (figura 7).

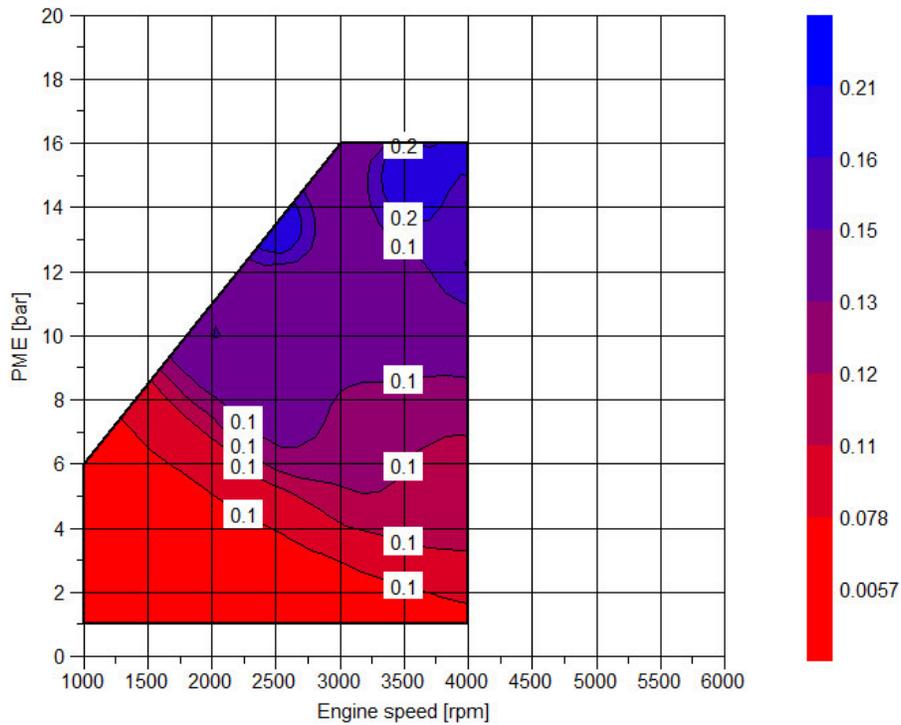
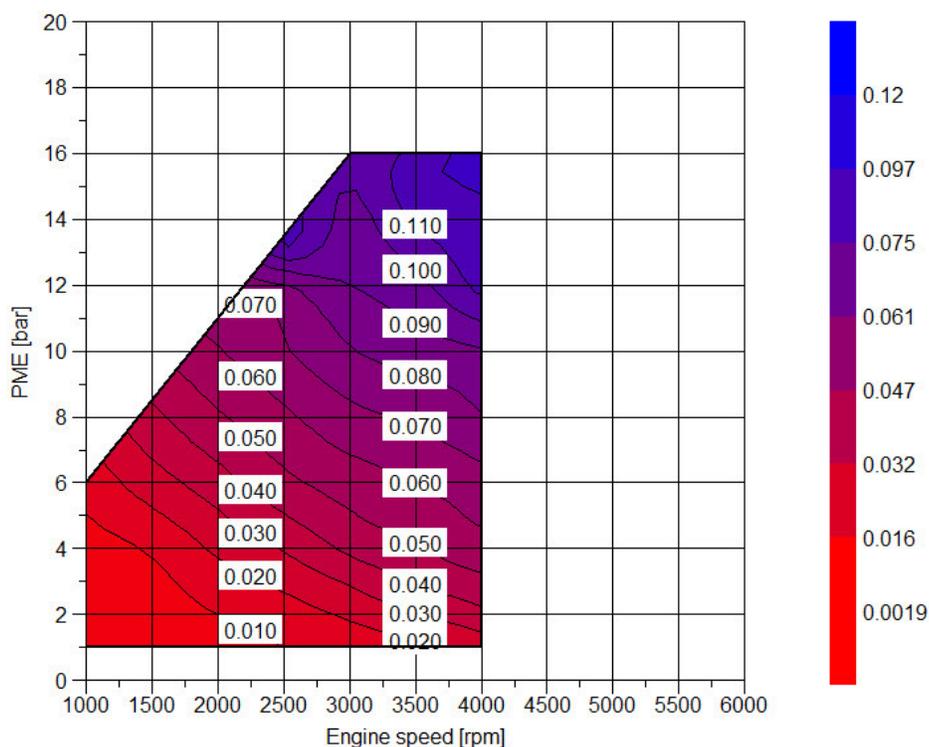


Figura 8 – Rendimento  $\eta_2$

Il grafico di figura 8 risulta limitato a 4000 rpm in quanto per la simulazioni in parzializzato, e quindi per i dati sulla potenza elettrica  $P_{el}$ , si è arrivati fino a tale regime.

Volendo cercare un rendimento totale di conversione dell'energia disponibile allo scarico si trova che:

$$\eta_{TOT} = \frac{P_{el} + P_{comp}}{P_{it}} = \frac{P_{el} + P_{comp}}{P_{EX}} * \frac{P_{EX}}{P_{it}} = \eta_1 \eta_2$$



**Figura 9 – Rendimento totale  $\eta_{TOT}$**

Agli alti carichi e regimi il rendimento di conversione dell'energia allo scarico arriva a toccare punte del 15%. Ciò significa che se si richiamano le considerazioni fatte al capitolo 1 sulla percentuale di energia che viene persa allo scarico, è possibile recuperarne il 15% circa. In definitiva l'efficienza del di un motore termico che tipicamente si attesta al 33%, può essere aumentata almeno di circa il 5%, arrivando al 38% circa.

## ***CAPITOLO 3***

### ***Simulazioni a pieno carico***



In questo capitolo verranno analizzate le prime simulazioni che sono state effettuate con il sistema E-Turbo. Tali simulazioni sono state effettuate a pieno carico, ponendo quindi come target del controllore della coppia motore una curva di coppia ricavata al banco prova.

Questo tipo di simulazioni sono state divise concettualmente in due macrogruppi per quello che riguarda la metodologia di controllo del motore elettrico e di confronto rispetto al motore base senza sistema di recupero dell'energia:

1. Simulazioni in cui è stato mantenuto costante il consumo orario di combustibile rispetto al motore base. Ciò è stato fatto per verificare, a parità di portata di combustibile, quale può essere l'incremento totale di coppia all'albero motore generato dal motore elettrico di recupero energia.
2. Simulazioni in cui si sono volute mantenere costanti al motore base le prestazioni del motore con E-Turbo, in termini di coppia e di potenza. Con questa soluzione è possibile investigare, rispetto al motore base, quali possono essere i vantaggi del sistema di recupero in termini di consumi.

Per quello che riguarda il primo gruppo, tale metodologia è stata quella più usata per l'analisi delle prestazioni del sistema di recupero.

È stato deciso, infatti, di usare questo tipo di configurazione per partire con l'analisi delle prestazioni del motore usando come schema di partenza, nel programma, il motore base aggiungendo lo schema del motore elettrico. È poi proseguita l'analisi del comportamento del sistema studiando le prestazioni al variare della dimensione della turbina utilizzata. Le motivazioni di tale scelta saranno spiegate meglio a seguire.

Una volta terminati tutti i calcoli dei casi con turbine di dimensioni differenti, è stato deciso di prenderne uno di questi e di analizzare il sistema imponendo il controllo sulla coppia totale, come spiegato nel punto due sopra.

Per tutte le simulazioni spiegate sopra, la turbina che è stata usata è a geometria fissa, ma con la valvola Wastegate chiusa. È stato quindi deciso di studiare ulteriormente il comportamento del sistema utilizzando una turbina a geometria variabile VGT per stabilire se questa scelta potesse garantire un guadagno in termini di prestazioni o di consumo rispetto al motore base. Per tale configurazione è stato scelto il sistema di controllo del motore elettrico spiegato nel punto uno.

### 3.1 - Applicazione del sistema E-Turbo al motore base

Il primo passo nello studio delle prestazioni del sistema E-Turbo è stato quello di inserire il modello del motore elettrico per il controllo delle velocità del gruppo turbo-gas nel motore base.

Una volta costruito tale layout di simulazione in GT-Power, sono stati inseriti i parametri che il programma dovrà usare per ottenere le curve di piena potenza. Per tali simulazioni il programma userà sempre un angolo di farfalla fisso a 90° (dato che siamo in pieno carico) e tale controllore sarà disattivato. Per le simulazioni si procederà in modo tale da ottenere una curva di coppia come esposto nella tabella sottostante:

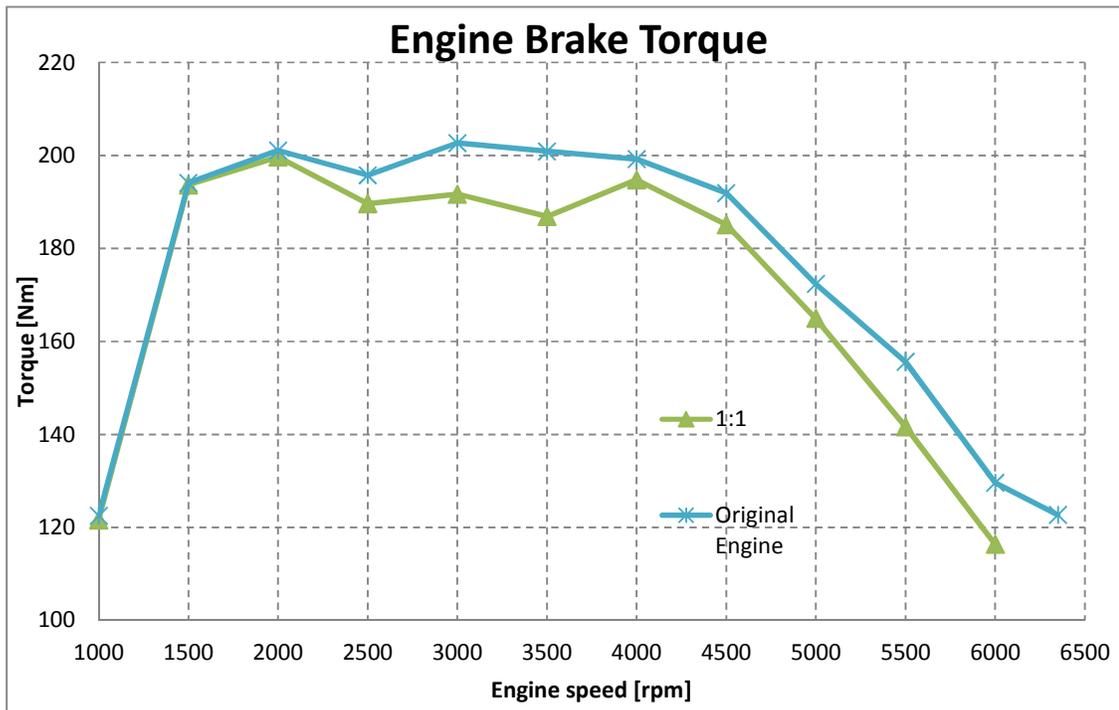
Giri motore [rpm]	Coppia [Nm]
6350	124.76
6000	130.22
5500	156.46
5000	174.2
4500	190.16
4000	198.76
3500	200.99
3000	202.36
2500	195.83
2000	201.55
1500	193.19
1000	122.51
750	84.22

**Tabella 1: dati della curva di piena potenza ottenuta al banco**

Come detto in precedenza, nel motore è stato inserito un modello di detonazione. Infatti anche per questo caso si è partiti con tale configurazione, ma è stato necessario disattivarlo a causa di una grande instabilità delle simulazioni. Per questo motivo non tutti i grafici delle prestazioni e dei risultati delle simulazioni potranno essere direttamente confrontati con quelli del motore base a seguito di diverse condizioni al contorno, come sarà spiegato più avanti.

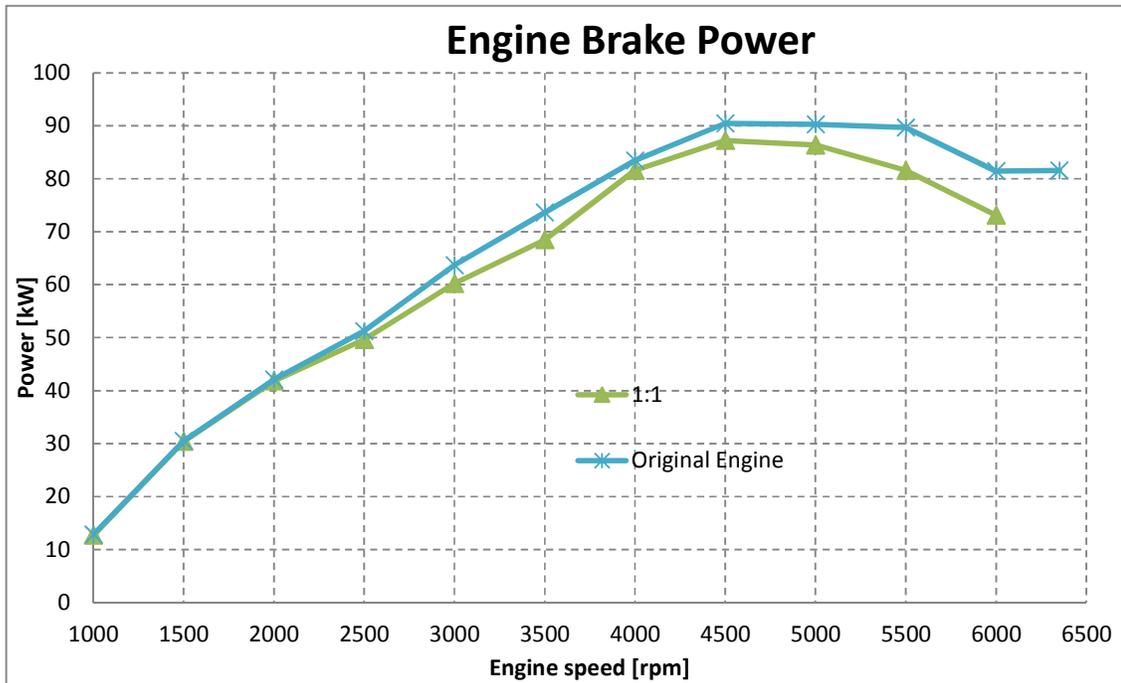
Si mostrano ora alcuni grafici delle prestazioni e dei risultati che sono stati ottenuti con questo schema. In ognuno di essi sono presenti due curve: una rappresenta le prestazioni del motore originale e quindi senza sistema di recupero (original engine), mentre l'altra rappresenta il caso studiato, quindi motore con sistema di recupero dell'energia ai gas di scarico e turbina uguale al motore originale (1:1).

Grafici riguardanti le prestazioni del motore termico:



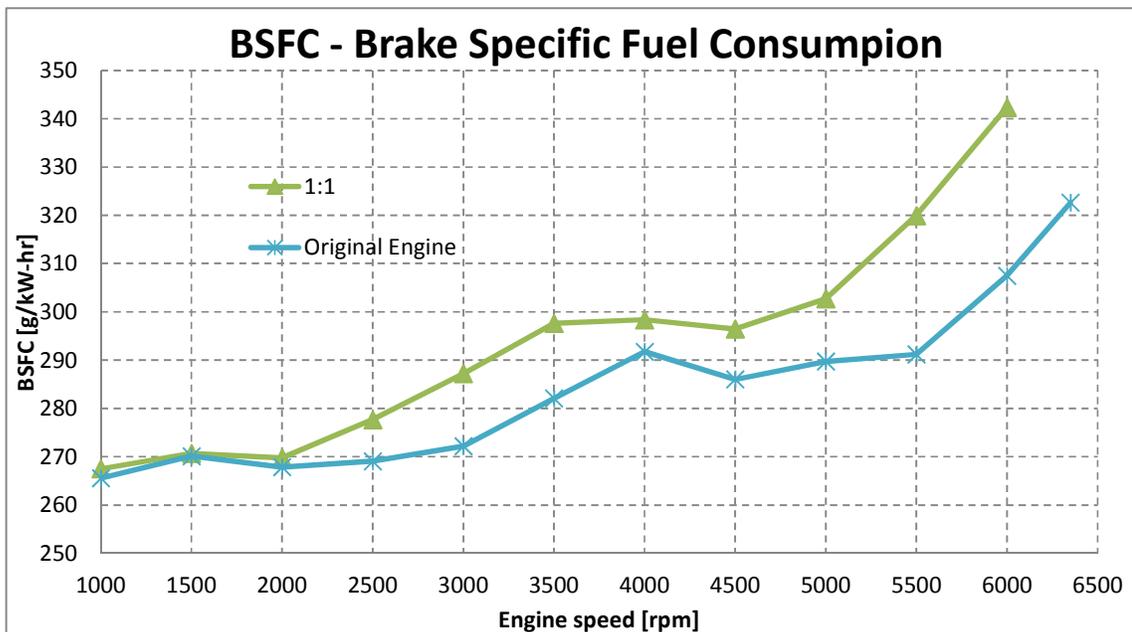
Dal grafico relativo alla coppia motore del solo motore termico si evince come il motore dotato del sistema di recupero abbia delle prestazioni inferiori rispetto al motore originale senza E-Turbo. Addirittura nel caso peggiore a 3500 rpm si hanno 200,8 Nm di coppia nel motore originale contro i 186,9 Nm e quindi circa il 7% in meno rispetto al caso originale. Le prestazioni si uguagliano solamente ai bassi regimi di rotazione.

Nel grafico sottostante è rappresentato l'andamento della potenza del motore termico. Anche in questo caso si può vedere lo stesso andamento di differenza delle prestazioni come nel grafico precedente riferito alla coppia motore.

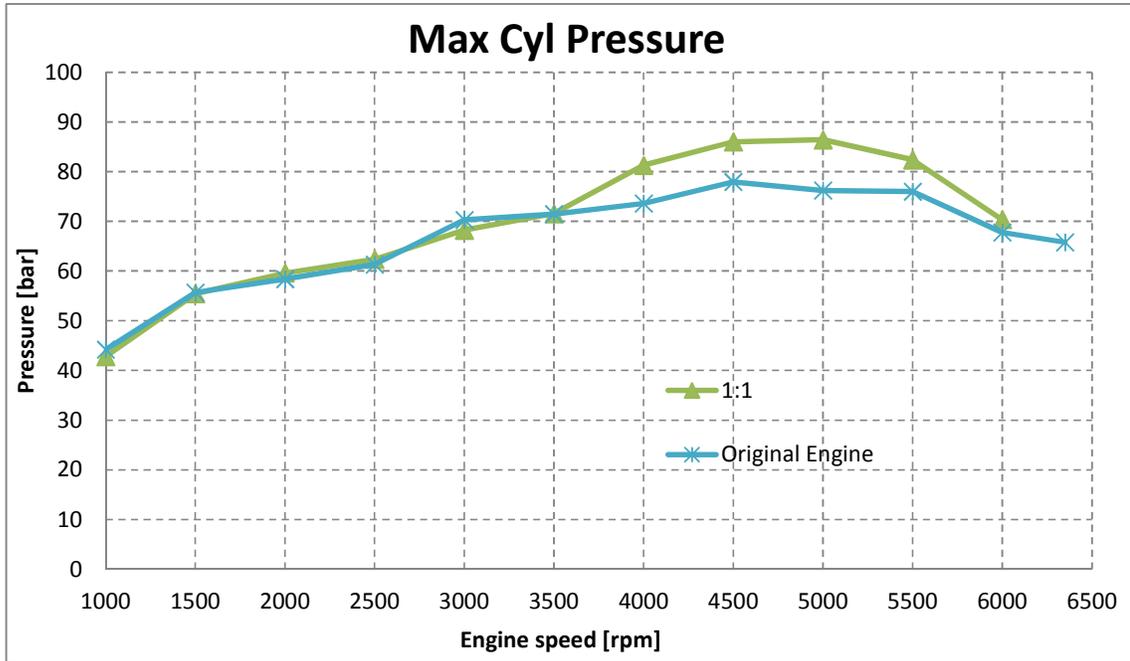


In particolare tale differenza risulta molto più marcata nelle zone ad alti regimi di rotazione del motore piuttosto che ai bassi regimi.

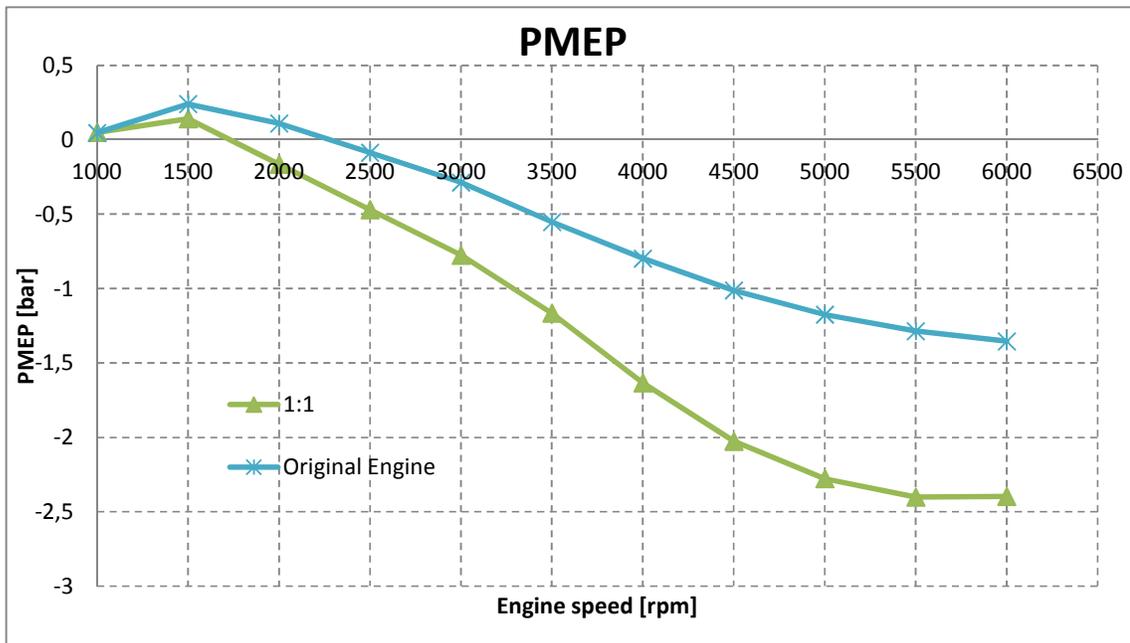
Nel grafico sottostante è invece rappresentato l'andamento del consumo



specifico che ovviamente segue l'andamento del grafico della potenza erogata dal motore termico visto che per questo tipo di simulazioni si è mantenuto costante il consumo orario di carburante.

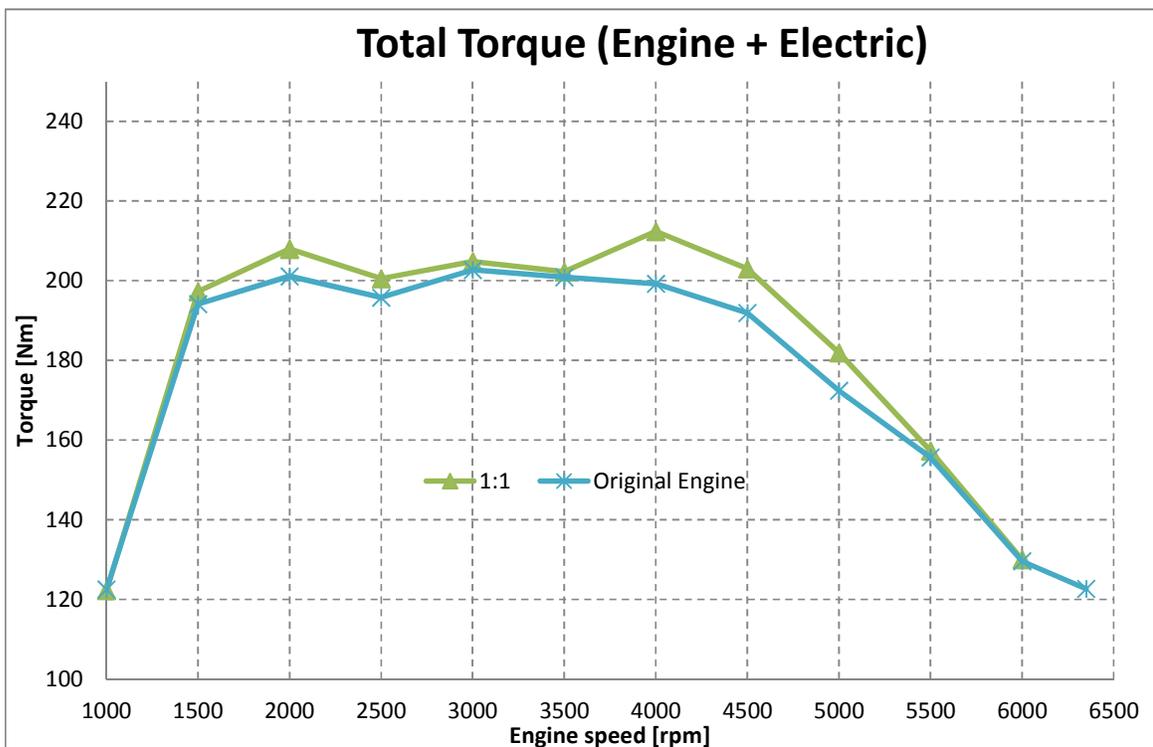
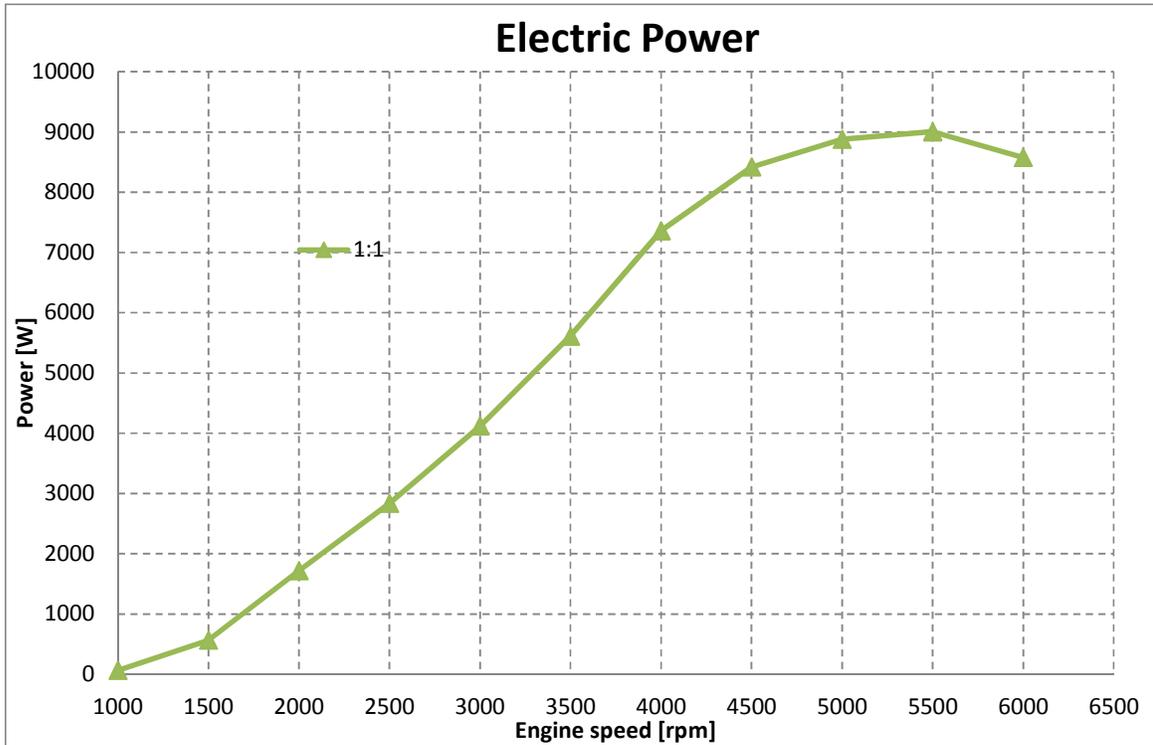


Nel grafico in alto è possibile invece notare l'andamento delle pressioni massime all'interno del cilindro durante il ciclo. Tali pressioni risultano più alte, rispetto al motore base, agli alti regimi di rotazione. L'andamento risulta lo stesso anche nel grafico sottostante che rappresenta la pressione di



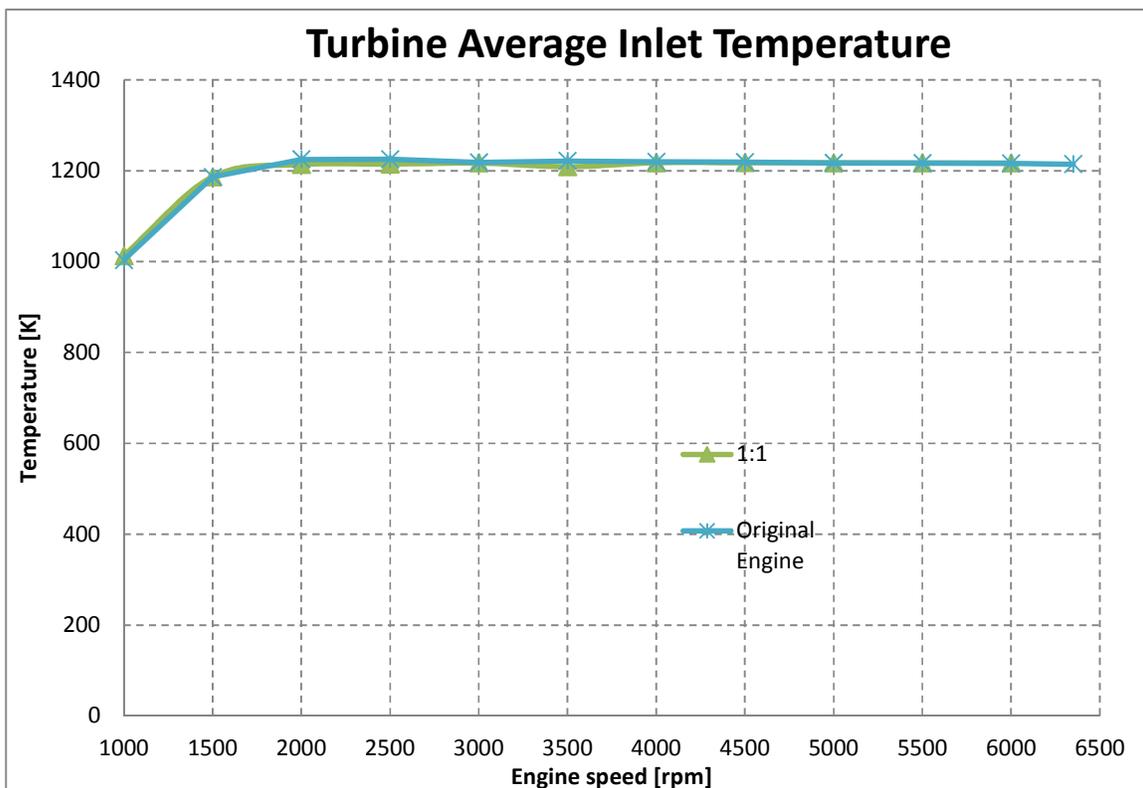
pompaggio che aumenta man mano che aumenta il regime di rotazione del motore.

Di seguito saranno inseriti i due grafici delle prestazioni del motore elettrico:

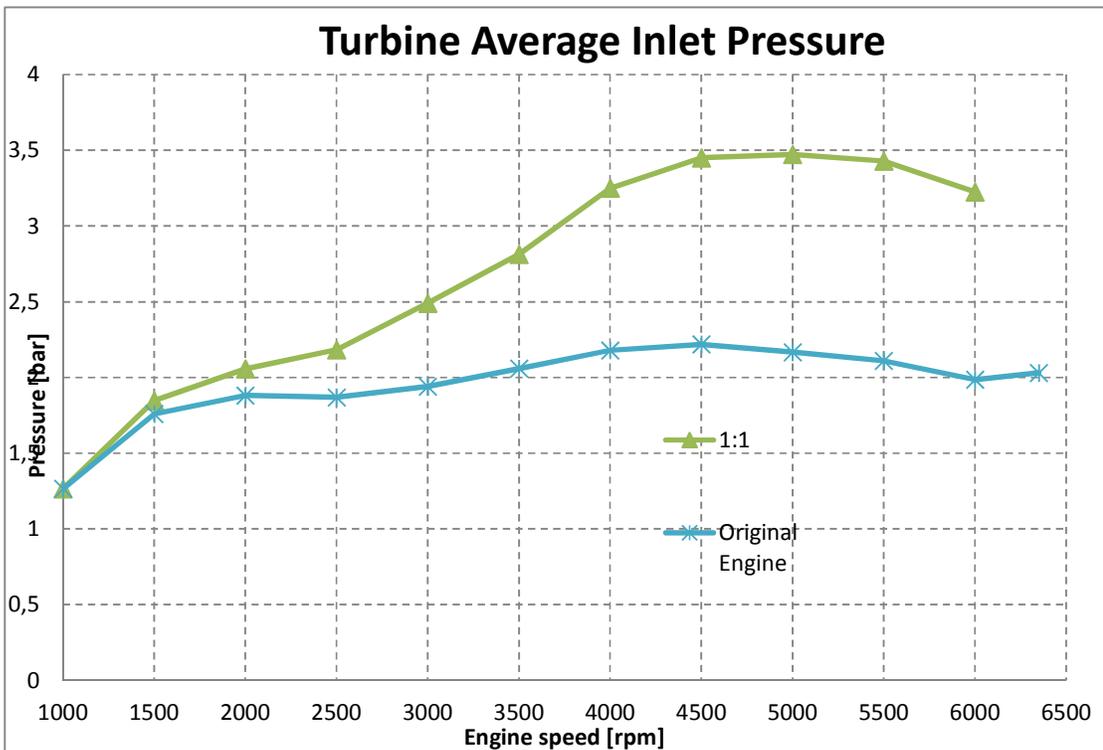
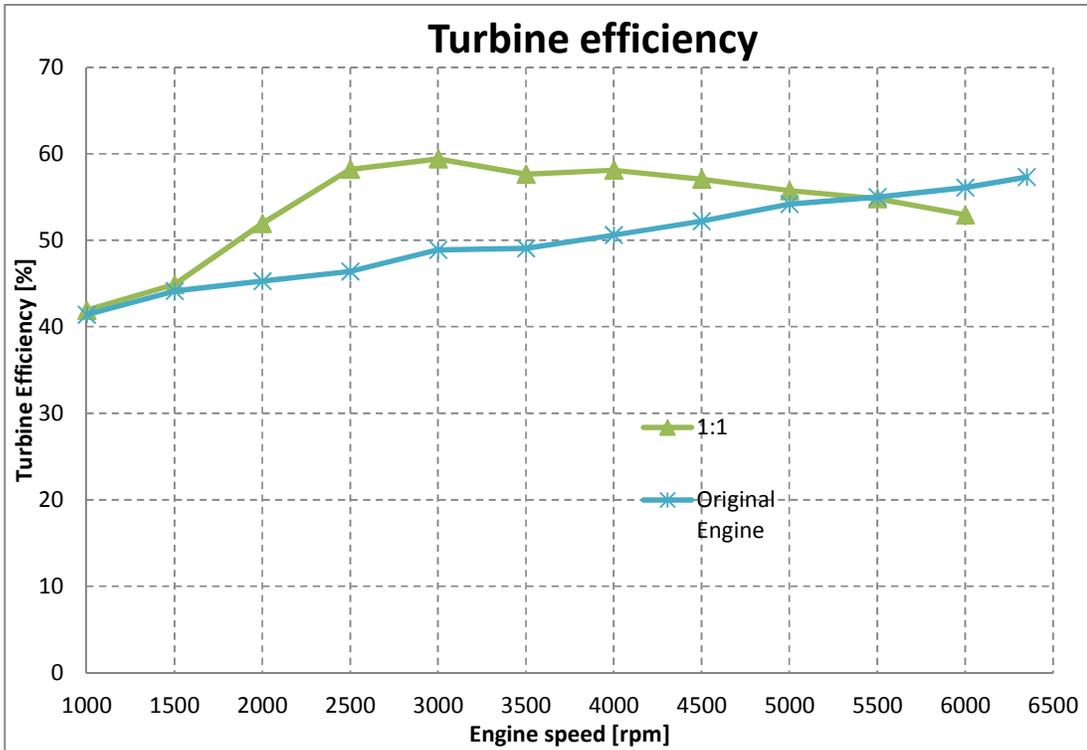


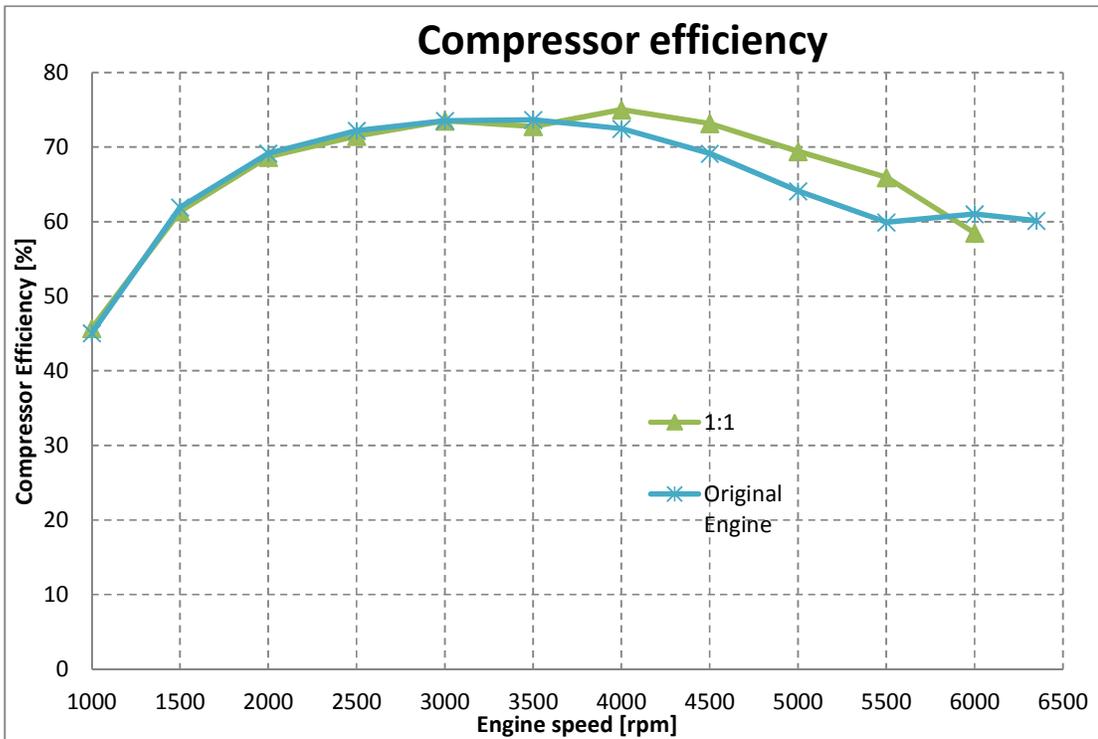
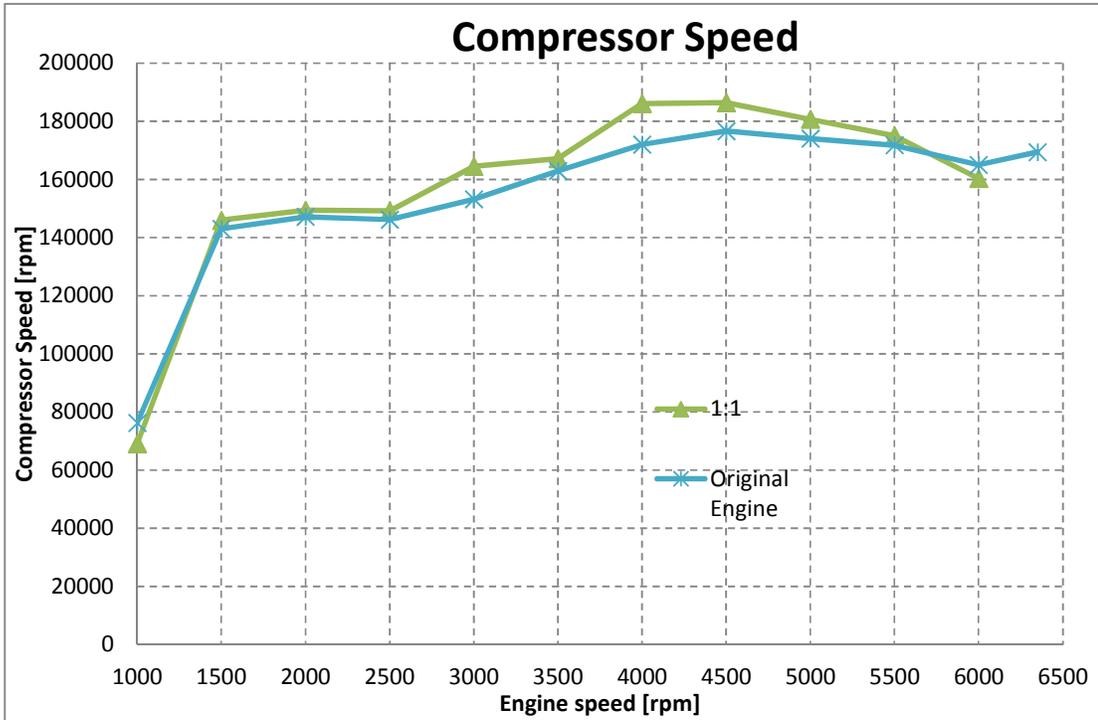
Nel primo grafico è rappresentata la potenza elettrica del motore utilizzato per recuperare energia. Si nota che per tenere sotto controllo la velocità del turbocompressore è necessario che il motore eroghi una potenza massima di circa 9 kW a 5500 rpm, ciò significa che in queste condizioni il motore elettrico eroga una potenza che rappresenta circa l'11% della potenza erogata dal motore termico allo stesso regime di rotazione.

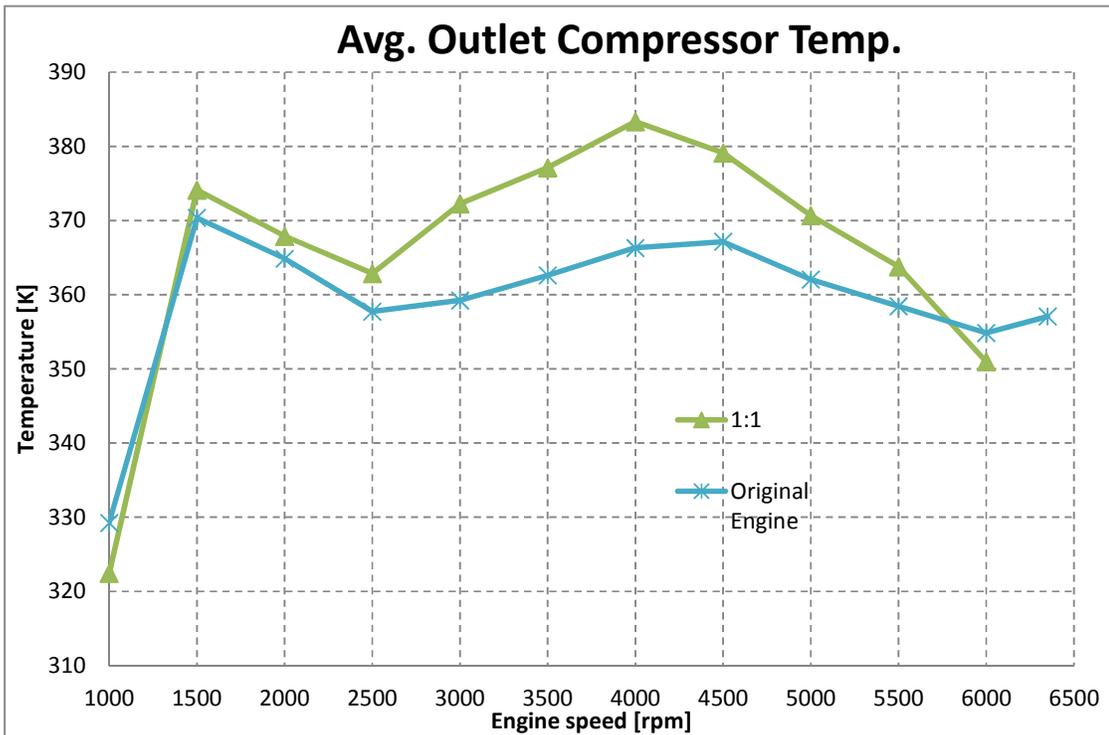
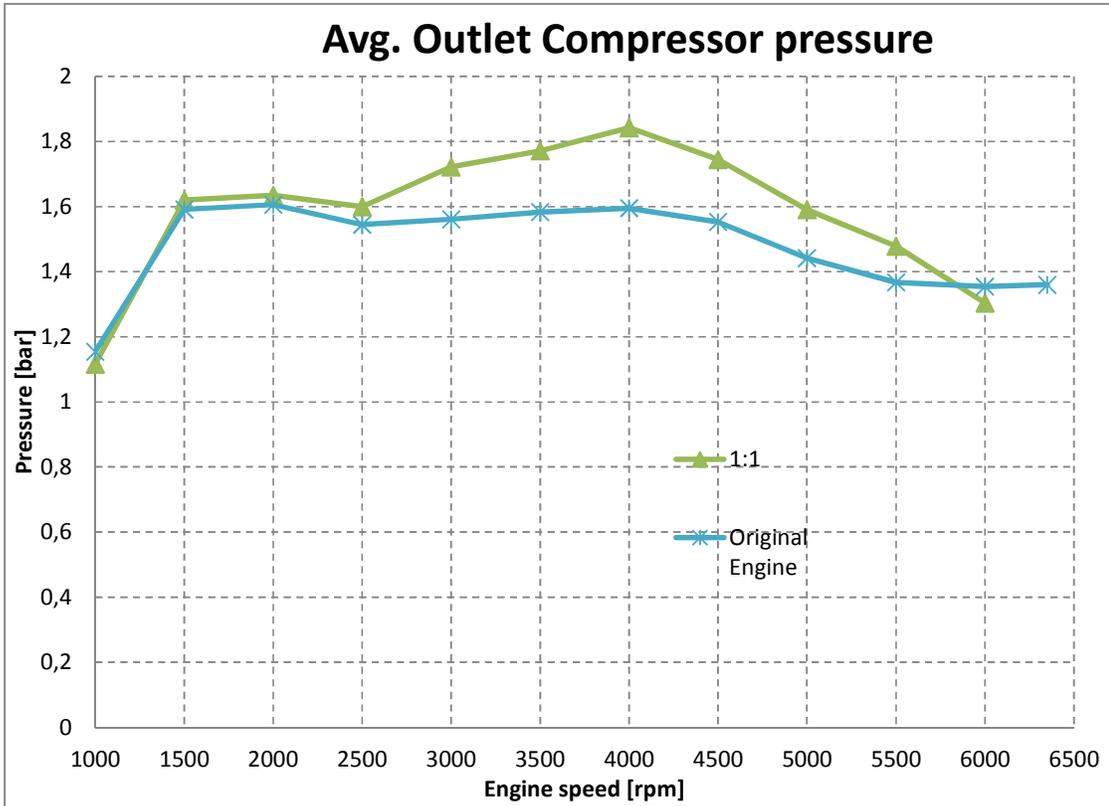
Se si pensa di immettere nell'albero motore la potenza erogata dal motore elettrico sotto forma di coppia supplementare, come spiegato in precedenza, il risultato, cioè la somma delle due grandezze, è mostrato nel secondo grafico inserito. In questa configurazione, con il contributo del motore elettrico, la coppia totale disponibile all'albero motore supera in certi casi quella del motore base senza sistema di recupero, ma in altri non si raggiunge neppure questo obiettivo a causa della considerevole perdita di coppia del motore termico con E-Turbo. Tale risultato sarà spiegato a partire dai prossimi grafici.

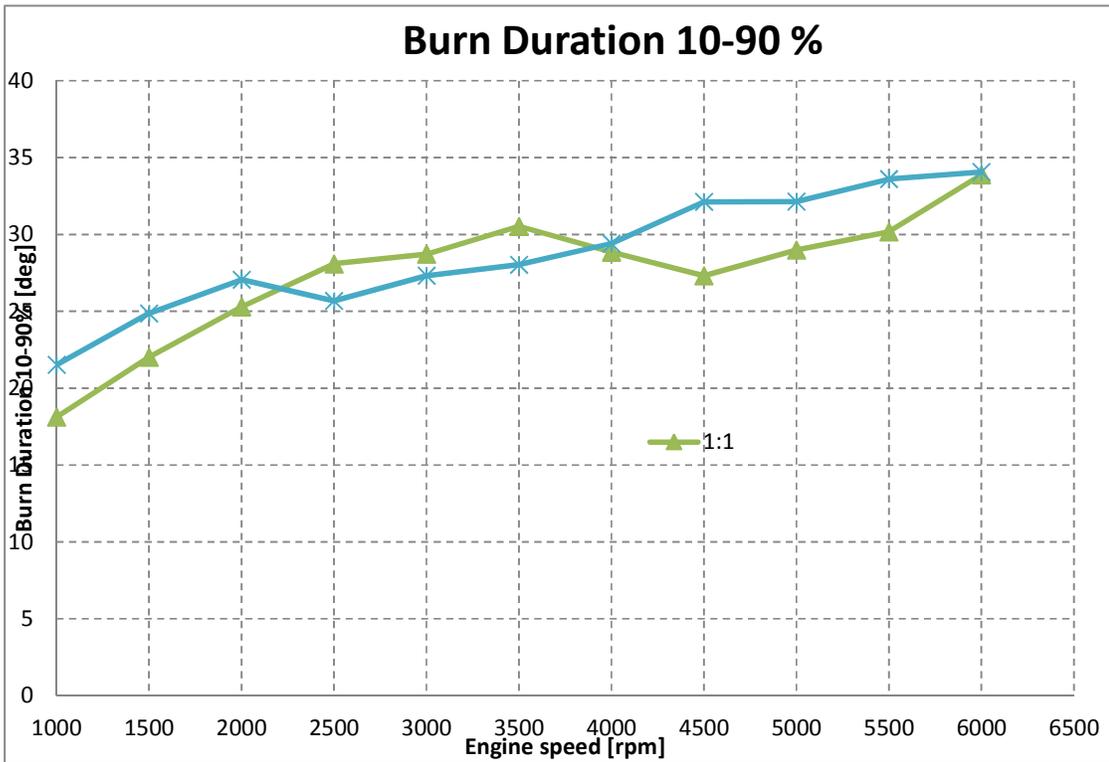
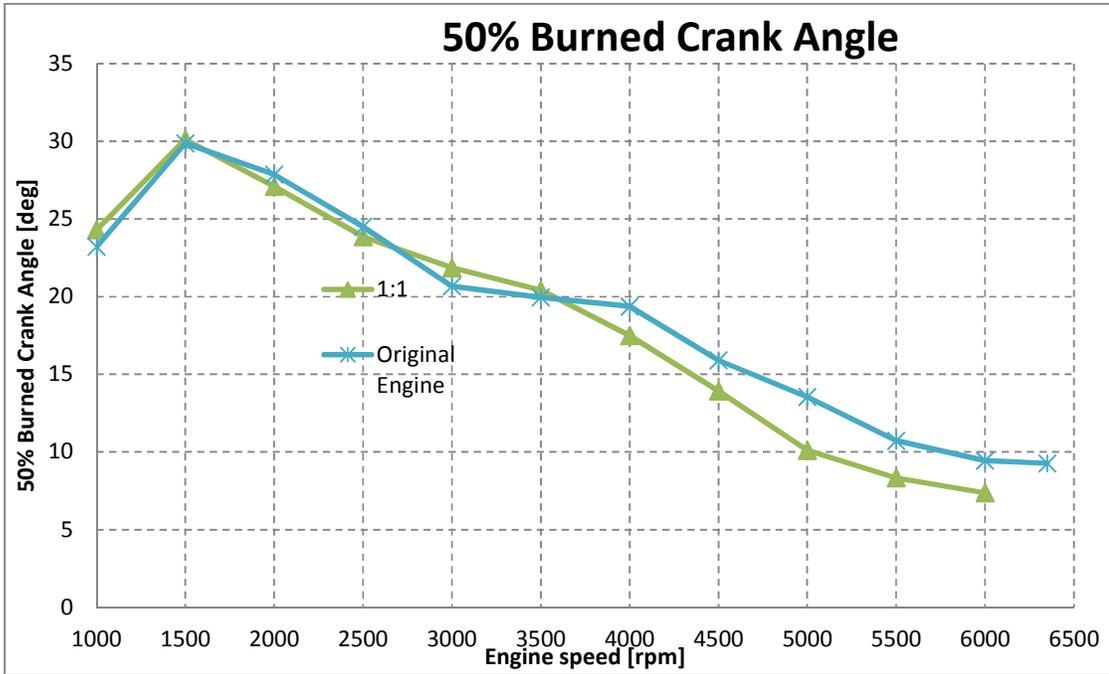


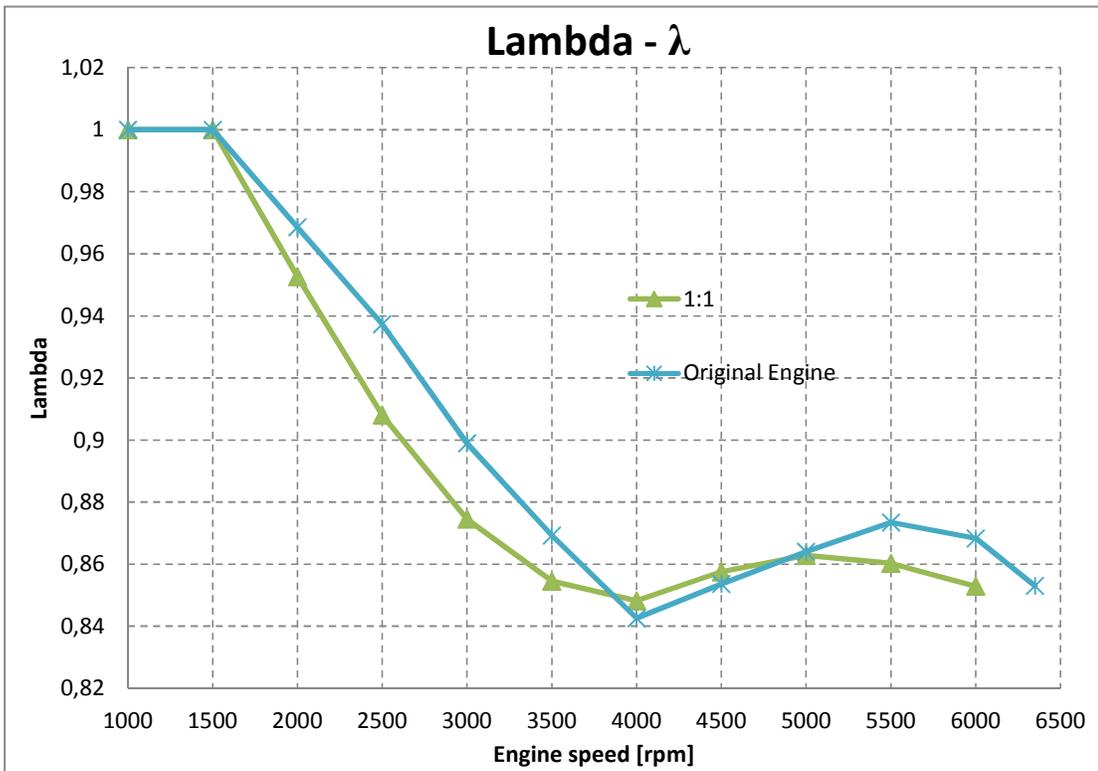
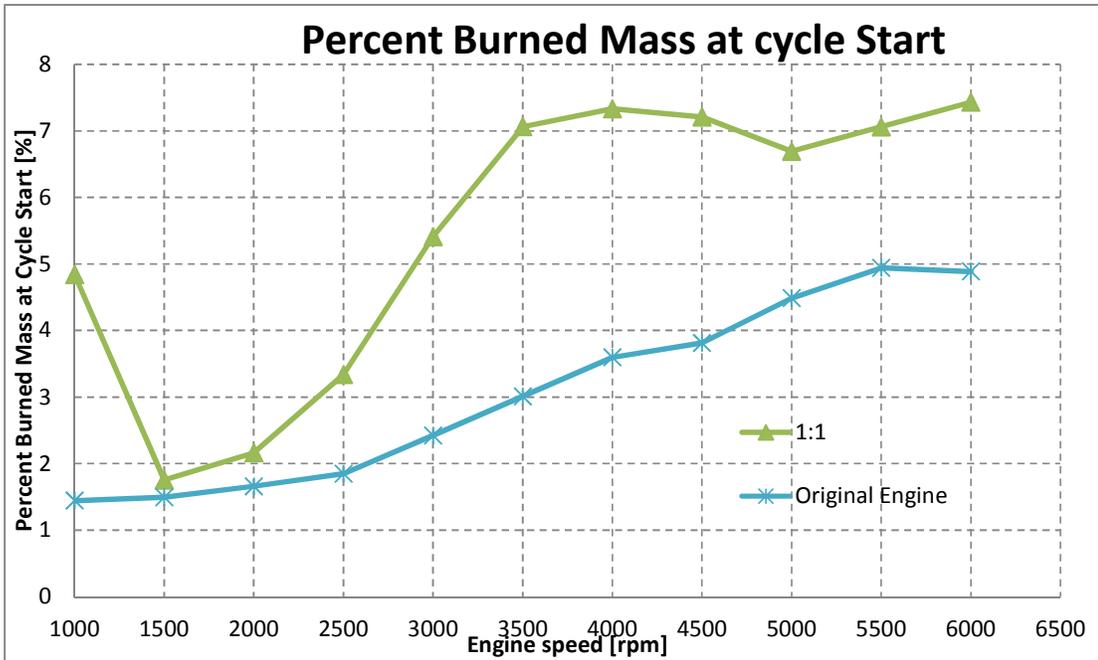
Nel grafico in alto è rappresentato l'andamento della temperatura allo scarico che è regolata da un controllore PID che agisce direttamente sul lambda. Si nota che in tutti i punti di funzionamento dei due motori il controllore funziona correttamente.











Osservando il grafico delle pressioni in ingresso turbina si nota che la linea riferita al motore con il sistema E-Turbo si discosta molto da quella del motore originale. Nella zona del grafico che va da 4500 a 6000 rpm si ha la differenza massima di pressione in ingresso turbina tra le due simulazioni che è di circa 1,30 bar e raggiunge un massimo a 5000 rpm di circa 3,5 bar di pressione. Man mano che ci si allontana dagli alti regimi di rotazione, tale differenza risulta meno accentuata. Si può però confermare che il valore della pressione in ingresso turbina nel caso di motore dotato di sistema E-Turbo è sempre più elevato rispetto al caso base. Questo si spiega perché la valvola Wastegate nel caso di motore con E-Turbo è stata tenuta chiusa. Se a questo si unisce il fatto che la turbina ha le stesse dimensioni di quella originale, è inevitabile che le pressioni in ingresso turbina siano più alte.

Dal punto di vista del rendimento termodinamico tutto ciò è sicuramente penalizzante in quanto, aumentando la controcompressione allo scarico del motore, aumentano di conseguenza anche le perdite per pompaggio e anche la pressione all'interno della camera di combustione ad inizio ciclo. Una conseguenza delle pressioni così elevate è evidente nel grafico che rappresenta la percentuale di gas residui all'inizio del ciclo i quali si mantengono a valori molto più alti di quelli del motore di base.

Una pressione troppo alta allo scarico, e anche all'interno della camera di combustione, spiegano il motivo della disattivazione del modello di detonazione. Tale fenomeno è legato a molti fattori fra i quali la temperatura in camera di combustione, conformazione geometrica della camera, carico del motore, regime di rotazione del motore e anche pressione in camera. Essendo quest'ultima più elevata rispetto al caso base e dipendente anche dalla controcompressione allo scarico, è stato riscontrato un livello di detonazione troppo alto che rendeva instabile il modello, facendo poi optare per la sua disattivazione. Si riporta ora una tabella che contiene i valori di detonazione che sono stati misurati durante le simulazioni e si confrontano col valore di target reale relativo al modello base:

<b>Giri motore [rpm]</b>	<b>KN limite [%]</b>	<b>KN misurato [%]</b>	<b>Differenza [%]</b>
6000	0,0660608	0,131662	99,30
5500	0,0955087	0,181801	90,35
5000	0,0871366	0,211258	142,44
4500	0,072602	0,221485	205,06
4000	0,0307272	0,2292	645,92
3500	0,038	0,178048	368,55
3000	0,0401967	0,140834	250,36
2500	0,0238716	0,0818059	242,69
2000	0,0399198	0,0770052	92,90
1500	0,079252	0,0891496	12,49
1000	0,123042	0,100629	-18,22

Si nota l'elevato livello di detonazione che impedisce al modello di funzionare correttamente. Il controllore di detonazione, sentendo un valore in ingresso così alto, tenderebbe a ritardare molto l'anticipo di accensione influenzando negativamente sulle prestazioni del motore, in particolare la coppia motore si allontanerebbe dal valore ottimo. Inoltre a causa dell'alto livello di gas residui all'interno della camera (come evidenzia il grafico di Percent burned mass at cycle start) si avrebbero delle temperature allo scarico molto più alte rispetto al caso base con una ripercussione negativa anche sul lambda. Infatti se la temperatura allo scarico tende ad aumentare, il PID che la controlla tenderebbe ridurre il lambda, portandolo ad un valore più basso. In definitiva si avrebbe in questa situazione un motore con un angolo di anticipo molto ritardato ed un decadimento complessivo delle prestazioni dovuto da un calo della coppia motore e da un incremento della portata di combustibile.

Una volta disattivato il modello di detonazione non è più possibile, quindi, confrontare alcune grandezze raffigurate nei grafici, come ad esempio il 50% di massa bruciata o la durata della combustione dato che ci si allontana da un funzionamento verosimile del motore.

La spiegazione logica di questi risultati è data dal fatto che, avendo chiuso la valvola Wastegate per trasferire il controllo della velocità del gruppo al motore elettrico, la turbina si vede attraversata da una portata eccessiva di gas di scarico. Ciò comporta inevitabilmente un incremento della pressione in ingresso turbina che, dal punto di vista termodinamico, potrebbe tradursi in un vantaggio dato dall'aumento del salto entalpico disponibile. Non a caso se si analizzassero solamente i grafici di efficienza e di potenza elettrica sviluppata dalla turbina si noterebbe che l'efficienza sarebbe addirittura superiore al caso base. Dal punto di vista invece delle prestazioni del motore, tale incremento di pressione è sicuramente deleterio come spiegato sopra. Si è giunti alla conclusione che la turbina presente nel motore originale non è adeguata al nuovo layout del sistema, diventando come un ostacolo al flusso dei gas di scarico.

La soluzione che verrà spiegata nei prossimi paragrafi, sarà quella di studiare le prestazioni del sistema, sempre in condizioni di pieno carico, al variare delle dimensioni della turbina. Nel programma GT-Power è possibile inserire un coefficiente moltiplicativo nella mappa di portata e pressione della turbina simulando in questo modo il comportamento di una turbina avente un diametro più grande.

### **3.2 - Simulazioni al variare della dimensione della turbina**

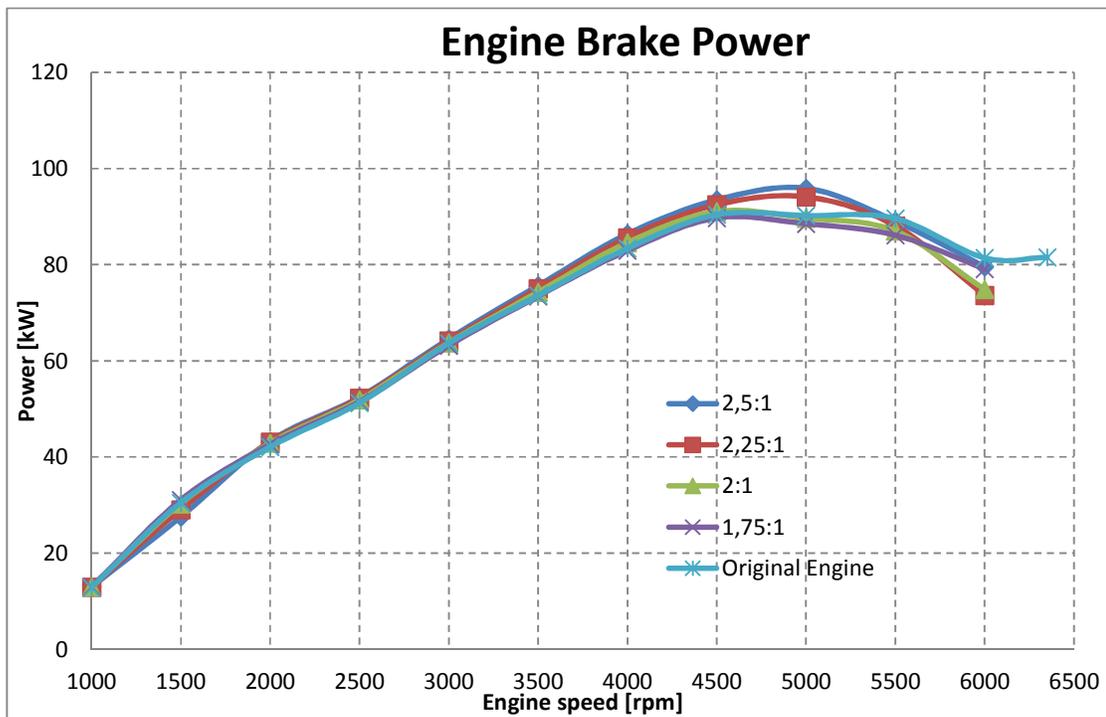
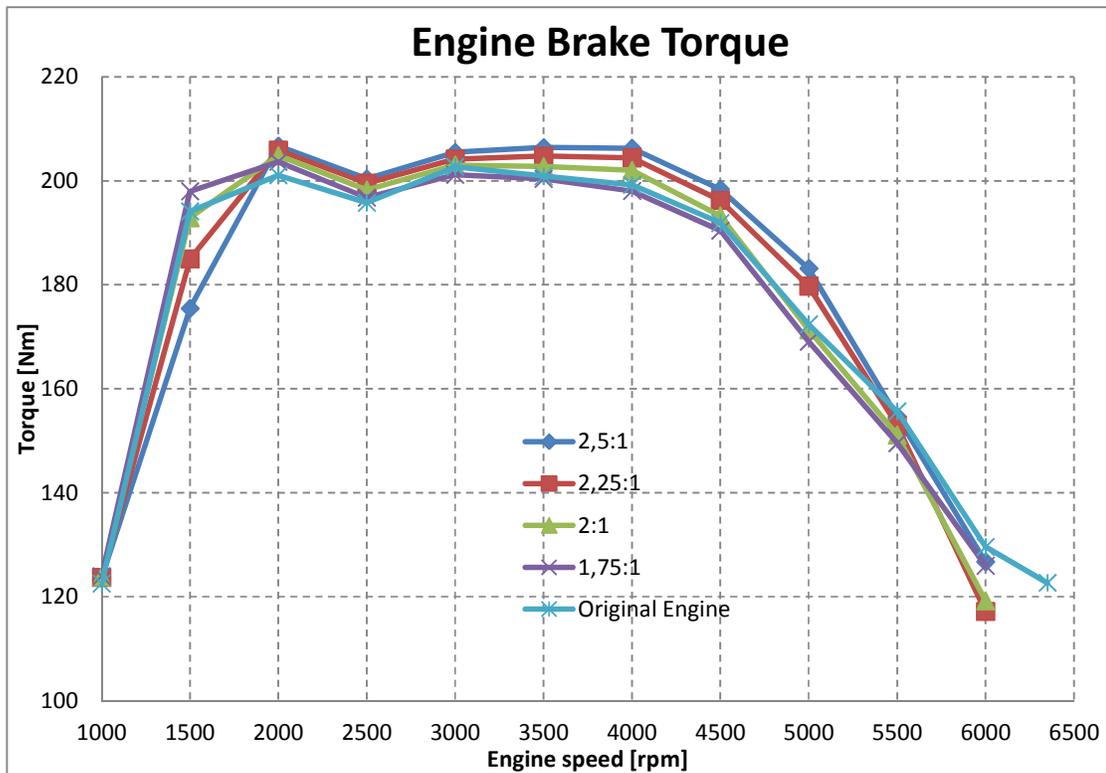
Nel paragrafo precedente si è evidenziata l'impossibilità di usare per le simulazioni la configurazione composta dal motore base, il sistema E-Turbo e turbina originale. Proprio in quest'ultima si è trovato il problema: si è giunti alla conclusione che dal momento in cui si è deciso di chiudere la valvola Wastegate, tale turbina non risulta più adatta a smaltire correttamente tutta la portata di gas di scarico in uscita dal motore.

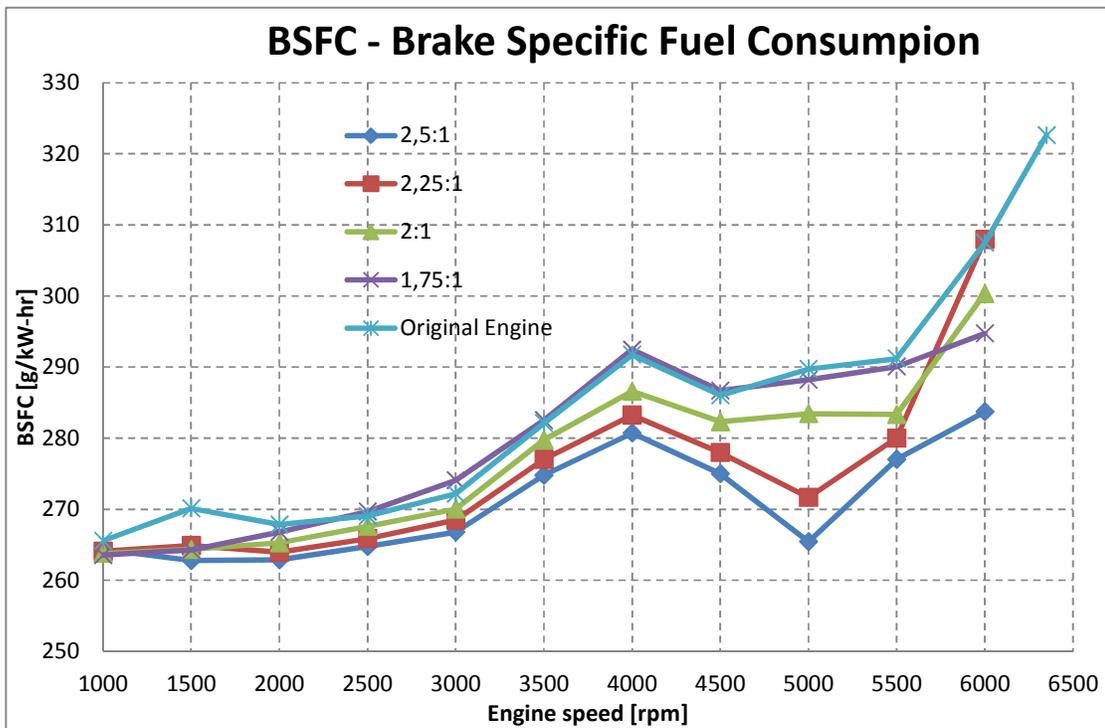
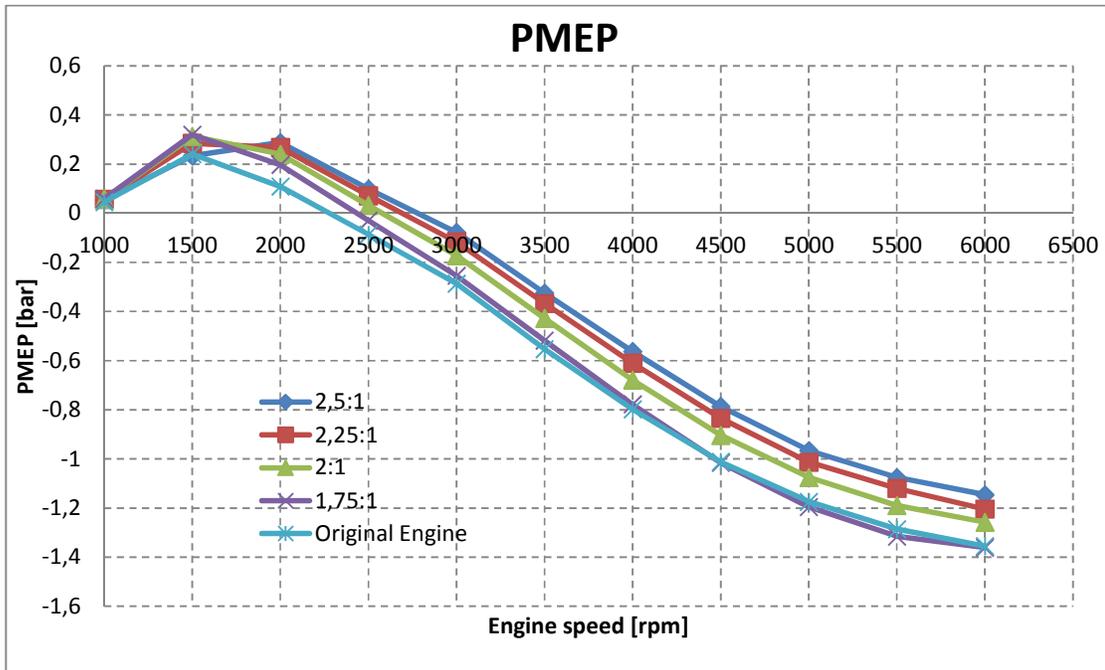
Una soluzione a tale problema può essere trovata se si pensa di analizzare il comportamento del sistema al variare delle dimensioni della turbina. Esiste infatti la possibilità in GT-Power di inserire un parametro nelle simulazioni che consente di scalare la mappa della portata della turbina rendendola sia più piccola che più grande rispetto ad una dimensione di partenza. I coefficienti di moltiplicazione che vanno a scalare la dimensione della turbina originale sono: 2.5, 2.25, 2 ed 1.75.

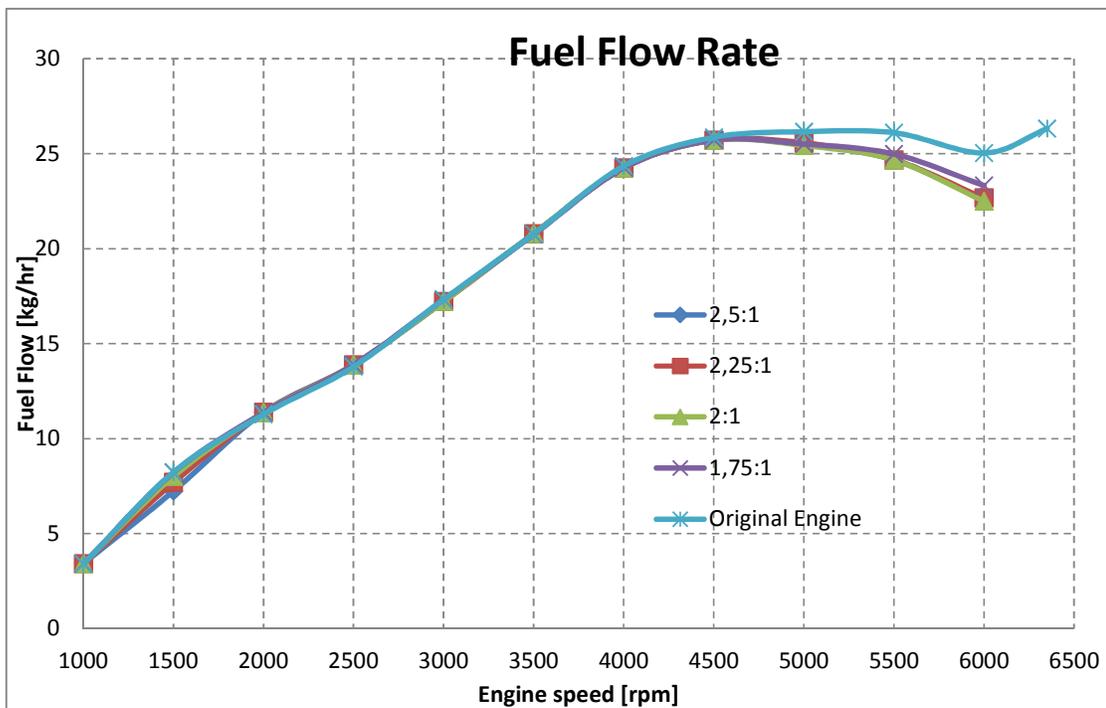
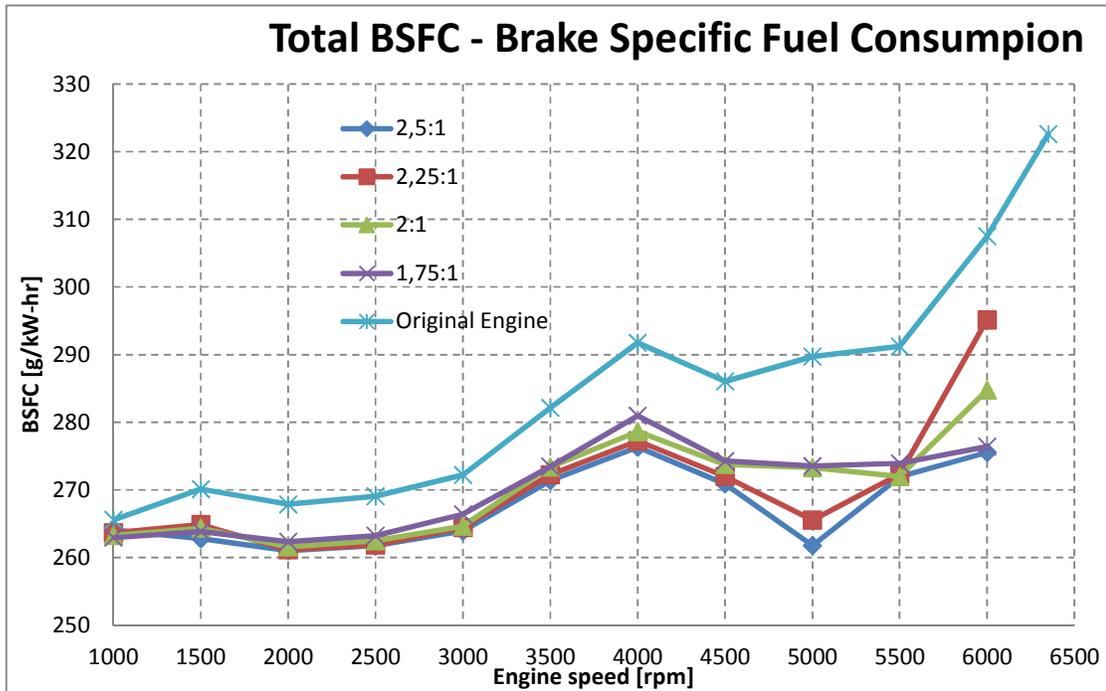
A parte questa modifica gli altri parametri sono rimasti invariati rispetto al caso precedente. Si procederà, quindi, con simulazioni a pieno carico per cercare una curva di piena potenza. Il sistema di controllo sulla coppia applicata all'albero del gruppo turbo-gas è lo stesso del caso precedente, per cui si analizza il sistema a parità di consumo di combustibile rispetto al caso originale ed è inoltre possibile confrontare tali risultati con quelli ottenuti con la turbina originale.

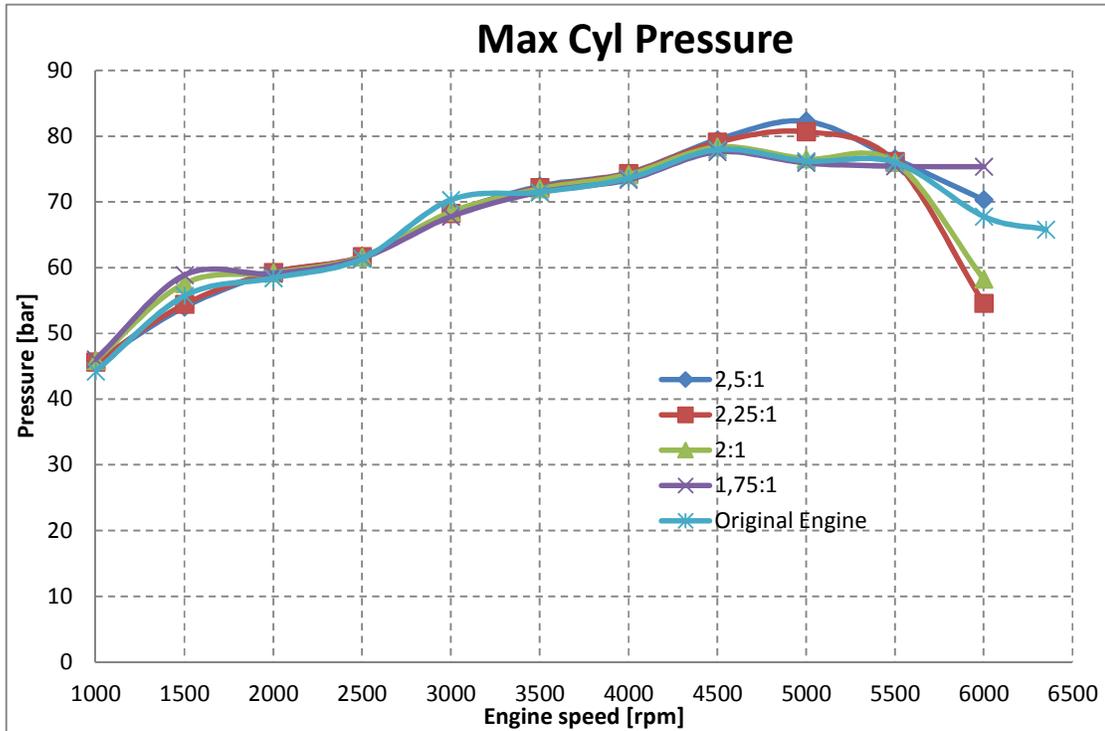
In queste simulazioni è stato anche possibile attivare il controllore di detonazione grazie ad una maggiore stabilità del sistema. In questo modo è così possibile confrontare tutti i risultati ottenuti con quelli del motore base.

Si riportano ora i grafici delle prestazioni del motore. In tutti i grafici sono presenti diverse curve che si riferiscono alle diverse dimensioni della turbina. Ad esempio la dicitura 2:1 nella legenda indica che quella curva è riferita ad una turbina due volte più grande rispetto all'originale.

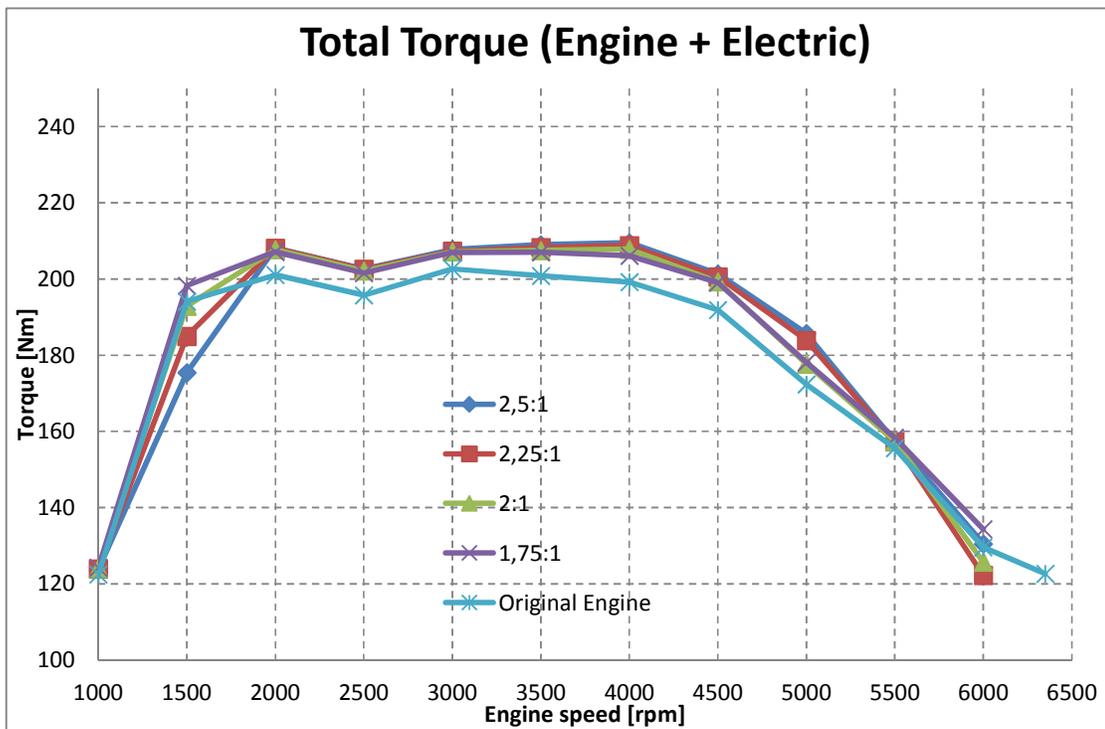


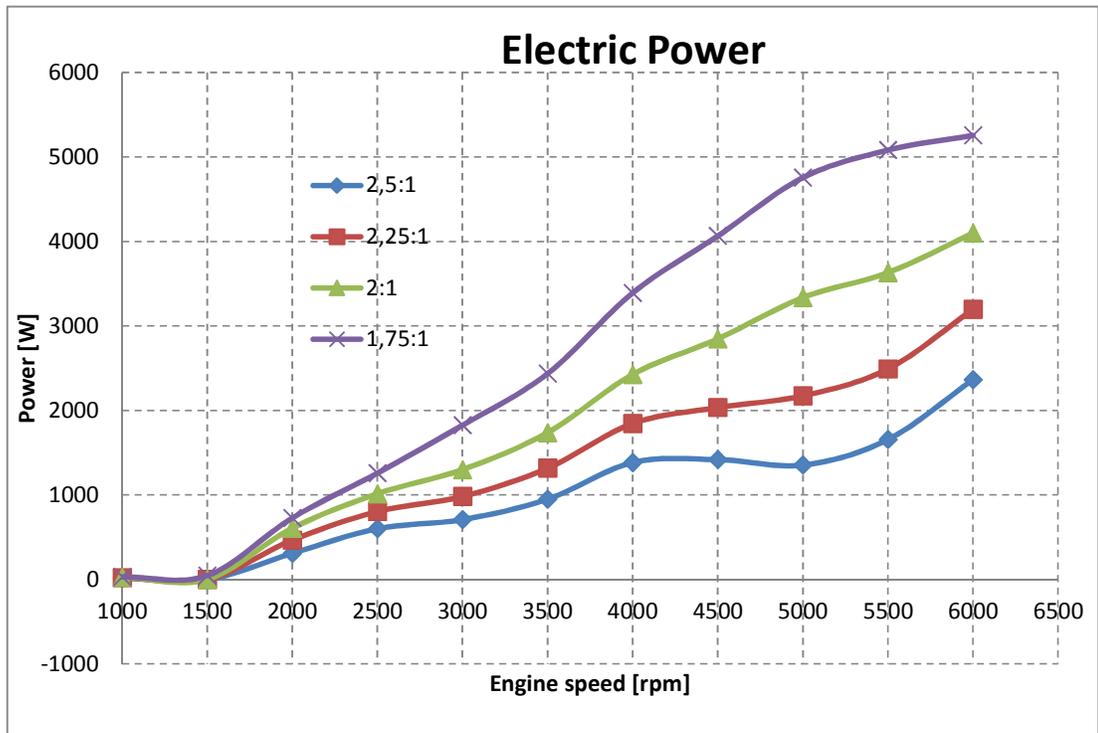




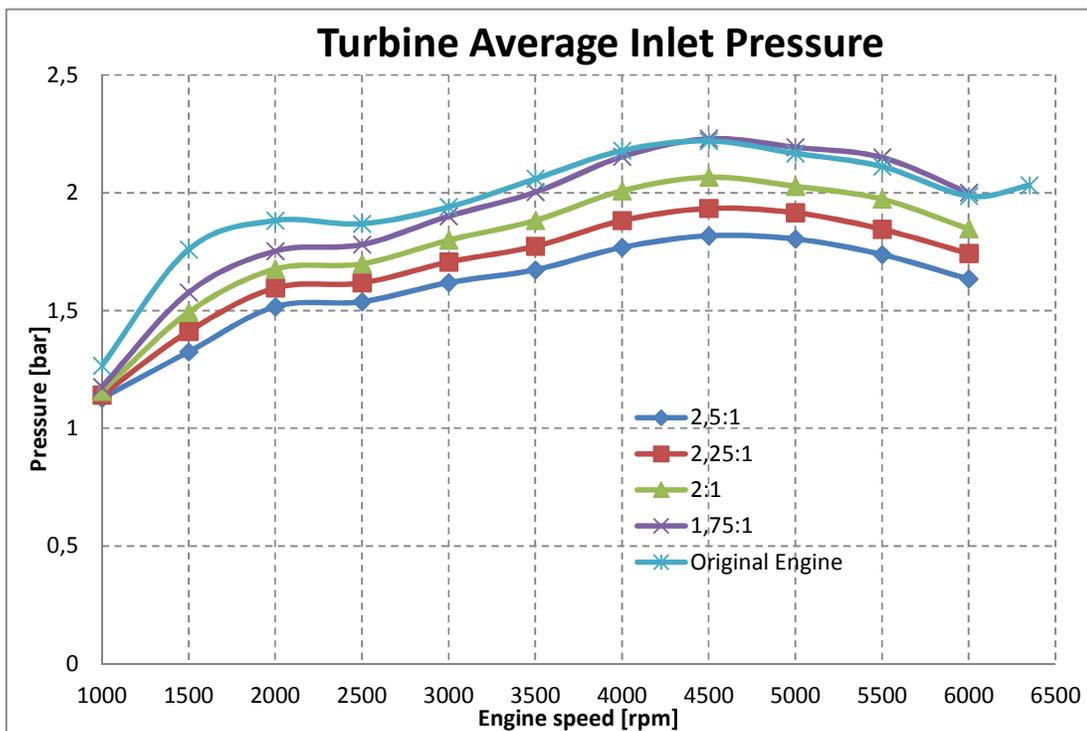
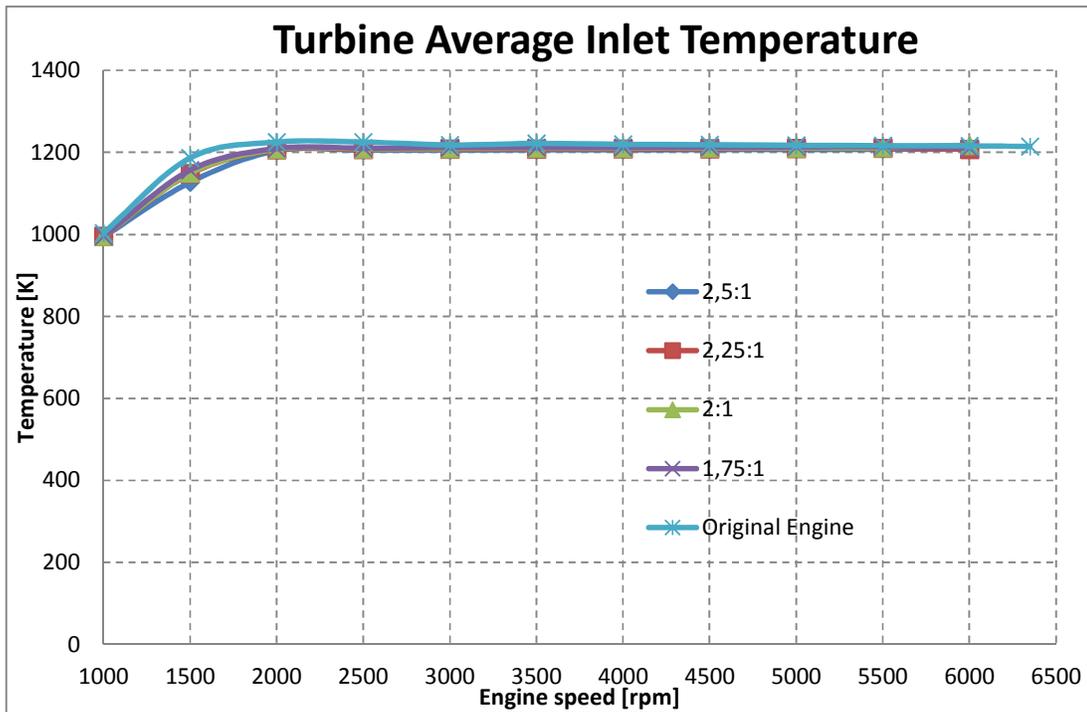


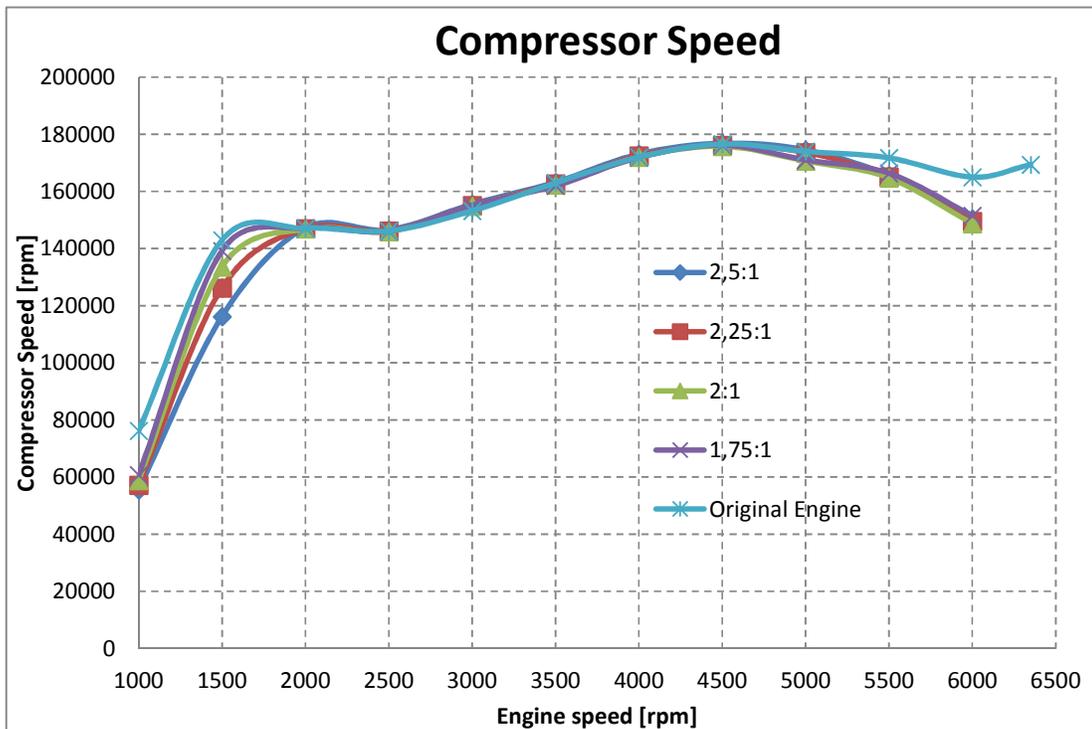
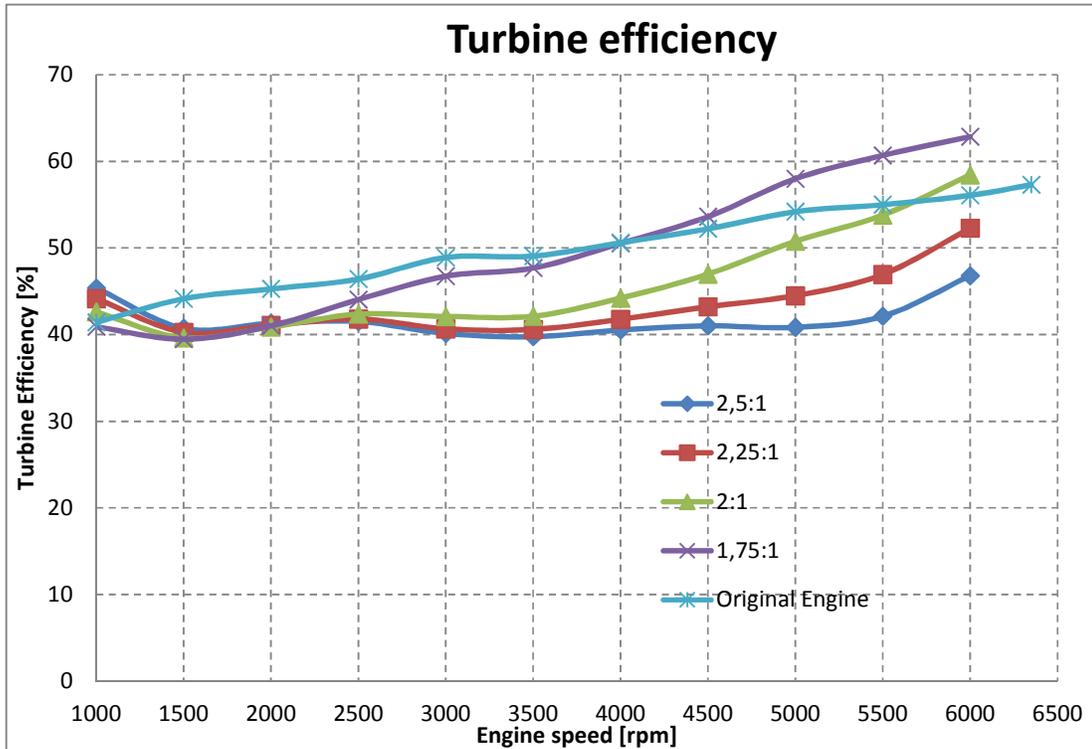
Si riportano ora i grafici relativi alla prestazione del motore elettrico:

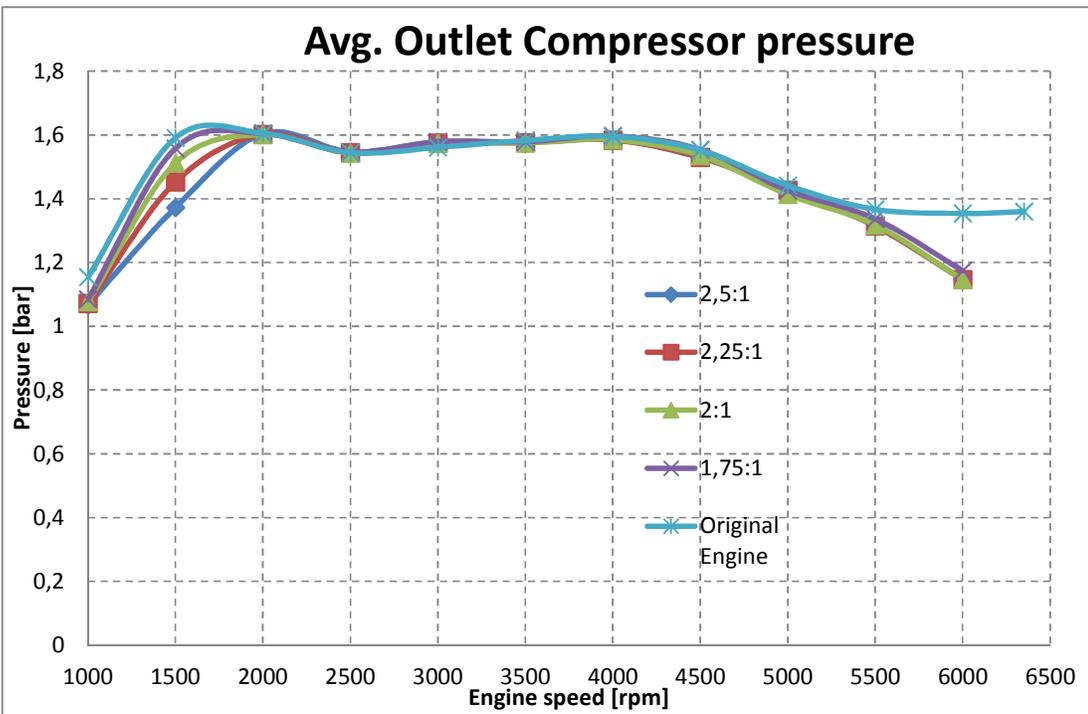
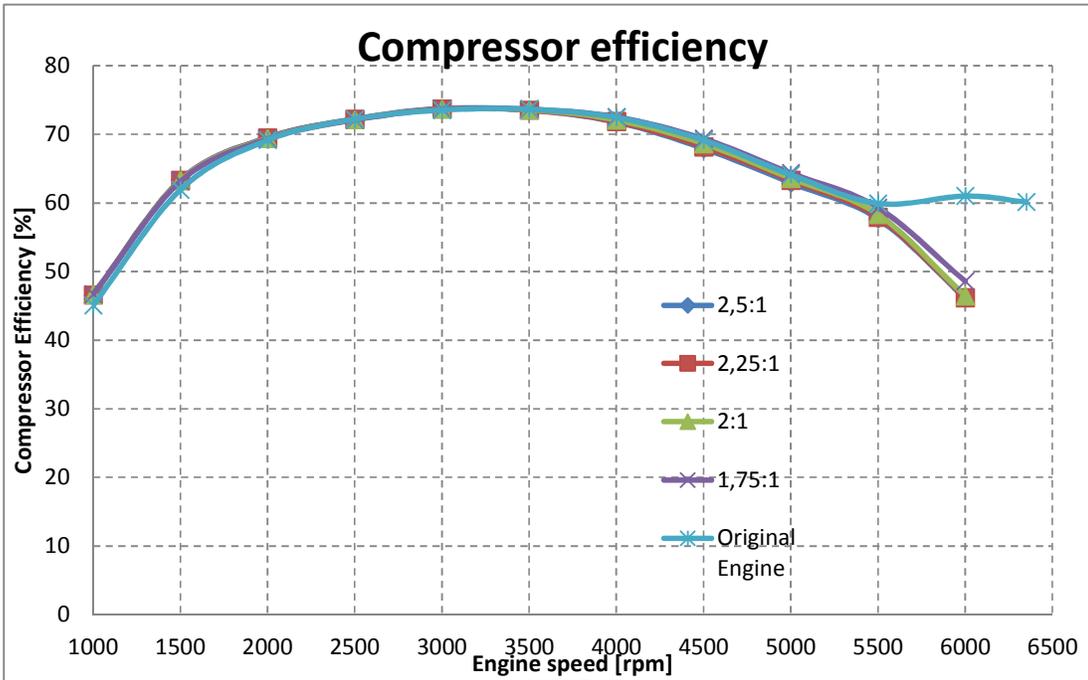


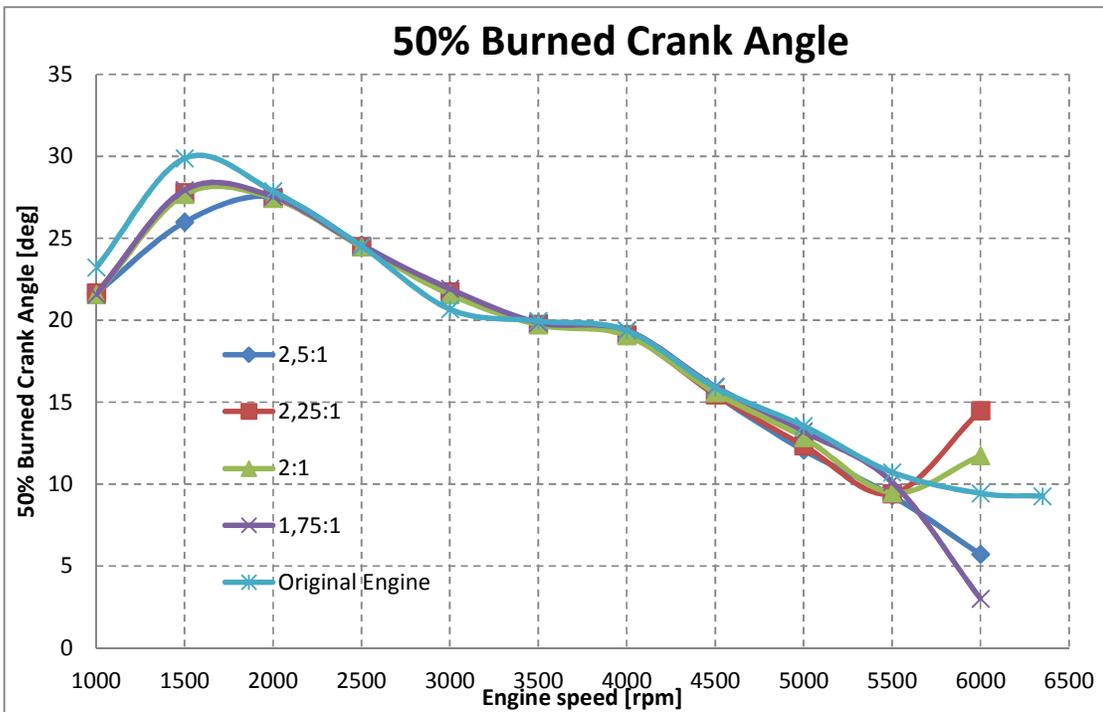
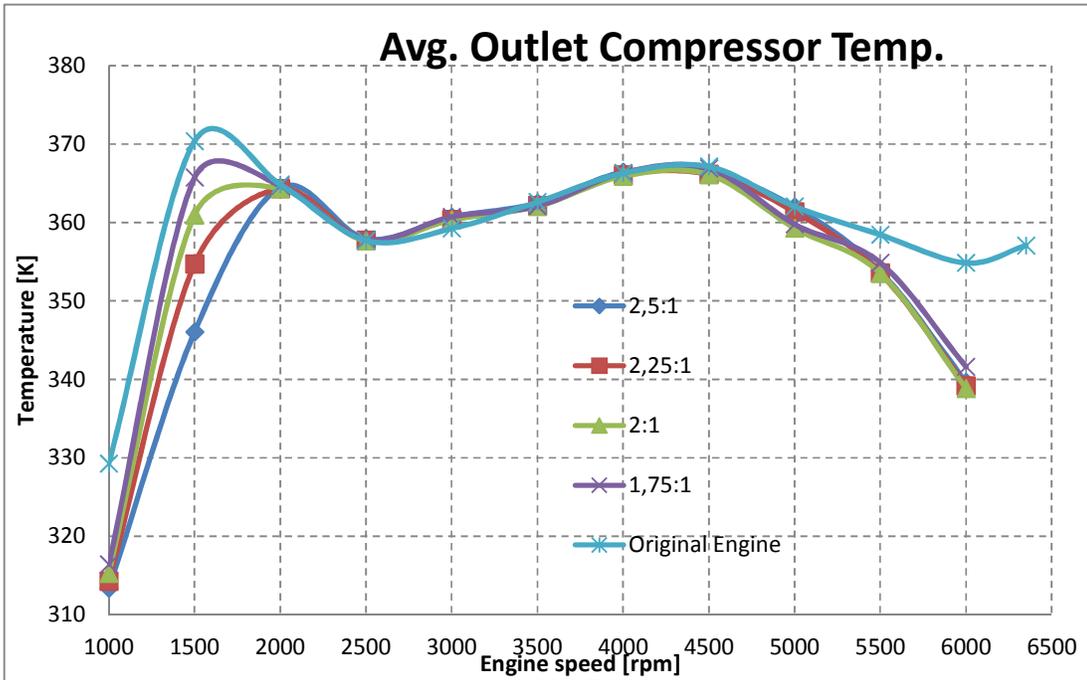


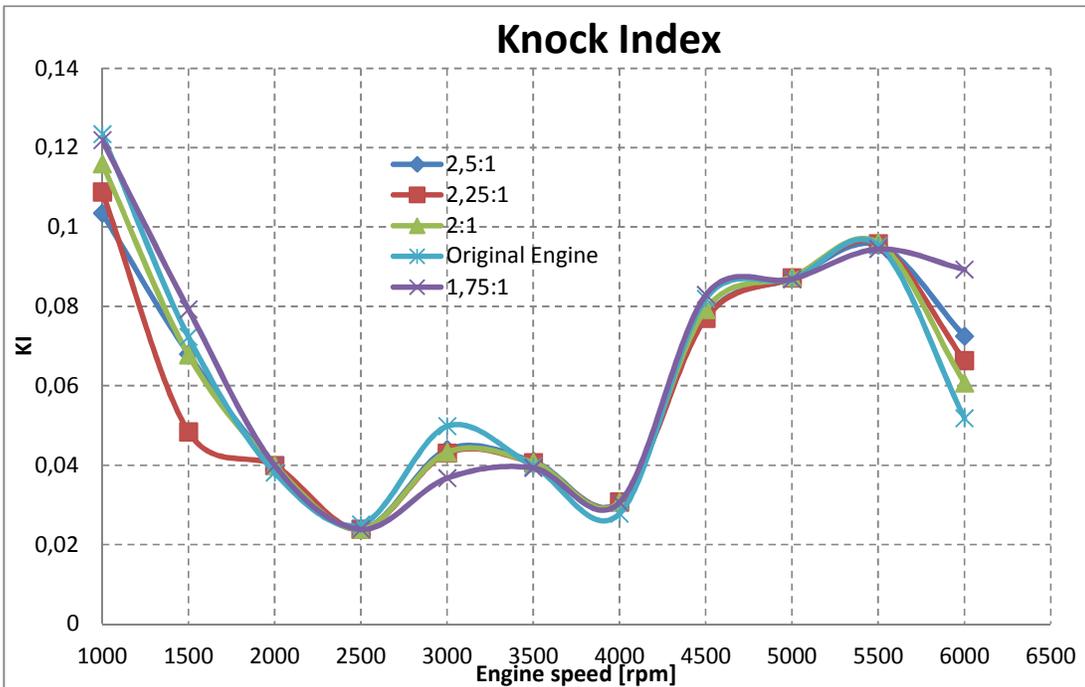
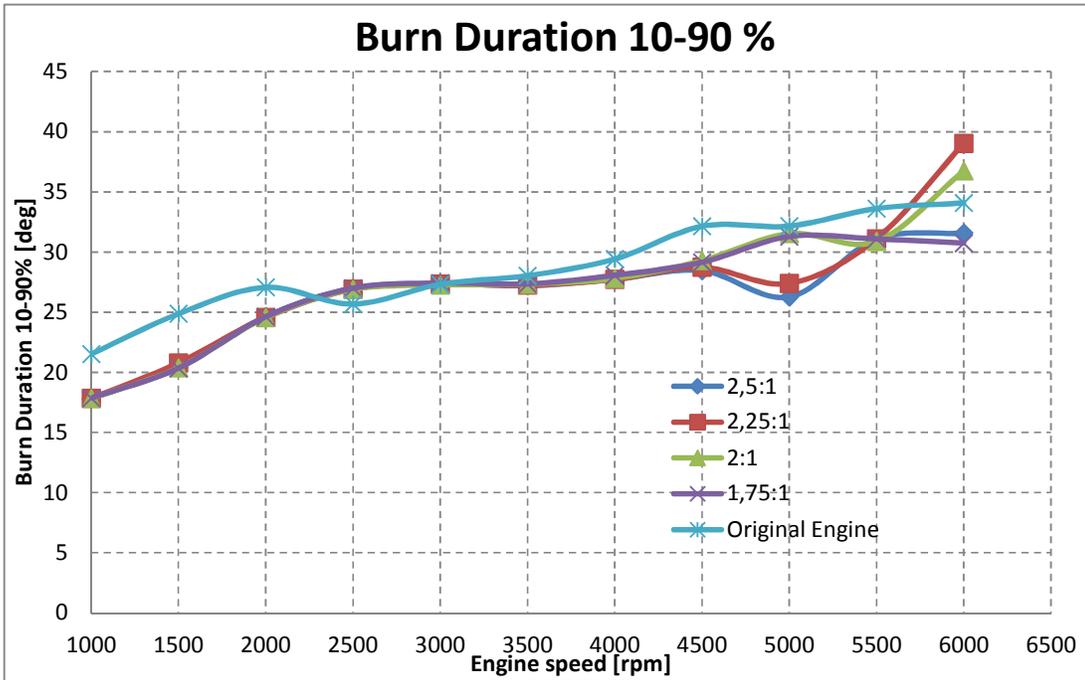
Prestazioni delle turbina e del compressore:

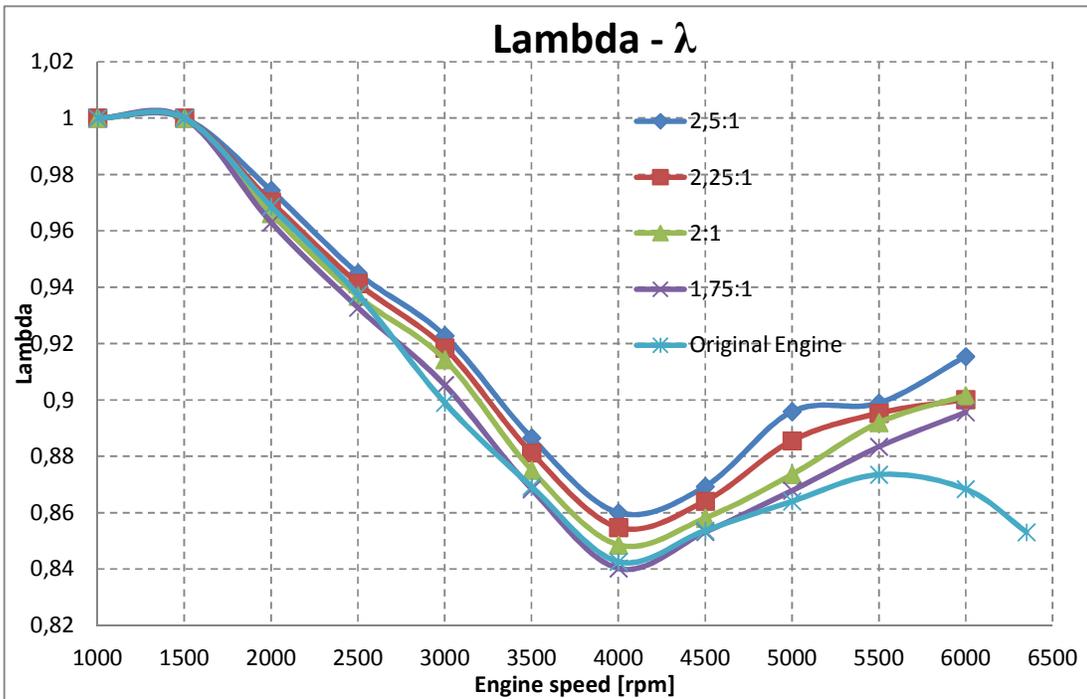
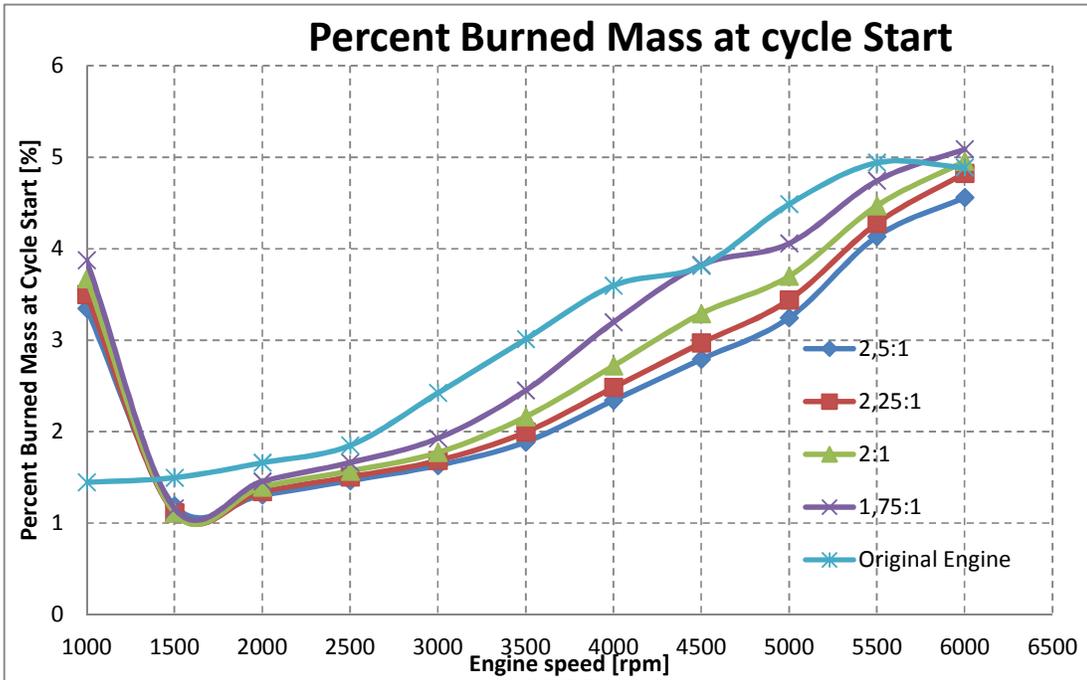




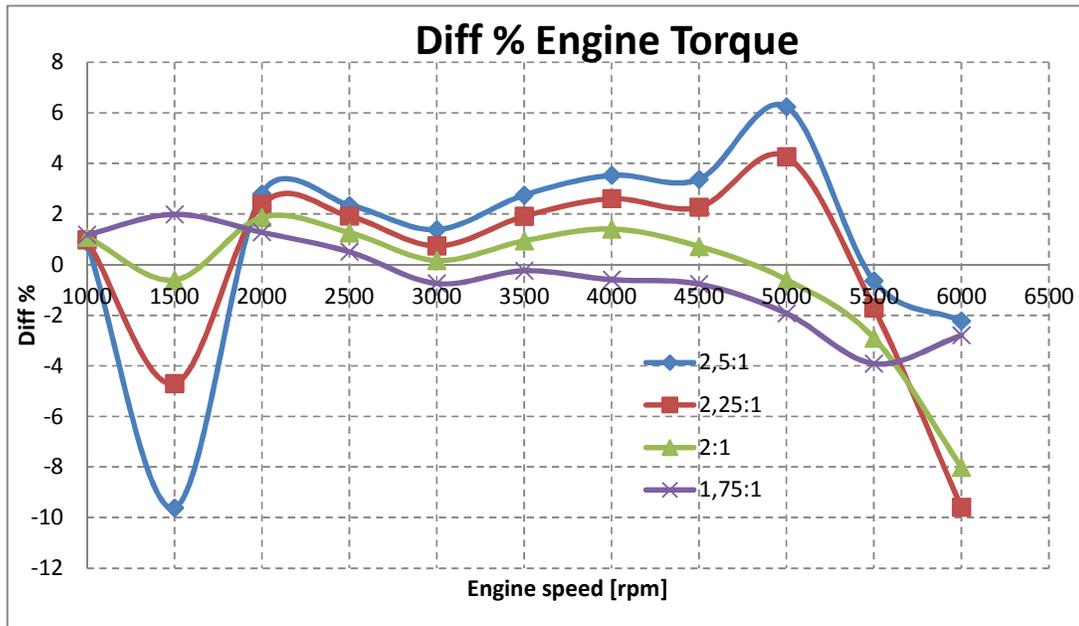








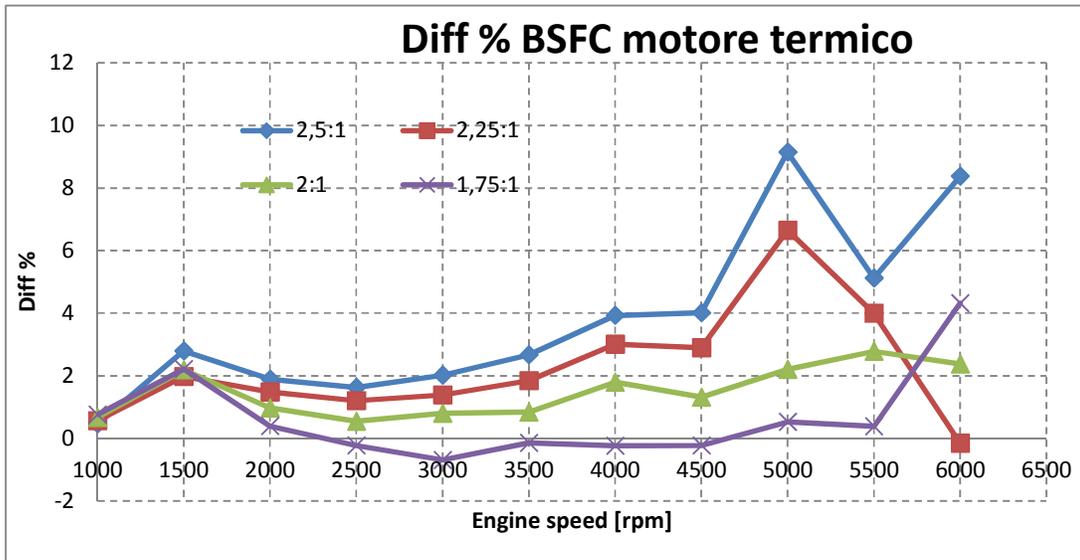
Analizzando i grafici delle prestazioni del solo motore termico si osserva che, a parte qualche punto esaminato, l'adozione di una turbina di dimensioni maggiori porta un beneficio in termini di coppia erogata dal motore termico man mano che le dimensioni della turbina aumentano. Si nota infatti, come si vede dal grafico sottostante, che si ha un guadagno massimo sulla coppia motore del 6,23% a 5000 rpm per la turbina maggiorata di 2.5 volte rispetto a quella originale.



Per i punti a 1000, 1500 e 6000 rpm si confermano le considerazioni fatte in precedenza. Questo andamento può essere spiegato se si osservano i grafici della pressione di pompaggio e delle pressioni in ingresso turbina. Gli andamenti di queste due grandezze sono simili: come è plausibile, all'aumentare delle dimensioni della turbina analizzata si ha una diminuzione sempre maggiore della pressione di pompaggio e di quella in ingresso turbina. Ciò comporta inevitabilmente una diminuzione delle perdite per pompaggio sul motore ed una minore contropressione allo scarico, a beneficio dell'efficienza. Si nota che già la dimensione turbina 1,75:1 sembrerebbe essere troppo piccola per questo tipo di simulazioni in quanto si osservano perdite sulla coppia motore rispetto al caso originale.

Lo stesso andamento, seppur in maniera minore, si può notare anche sulla potenza erogata dal motore.

Passando al grafico del consumo specifico si conferma lo stesso andamento descritto in precedenza. Dato che il consumo di combustibile è rimasto costante per queste simulazioni, si osserva una diminuzione che va dall'0,39% a 2000 rpm per la turbina 1,75:1 fino al 9,14% a 5000 rpm per turbina 2,5:1 (Figura sottostante).



Come conferma del fatto che il consumo di combustibile sia stato tenuto costante è stato inserito anche il grafico che ne riporta l'andamento che è del tutto simile a quello riferito al motore base.

Se si passa ad analizzare le prestazioni del motore elettrico si osserva che la potenza prodotta varia al variare della dimensione della turbina. Più essa è piccola, maggiore sarà la potenza prodotta: si ha un picco di produzione di energia elettrica di circa 5,2 kW per la turbina più piccola, fino ad arrivare a 2,3 kW di potenza per quella più grande, entrambi nel caso a 6000 rpm del motore (come spiegato nel paragrafo del motore elettrico, tali potenze sono già state moltiplicate da un ipotetico rendimento della macchina elettrica dell'81%). L'andamento della potenza prodotta è direttamente proporzionale al regime di rotazione del motore dato che ad esso è associata la portata dei gas di scarico in uscita dal motore, e quindi anche la potenza disponibile.

Osservando il grafico della coppia totale disponibile, somma di quella del motore termico e di quella prodotta dal motore elettrico, se fosse utilizzata all'albero motore, si nota che essa è maggiore rispetto alla coppia del solo motore termico. Ciò significa che il sistema di recupero dell'energia garantisce un guadagno in termini di prestazioni a parità di consumo di carburante.

Il guadagno di coppia totale parte da un minimo del 3% da 2000 rpm fino a 5000 rpm e tocca delle punte del 7,8% a 5000 rpm e del 5,1% a 4000 rpm. Purtroppo per alcuni regimi di rotazione del motore non è stato possibile ottenere dei risultati accurati a causa di alcune instabilità delle simulazioni con questa tipologia di controllo sul motore elettrico, ma si presume che le stesse considerazioni appena fatte possano valere anche per quei punti.

Analizzando i grafici delle prestazioni del motore si fanno subito due considerazioni: il valore del lambda cresce all'aumentare della dimensione della turbina così come la concentrazione di gas di scarico all'interno della camera di combustione dopo la fase di scarico.

Grazie a valori di concentrazione di gas combustibili così bassi (o anche EGR interno), la temperatura di inizio ciclo è sicuramente più bassa rispetto al caso base. Tale andamento della temperatura, che si manterrà per tutto il ciclo, influenza direttamente la temperatura di scarico dei gas. Essendo questa regolata da un controllore PID (che limita la temperatura di ingresso turbina) che agisce sul valore del lambda, se ne ottiene come risultato un valore più magro, visto che la temperatura dei gas di scarico risulta più bassa rispetto al caso base senza sistema di recupero.

Oltre che ad influire sulla temperatura allo scarico, i gas combustibili influenzano anche la tendenza alla detonazione: maggiore è il loro livello e più probabilità di detonazione si ottiene. Si ha quindi come risultato una combustione meno ritardata, a differenza di ciò che accade quando il livello di detonazione è alto perché il controllore di knock agisce direttamente sull'angolo di anticipo. Per quest'ultima considerazione si può, quindi, affermare che la temperatura di ingresso turbina risulterà minore rispetto al caso base anche grazie alla presenza di un minor livello di detonazione, con le conseguenze appena spiegate sul lambda.

Se si osservano i grafici che riportano l'andamento dell'angolo a cui corrisponde il 50% di massa bruciata e della durata di combustione si nota che non si discostano molto dal caso base. Ciò significa che il livello di detonazione, e la conseguente correzione del relativo controllore sull'angolo di anticipo, non è molto diverso dal caso base. Si può quindi affermare che i gas combustibili hanno un'influenza diretta sul lambda, mentre la detonazione sembrerebbe essere meno sensibile a questa variazione, lasciando di fatto quasi invariati gli angoli di anticipo. Molto probabilmente questo fatto è legato al modello numerico della combustione rispetto che ad una solida base sperimentale.

Analizzando le prestazioni di turbina e compressore, si nota che quelle di quest'ultimo risultano praticamente le stesse rispetto al caso con il motore base perché la velocità del gruppo turbogas non cambia. Il programma di simulazione in questo caso opera però una forte semplificazione. In realtà se in un gruppo turbogas si sostituisce la turbina con una di diametro più grande, sicuramente, se si ragiona a pari portata, la sua velocità di rotazione sarà inferiore rispetto alla turbina originale, a causa del diametro maggiore e quindi di un'inerzia maggiore. Di conseguenza se cambia la velocità della turbina si sposta anche il punto di funzionamento del compressore. Sarebbe quindi opportuno studiare il sistema con un gruppo turbogas avente mappe reali e non semplicemente scalate con un fattore moltiplicativo. Tuttavia essendo questo

uno studio di potenziali benefici del sistema E-Turbo, il modello risulta più che adeguato per gli scopi prefissati.

La turbina, come affermato in precedenza, presenta una pressione di ingresso nettamente inferiore al caso base che risulta inversamente proporzionale alla dimensione della turbina. Oltre a questo fatto si nota anche che, nel diagramma che riporta le efficienze, i casi con turbina di dimensione 2,5 e 2,25 superiore a quella originale presentano un andamento che si discosta molto rispetto a quello del motore base. Sarà quindi di estremo interesse simulare il comportamento di questi due casi con un'efficienza della turbina aumentata di qualche punto percentuale, per far sì che l'andamento dell'efficienza si avvicini il più possibile a quello dal motore base.

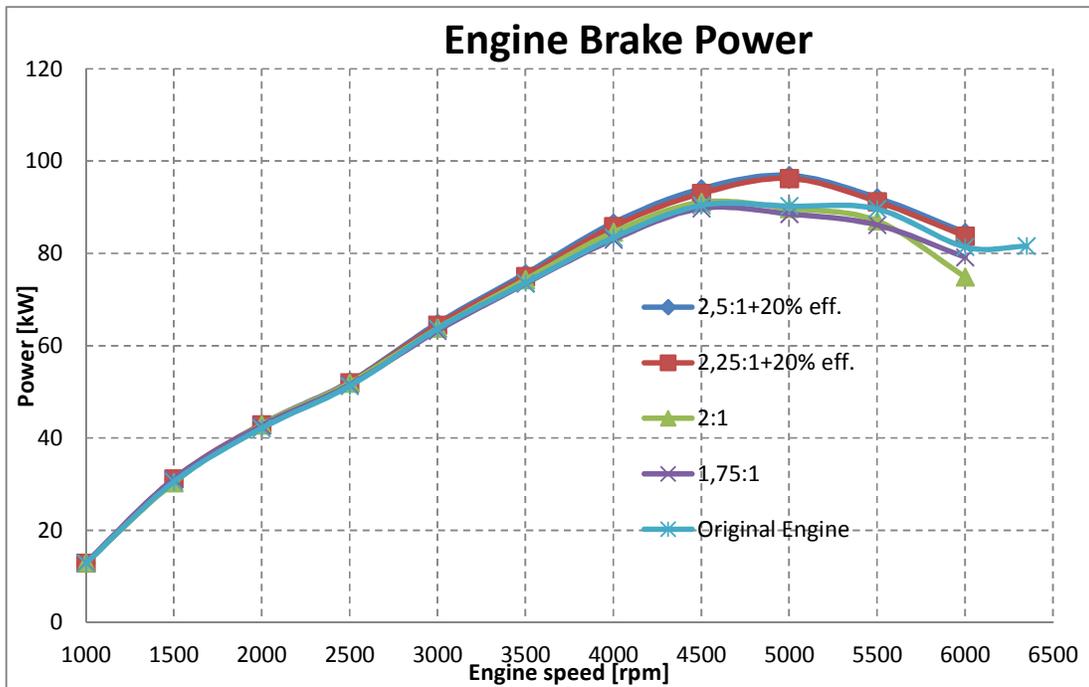
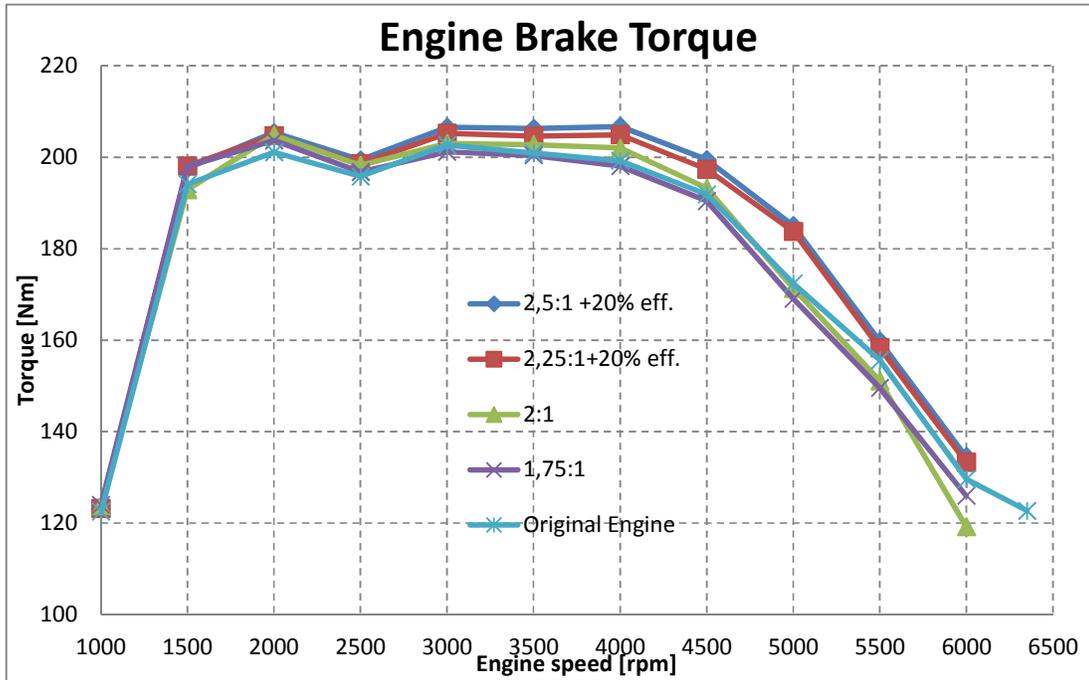
### **3.3 - Influenza dell'efficienza della turbina sulle prestazioni**

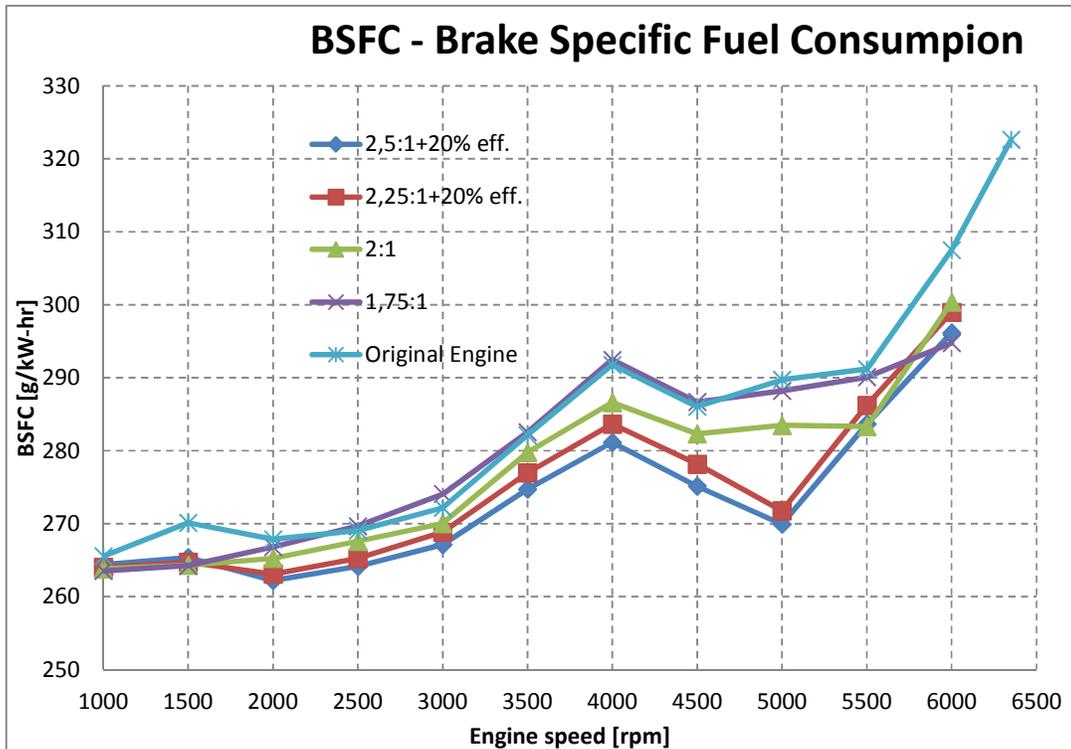
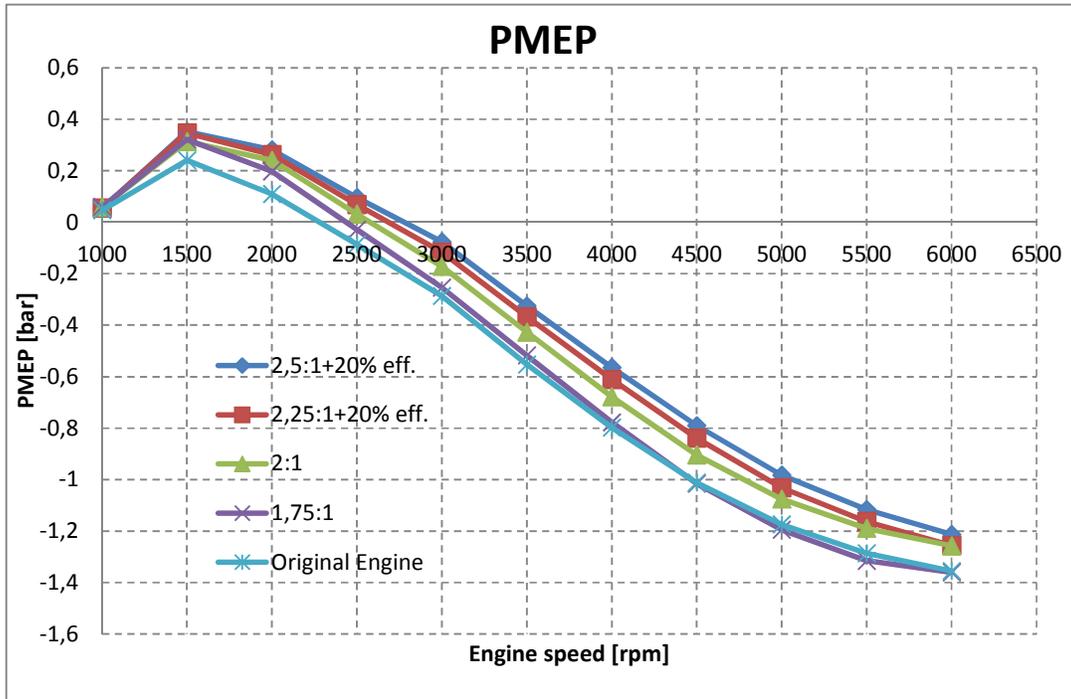
In questo paragrafo si esporranno i risultati di alcune simulazioni effettuate con le stesse condizioni usate in quelle spiegate in precedenza, ma utilizzando per alcuni casi un parametro di moltiplicazione dell'efficienza della turbina pari al 120%.

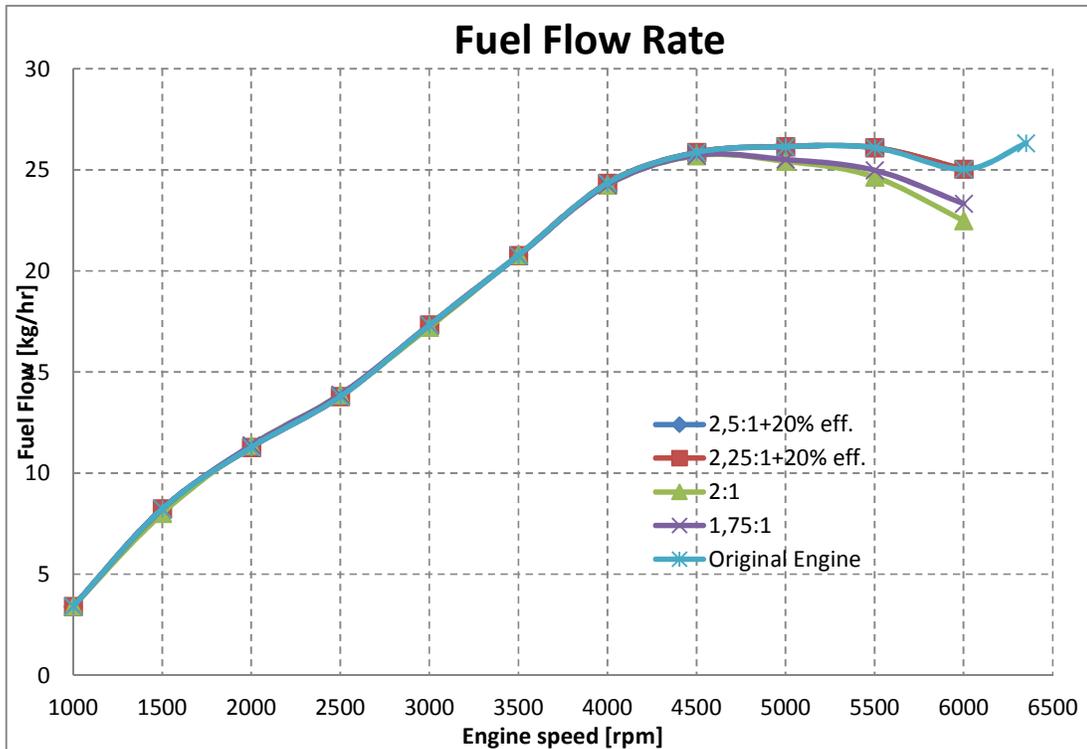
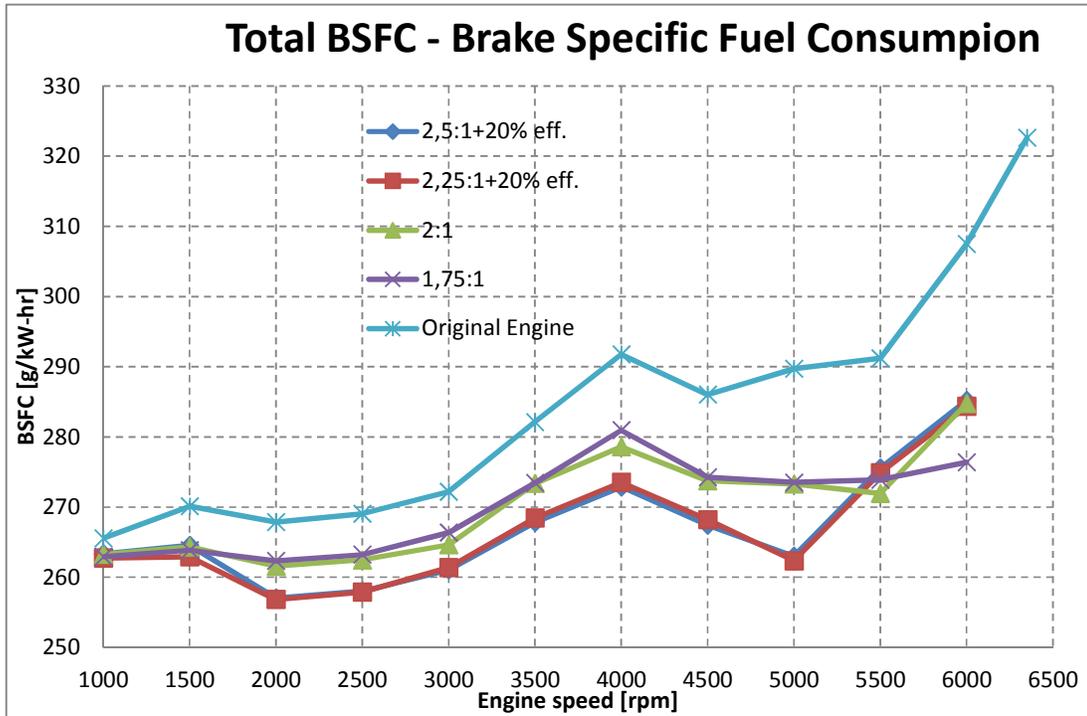
Il motivo dello svolgimento di queste simulazioni è da andare a ricercare nel grafico che riporta l'efficienza delle varie turbine utilizzate. Si osserva che, specialmente per le turbine 2.5:1 e 2.25:1, l'efficienza in alcuni punti si discosta addirittura del 14% come nel caso a 4000 rpm per la turbina 2.5:1.

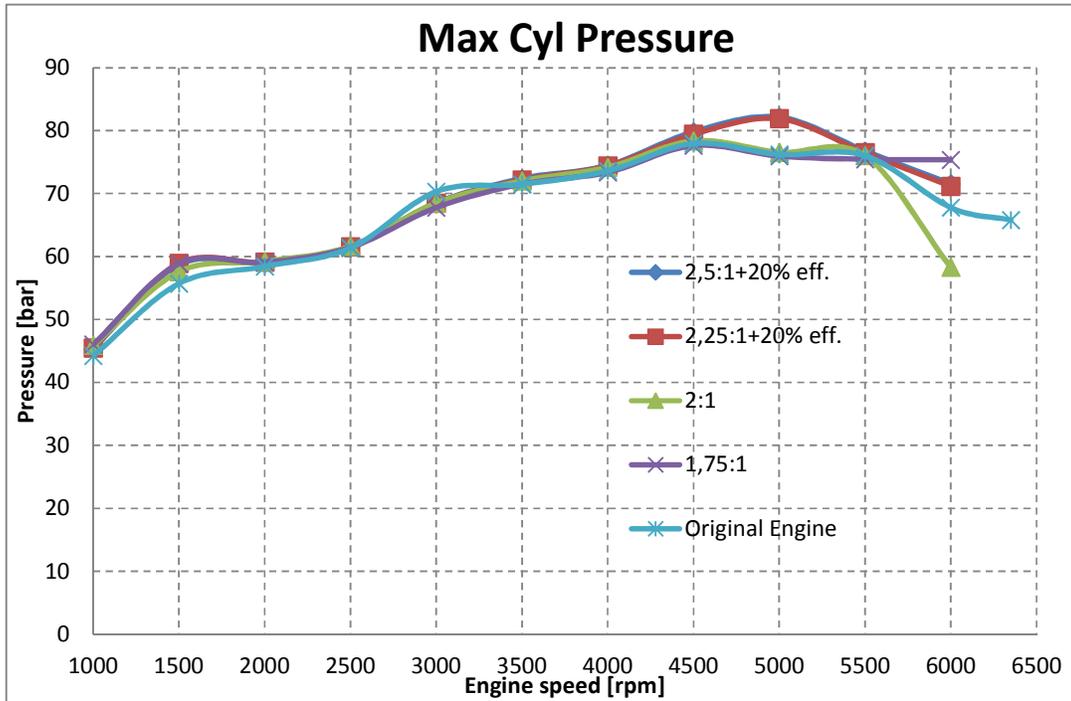
Visto che la turbina è un elemento fondamentale per il recupero dell'energia allo scarico, si vuole capire quanto possa influire la sua efficienza su quella del sistema di recupero globale.

Per rendersi conto visivamente dei risultati sono stati lasciati i grafici che riportano l'andamento dei risultati per le turbine 2:1 e 1.75:1 analizzate in precedenza.

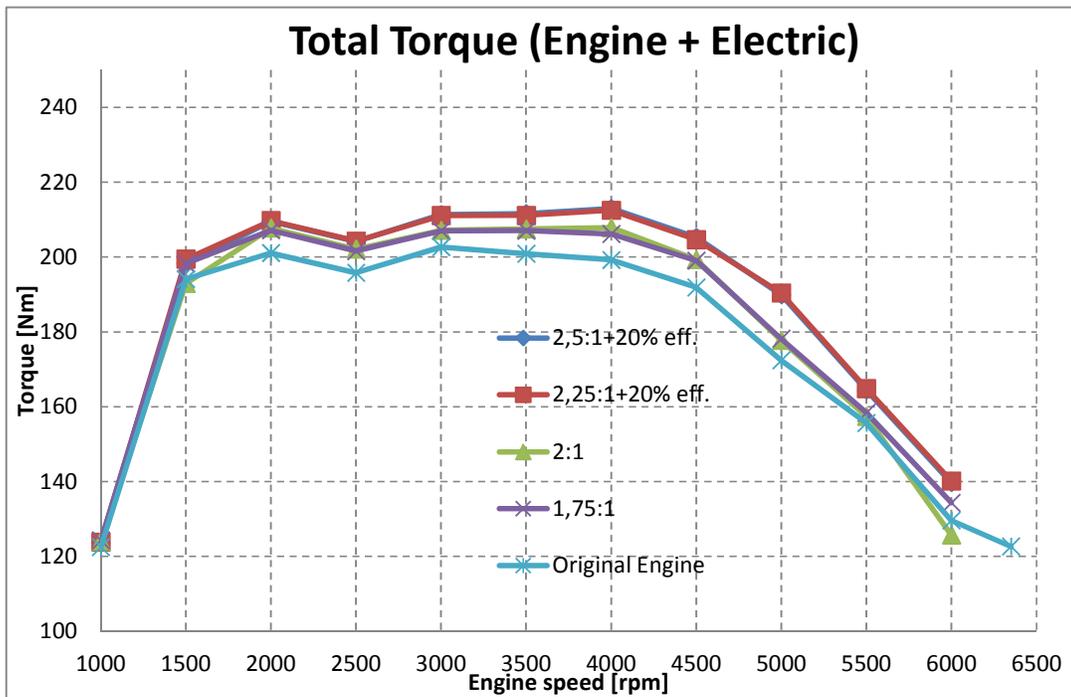


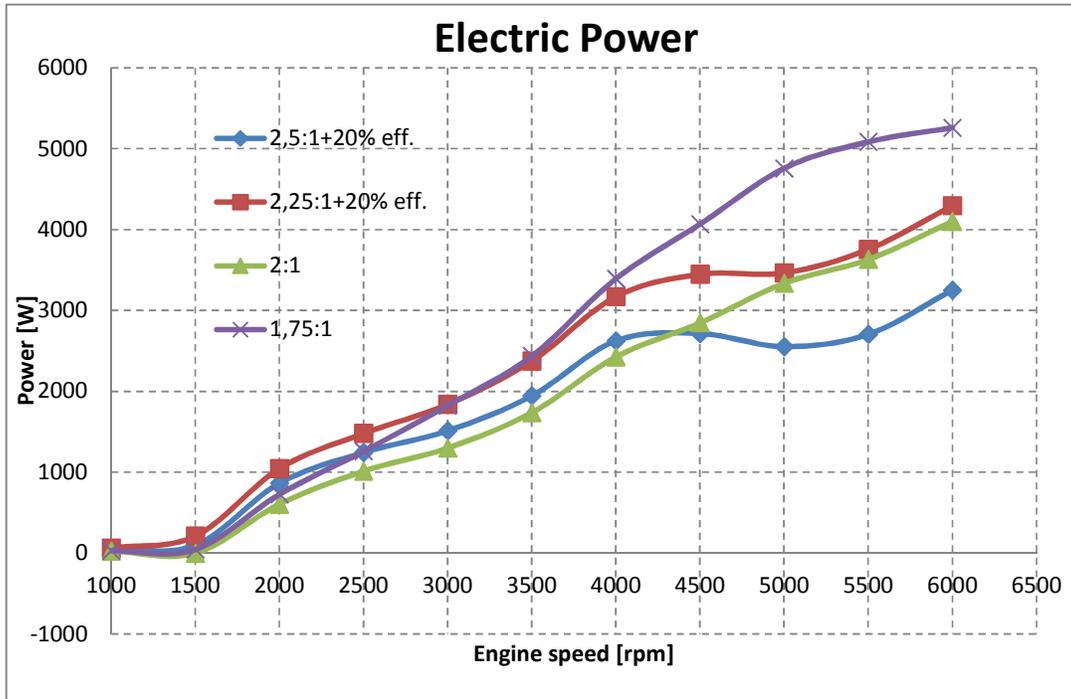




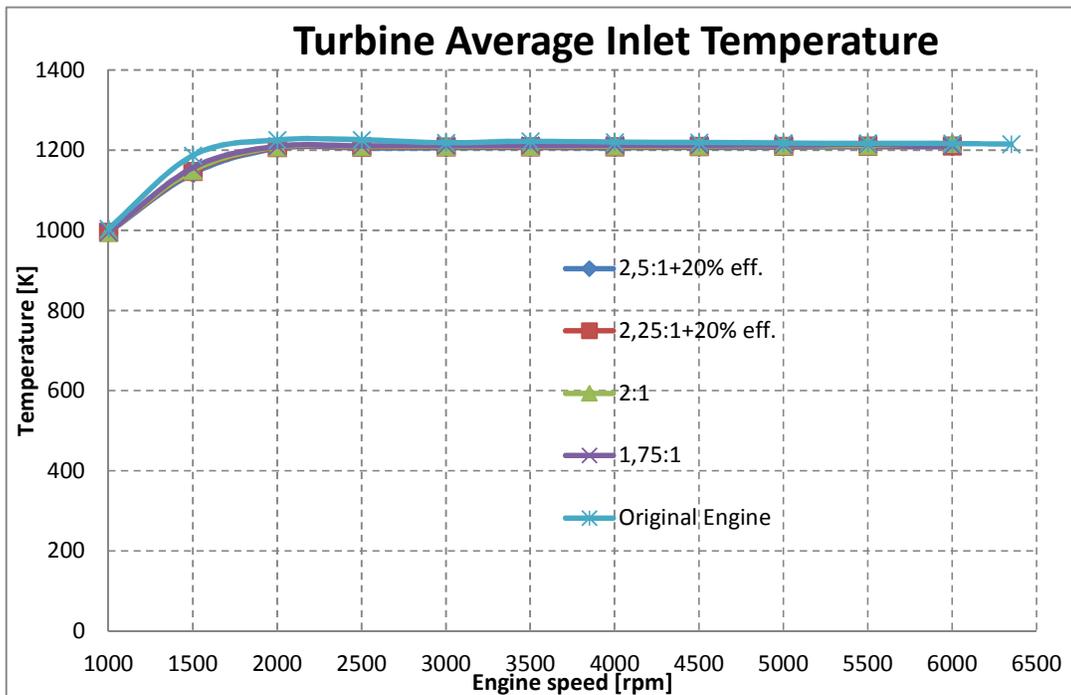


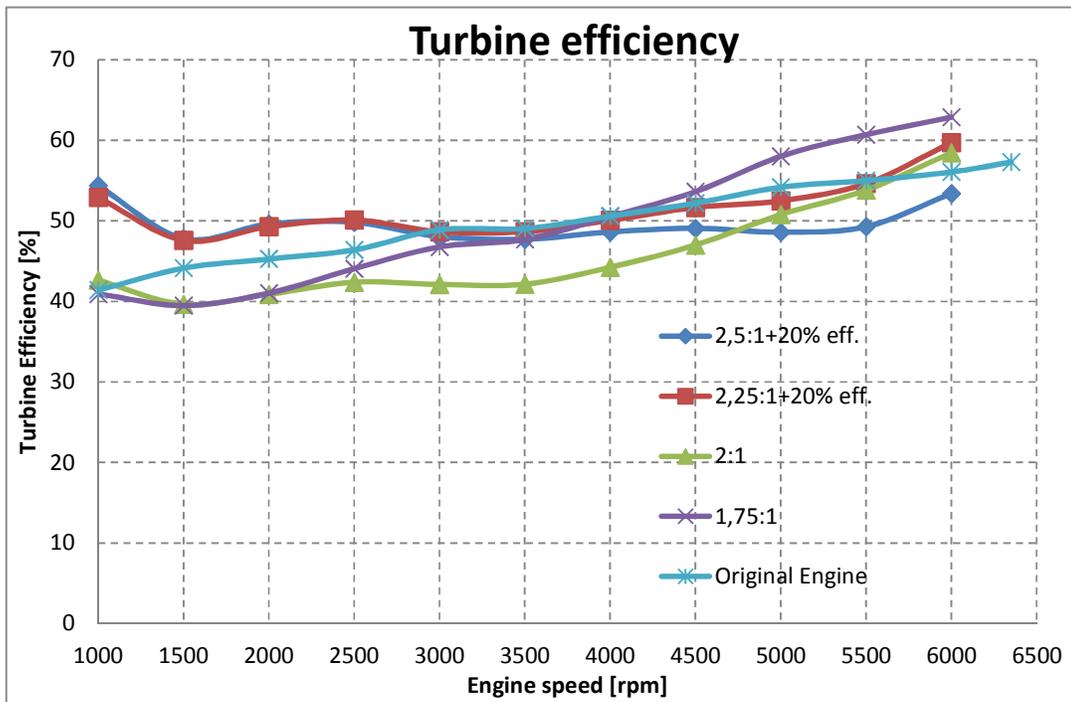
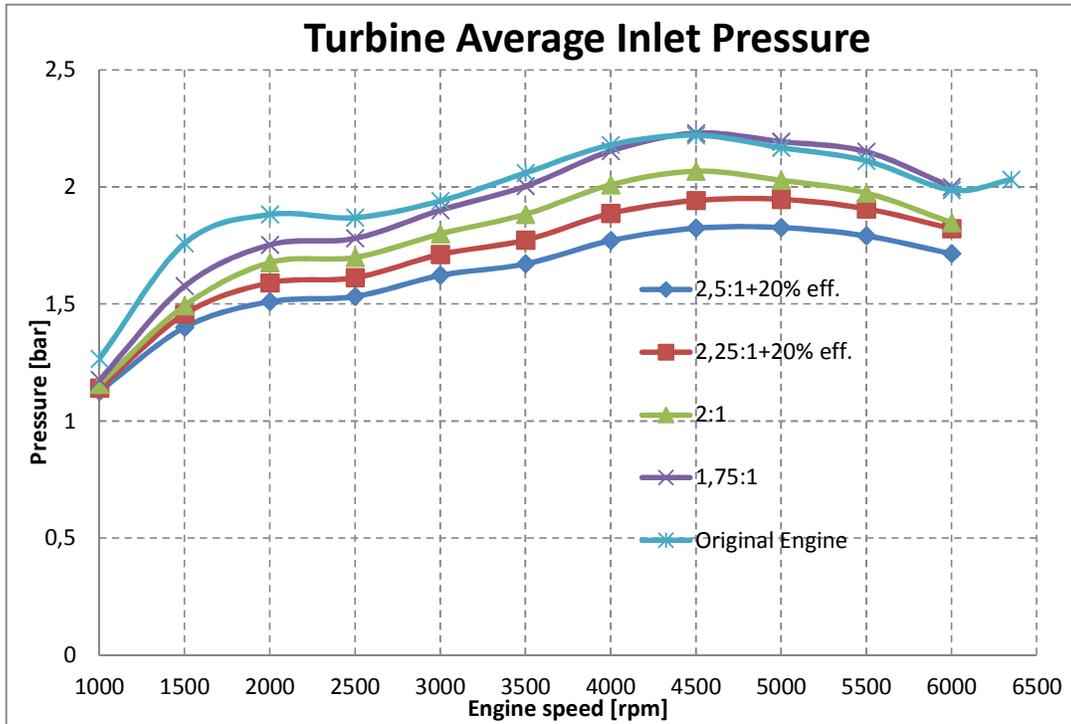
Si riportano i grafici delle prestazioni del motore elettrico:

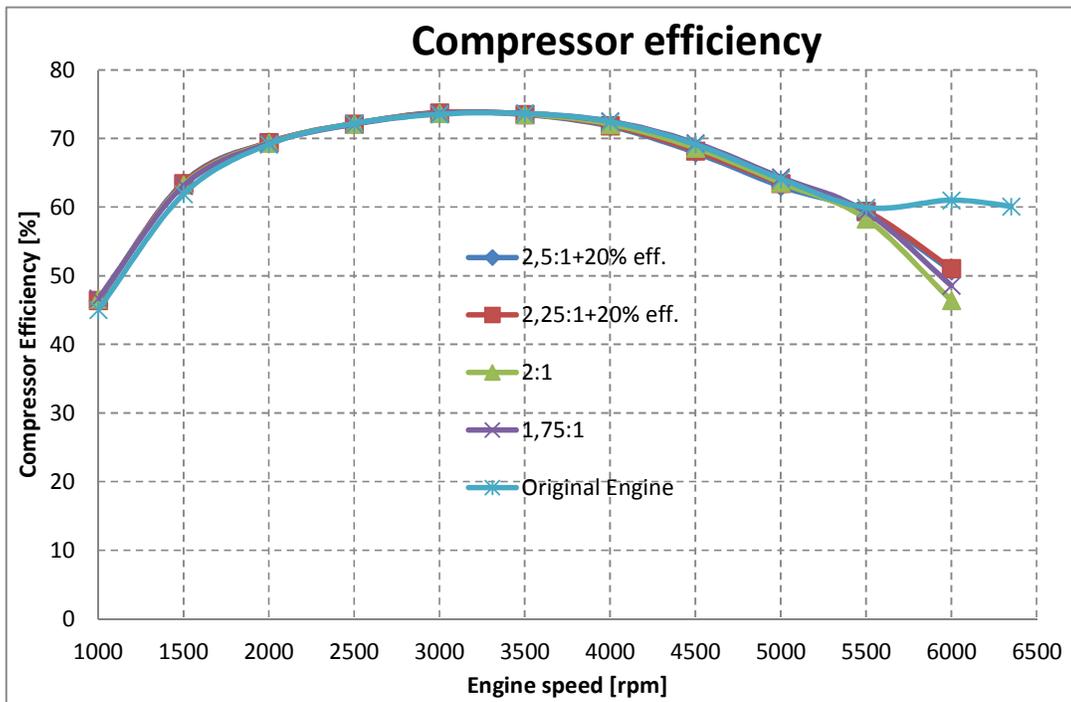
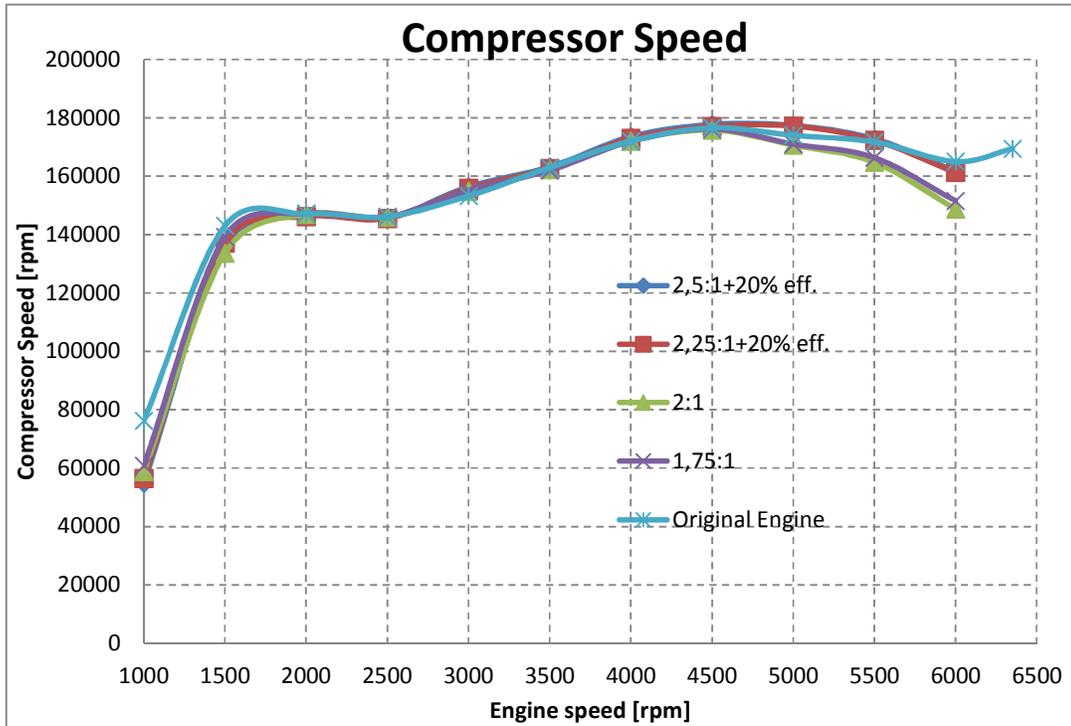


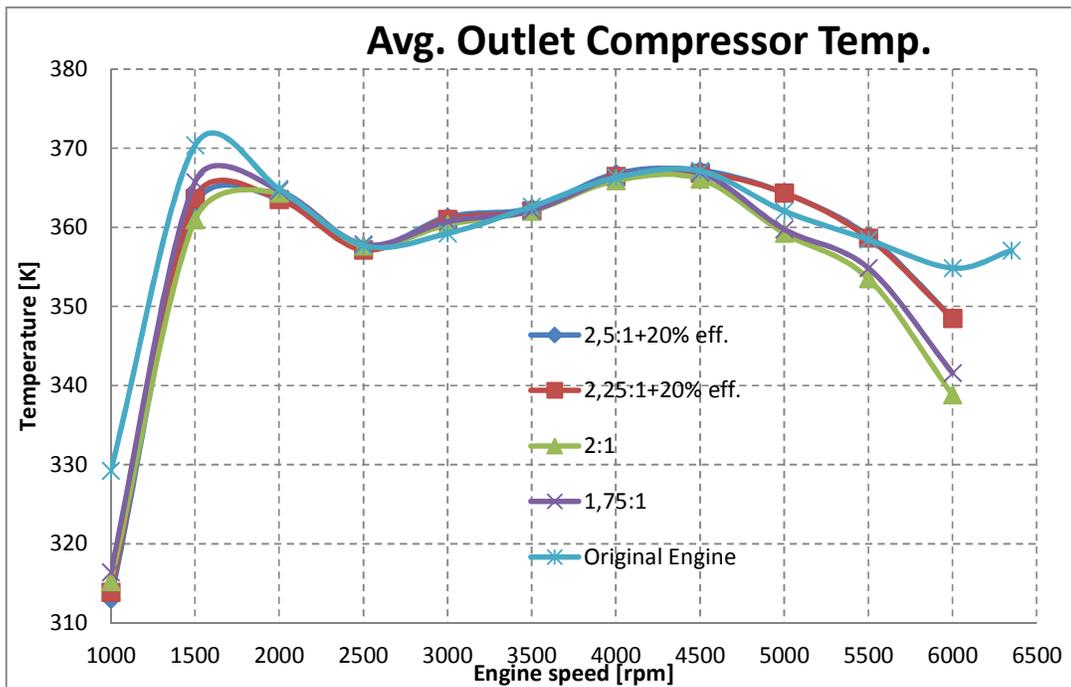
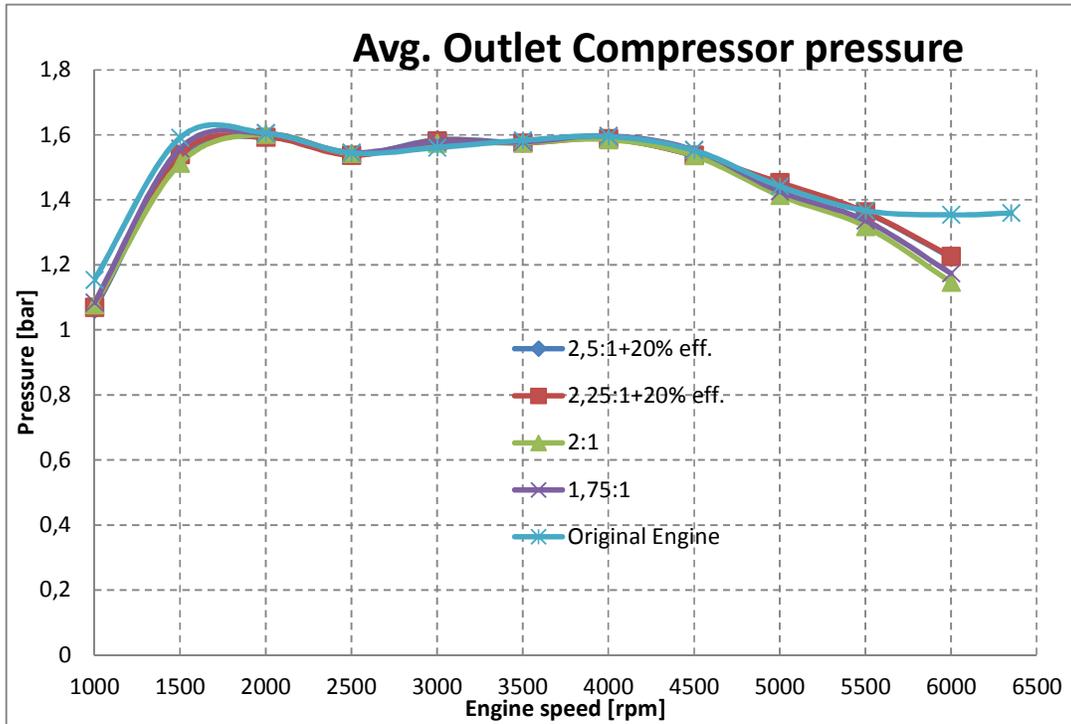


Prestazioni della turbina e del compressore:

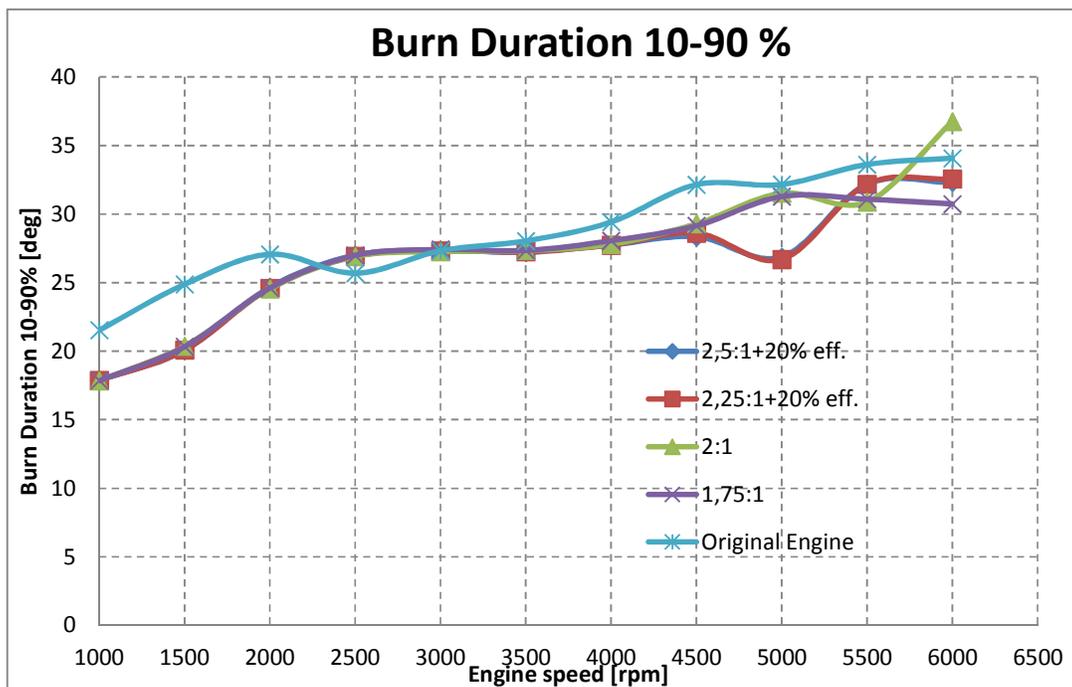
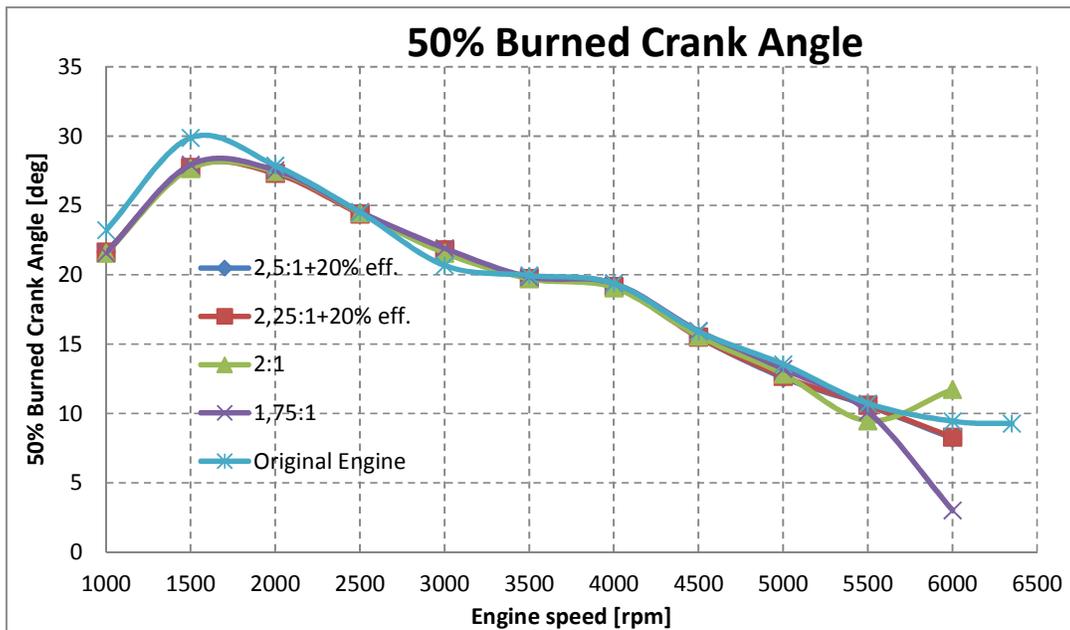


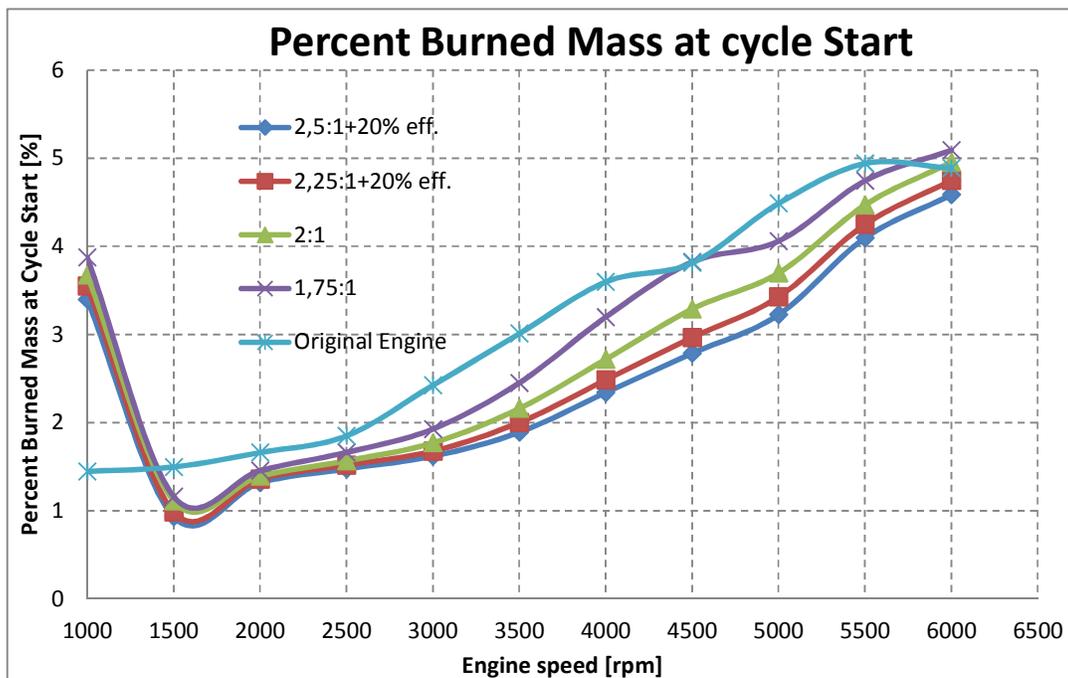
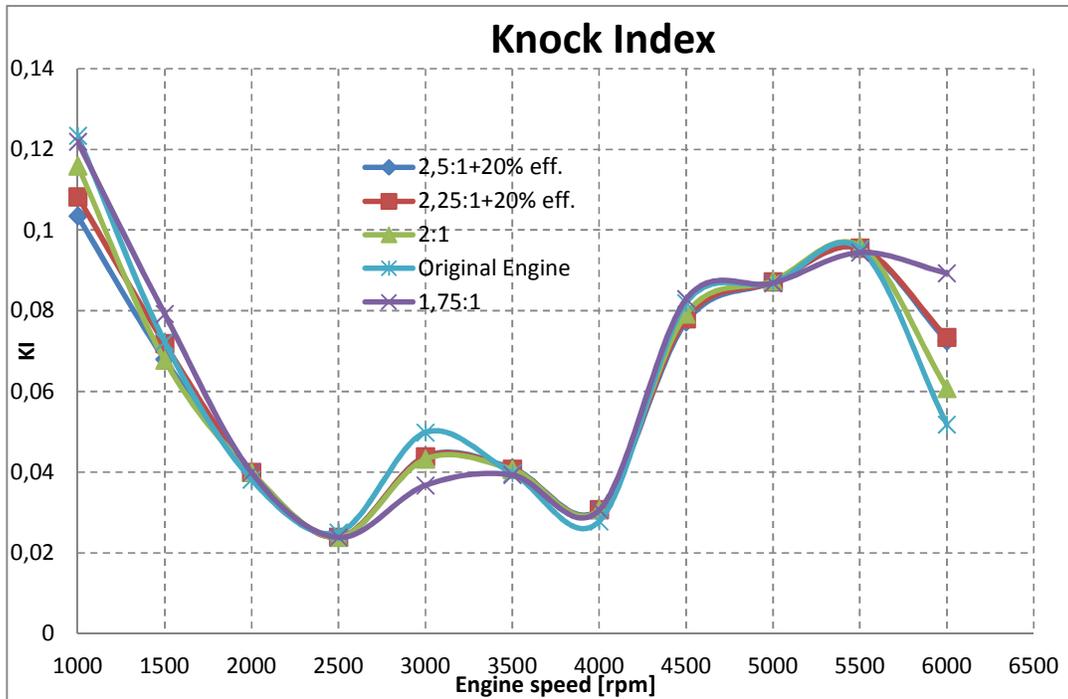


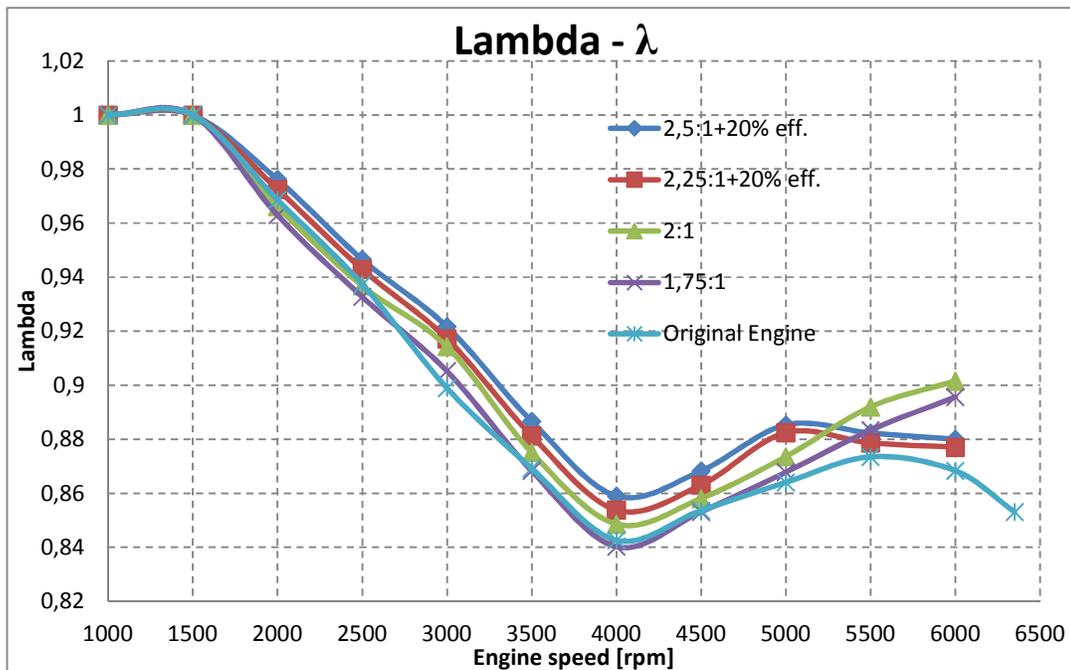




Per ultimi si mostrano i grafici che mostrano alcuni risultati della combustione:







Osservando i grafici che riportano le prestazioni del solo motore elettrico, si nota che qualitativamente i risultati ottenuti con l'efficienza della turbina aumentata del 20% portano un effettivo vantaggio dal punto di vista della coppia totale disponibile all'albero e della potenza elettrica prodotta.

Tralasciando i risultati relativi al motore termico e alla combustione, in quanto rimangono pressoché invariati, si riportano alcuni confronti numerici fra il caso con turbina 2.5:1 ed il rispettivo senza l'incremento dell'efficienza.

Giri motore [rpm]	Potenza el. [W] (+20% eff.)	Potenza el. [W]	Diff.
6000	3250,85	2364,61	<b>+37,4%</b>
5500	2704,44	1655,46	<b>+63,3%</b>
5000	2551,85	1354,57	<b>+88,3%</b>
4500	2712,77	1418,39	<b>+91,2%</b>
4000	2623,73	1383,26	<b>+89,6%</b>
3500	1944,33	950,005	<b>+104,6%</b>
3000	1512,24	708,478	<b>+113,4%</b>
2500	1244,58	600,865	<b>+107,1%</b>
2000	864,702	308,869	<b>+179,9%</b>

Giri motore [rpm]	Coppia totale [Nm]	Coppia totale [Nm]	Diff.
6000	139,718	130,474	<b>+7,08%</b>
5500	164,469	157,523	<b>+4,41%</b>
5000	189,906	185,736	<b>+2,25%</b>
4500	205,255	201,385	<b>+1,92%</b>
4000	213,008	209,561	<b>+1,64%</b>
3500	211,594	208,991	<b>+1,25%</b>
3000	211,352	207,748	<b>+1,73%</b>
2500	204,167	202,667	<b>+0,74%</b>
2000	209,541	208,185	<b>+0,65%</b>

Ed ora quelli per la turbina di dimensioni 2.25:1 :

Giri motore [rpm]	Potenza el. [W] (+20% eff.)	Potenza el. [W]	Diff.
6000	4295,16	3196,84	<b>+34,36%</b>
5500	3755,23	2491,18	<b>+50,74%</b>
5000	3464	2173,6	<b>+59,37%</b>
4500	3446,64	2035,32	<b>+69,34%</b>
4000	3171,18	1845,16	<b>+71,86%</b>
3500	2375,7	1317,1	<b>+80,37%</b>
3000	1838,67	981,686	<b>+87,30%</b>
2500	1480,36	803,502	<b>+84,24%</b>
2000	1044,96	464,964	<b>+124,74%</b>

Giri motore [rpm]	Coppia totale [Nm]	Coppia totale [Nm]	Diff.
6000	140,148	122,26	<b>+14,63%</b>
5500	164,867	157,305	<b>+4,81%</b>
5000	190,39	183,903	<b>+3,53%</b>
4500	204,657	200,582	<b>+2,03%</b>
4000	212,491	208,832	<b>+1,75%</b>
3500	211,11	208,326	<b>+1,34%</b>
3000	211,09	207,331	<b>+1,81%</b>
2500	204,251	202,61	<b>+0,81%</b>
2000	209,718	208,1	<b>+0,78%</b>

Dai dati ottenuti si osserva che per entrambe le dimensioni della turbina si ha un netto guadagno di potenza elettrica prodotta. In particolare si può affermare che tale guadagno è molto sentito ai bassi regimi di rotazione dove, senza le simulazioni con un'efficienza più alta, si avrebbero i vantaggi minori del sistema di recupero. Un guadagno significativo lo si nota anche nella coppia totale dove si guadagna in tutti i regimi di rotazione, ma questa volta, a causa

della scelta fatta su come utilizzare l'energia prodotta dal motore elettrico, i guadagni significativi si hanno agli alti regimi di rotazione.

Oltre al fatto di riuscire a trovare una corretta dimensione della turbina, risulta quindi evidente come anche la sua efficienza giochi un ruolo fondamentale per un corretto ed efficiente funzionamento del sistema di recupero.

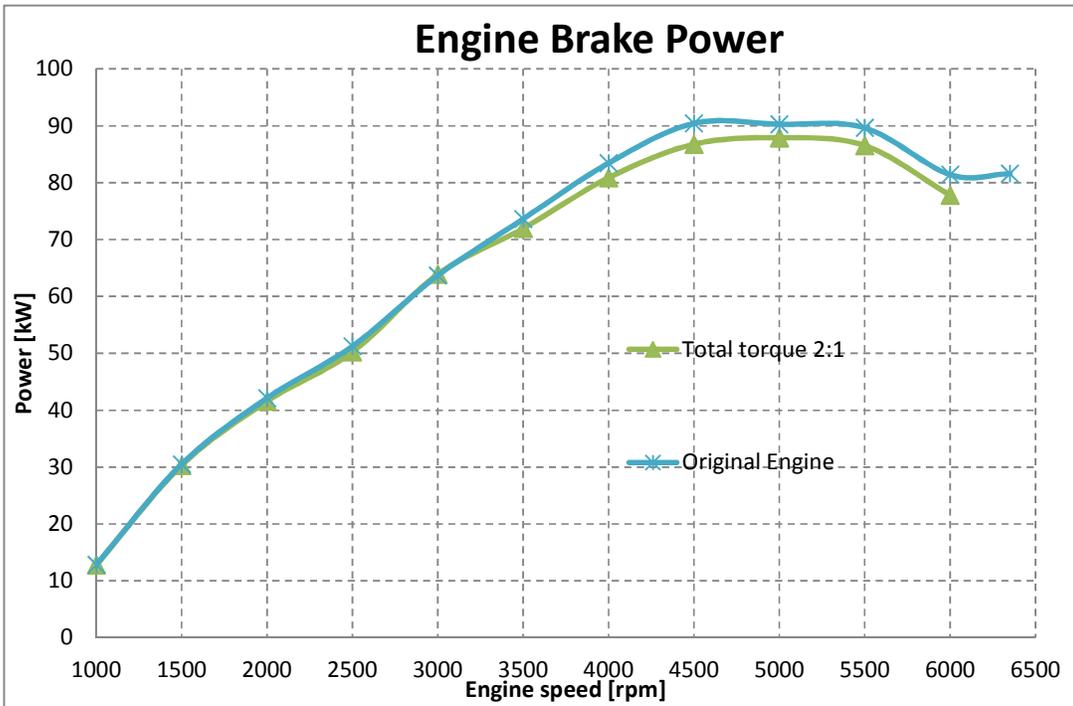
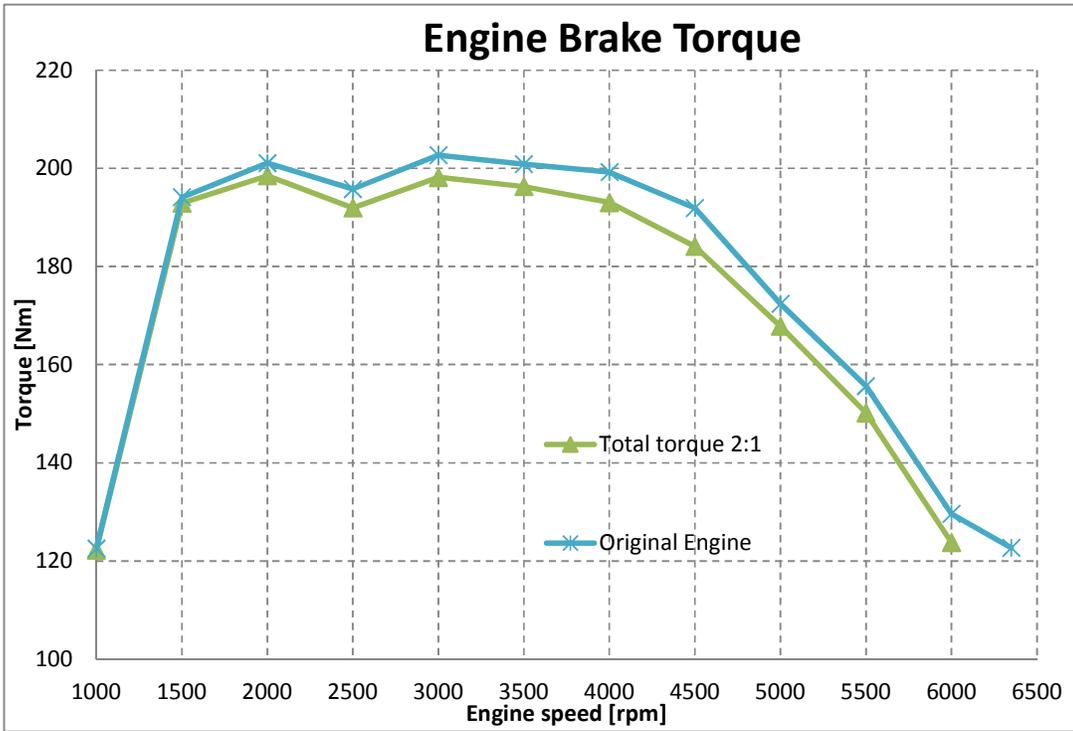
### **3.4 - Simulazioni con controllo sulla coppia totale erogata**

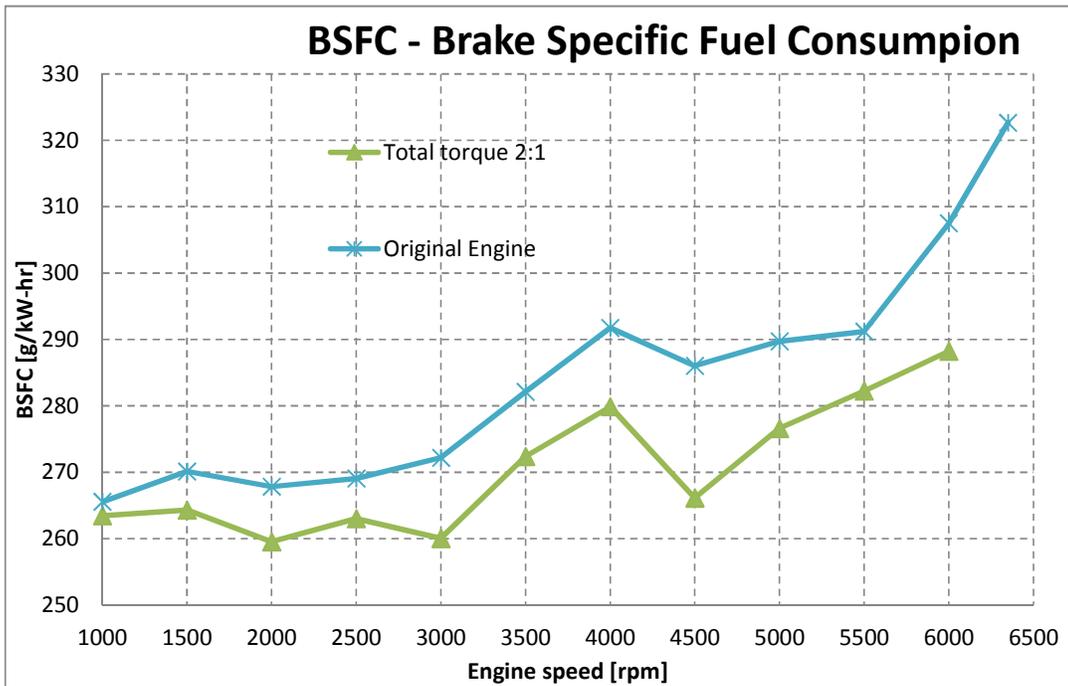
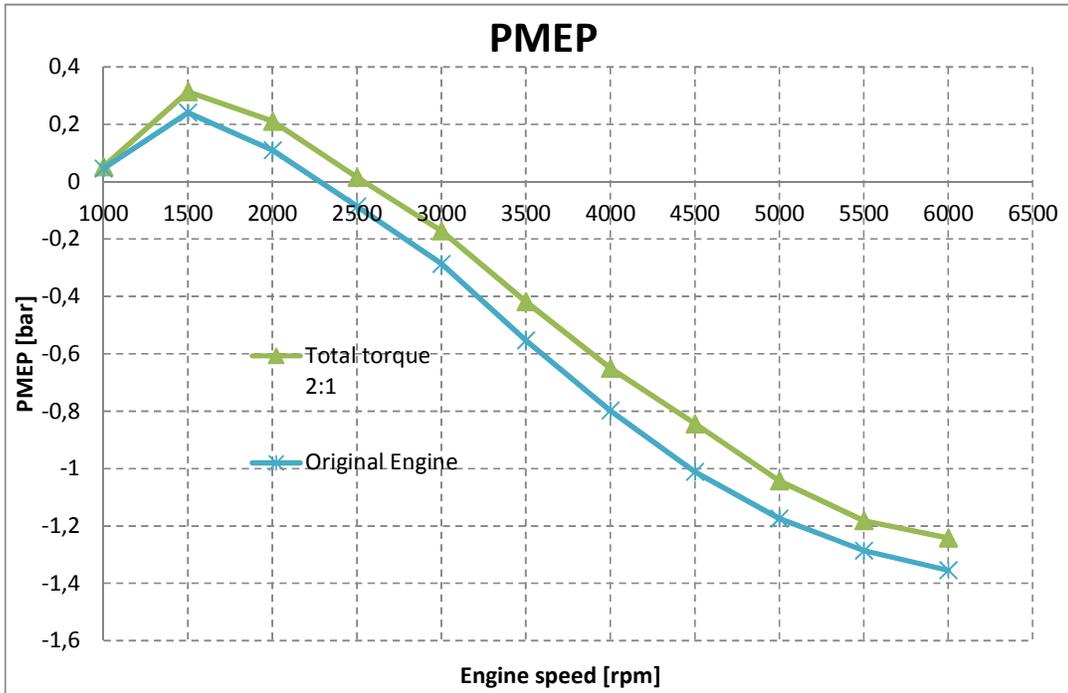
Fino ad ora per tutte le simulazioni effettuate è stato adottato, come controllo del motore elettrico, il sistema numero uno esposto nel paragrafo 1.3 , cioè controllare il motore mantenendo come target il consumo orario di combustibile. Ora invece si vuole analizzare il comportamento del sistema E-Turbo applicando il controllo sul motore elettrico spiegato al punto due, cioè imponendo come obiettivo del PID la curva di coppia a pieno carico.

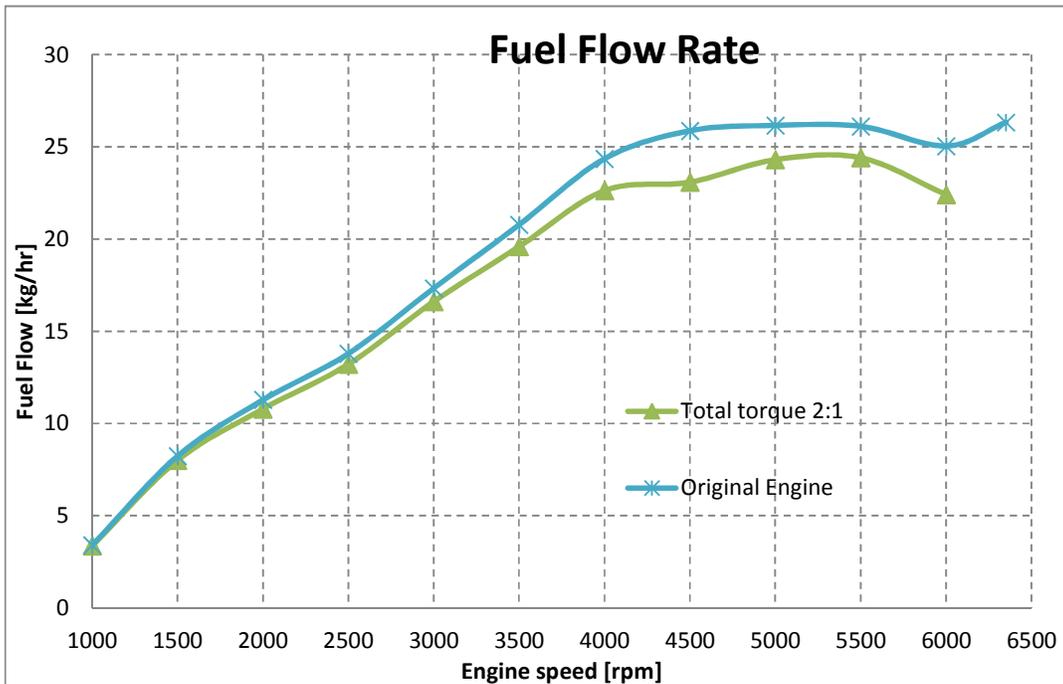
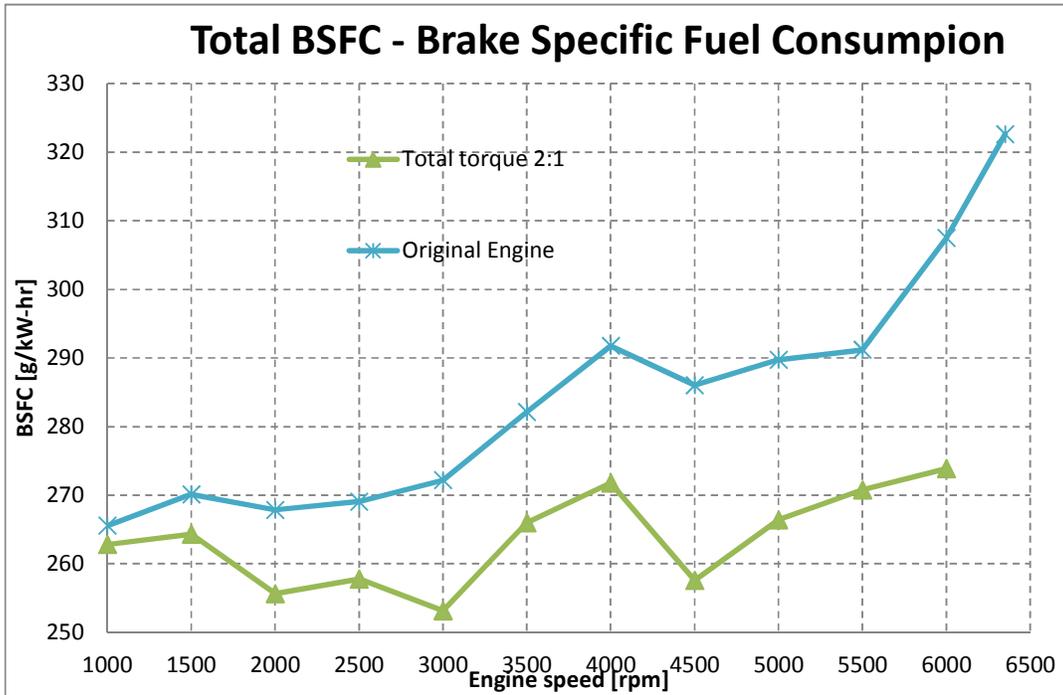
Come spiegato in precedenza, tale approccio serve per verificare quanto il sistema E-Turbo sia in grado di far risparmiare in termini di consumi. Per far ciò, come variabile di target al PID di controllo del motore elettrico è stata posta la coppia totale. In questo modo il sistema inseguirà un obiettivo di coppia uguale a quella del solo motore termico, ma la variabile di retroazione del controllore sarà quella totale. Per inseguire tale obiettivo, il motore termico dovrà erogare una coppia minore dato che quello elettrico sarà in funzione. Il risultato di tale schema sarà quello di ottenere una minore richiesta di combustibile dal sistema di controllo del motore. Sarà quindi così possibile valutare la differenza di consumo rispetto al caso base col solo motore termico.

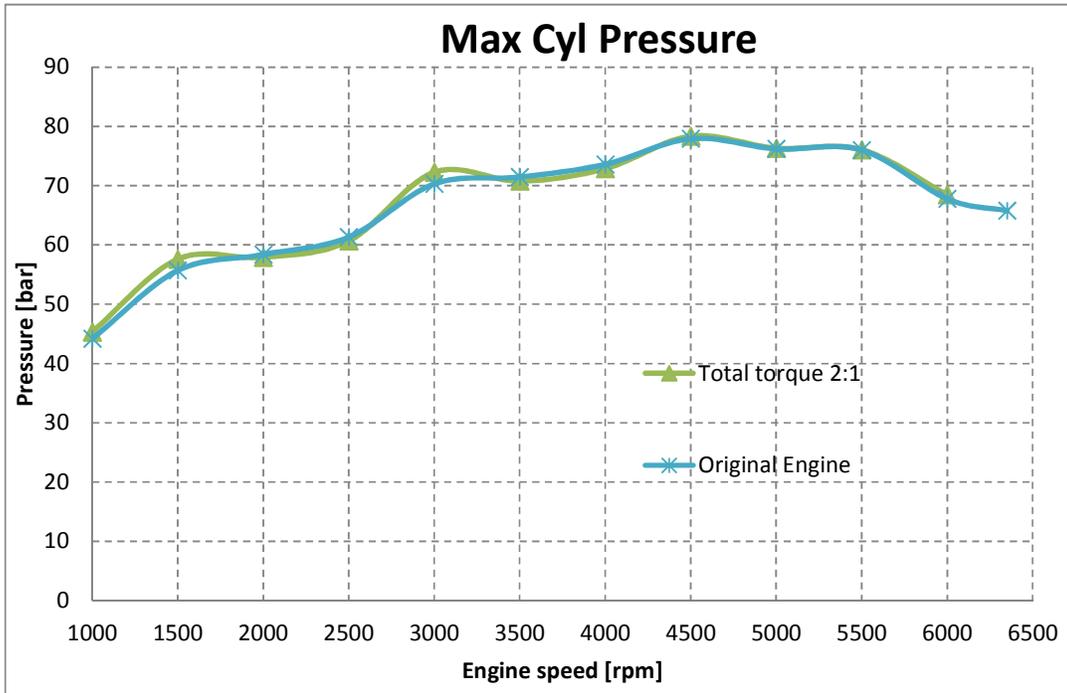
Per questa tipologia di controllo è stato deciso, alla luce dei risultati precedenti, di scegliere per le simulazioni solamente la turbina di dimensione 2:1, in quanto sembra la più adatta al layout del motore. Per tutto il resto, lo schema del motore è stato mantenuto uguale ai precedenti casi analizzati.

Si espongono ora i grafici relativi alle prestazioni del motore termico:

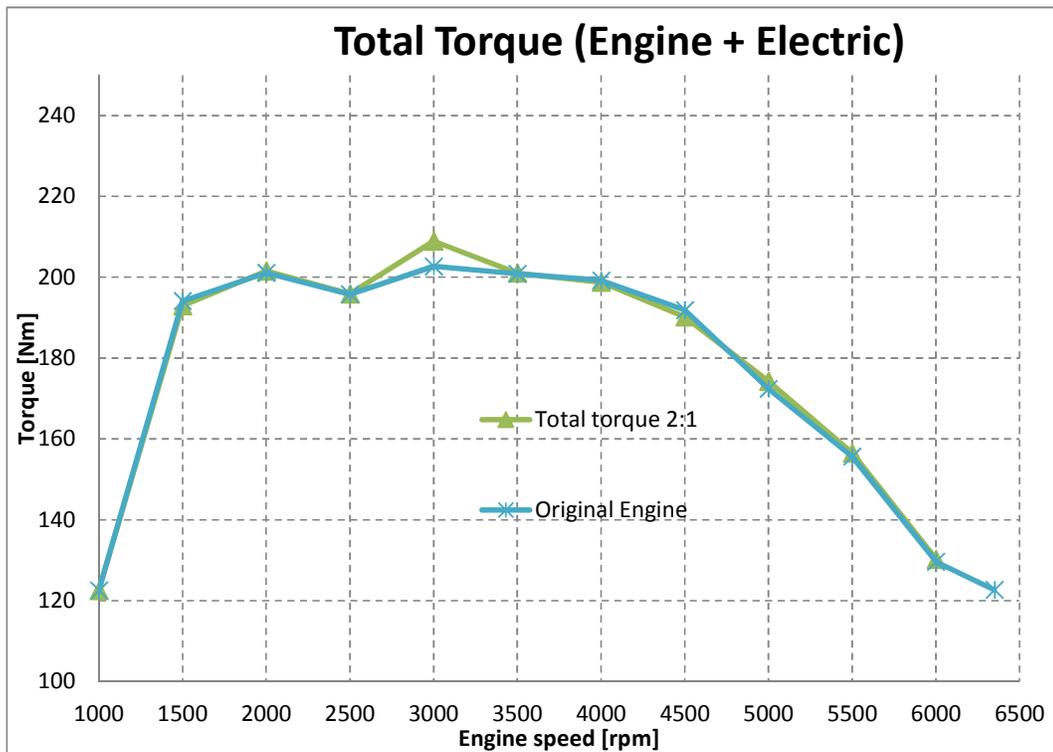


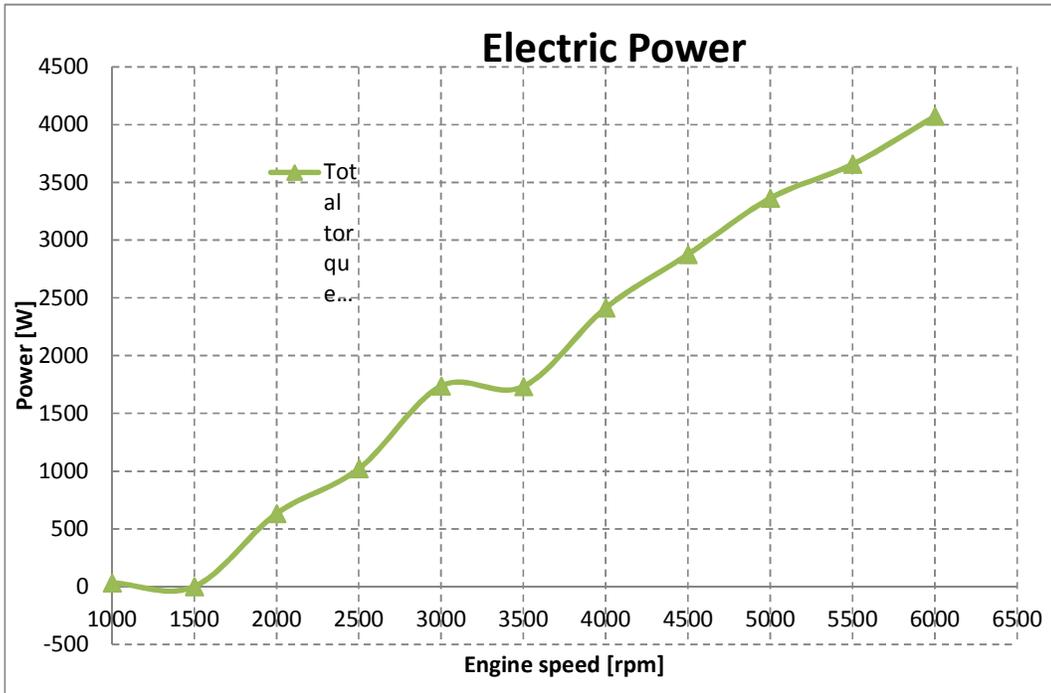




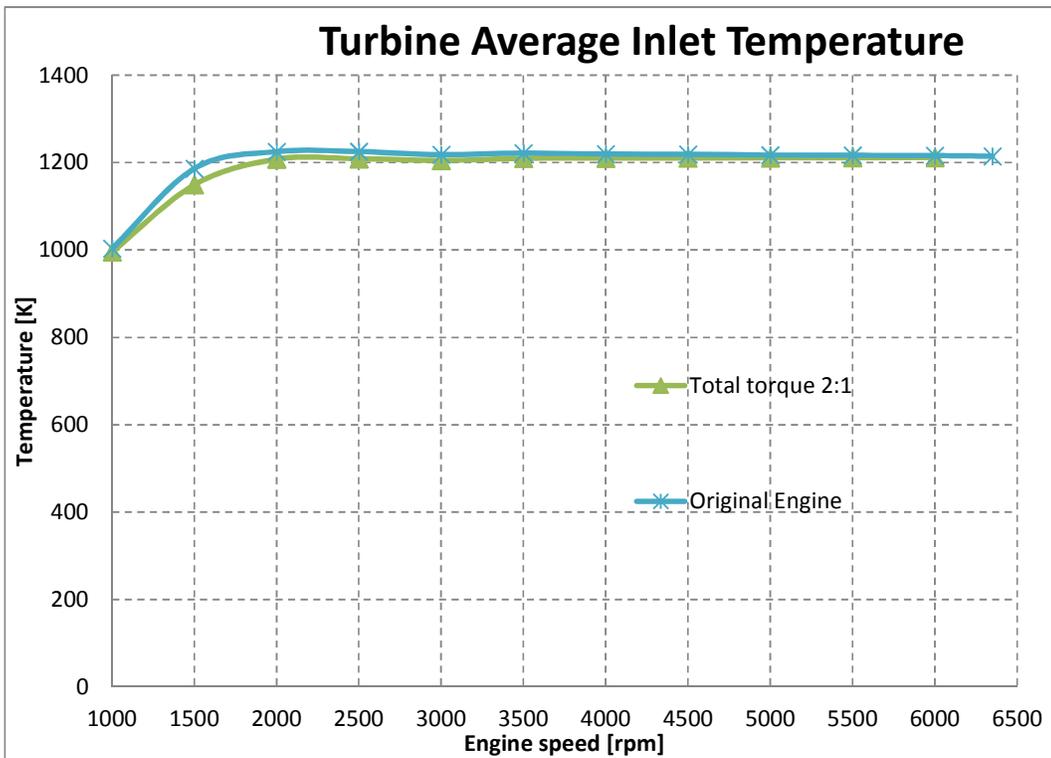


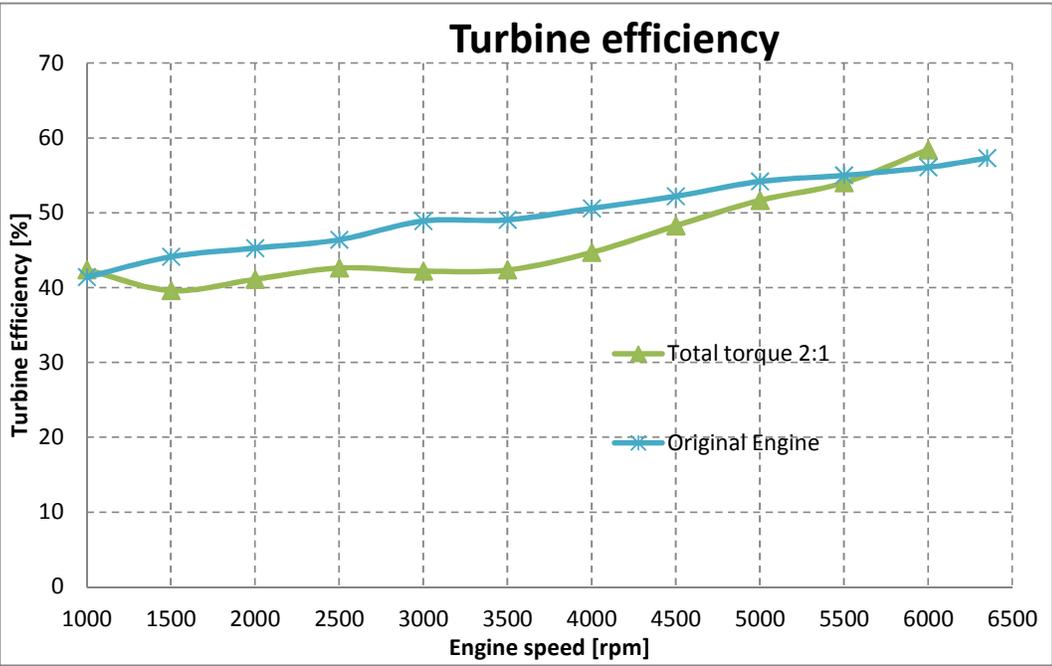
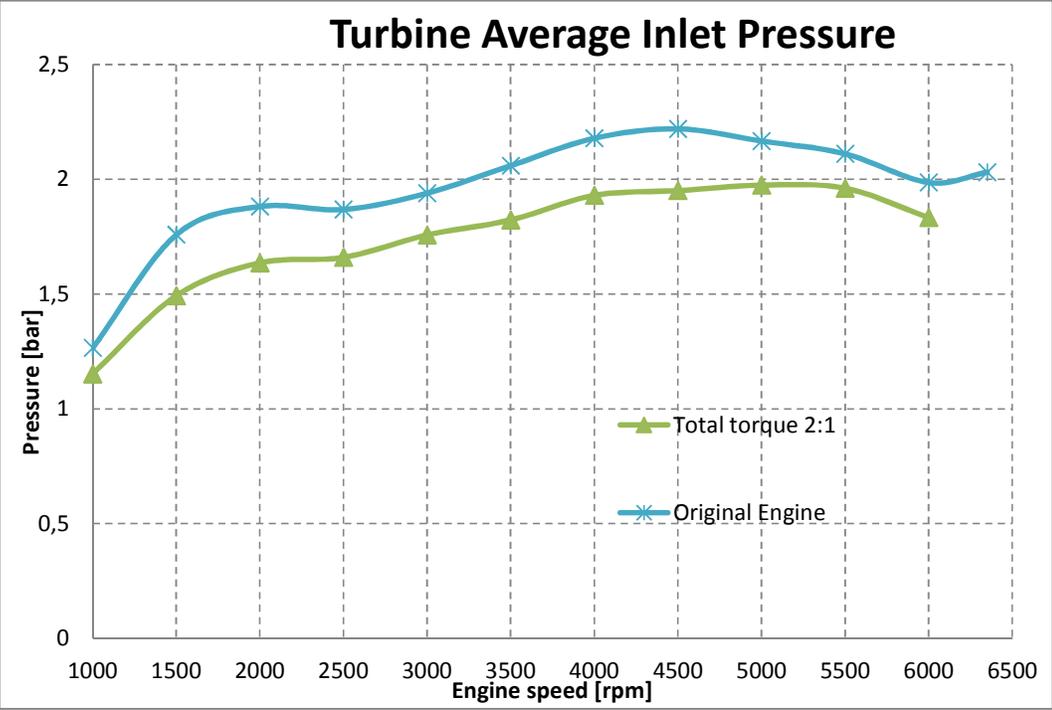
Grafici relativi alle prestazioni del motore elettrico:

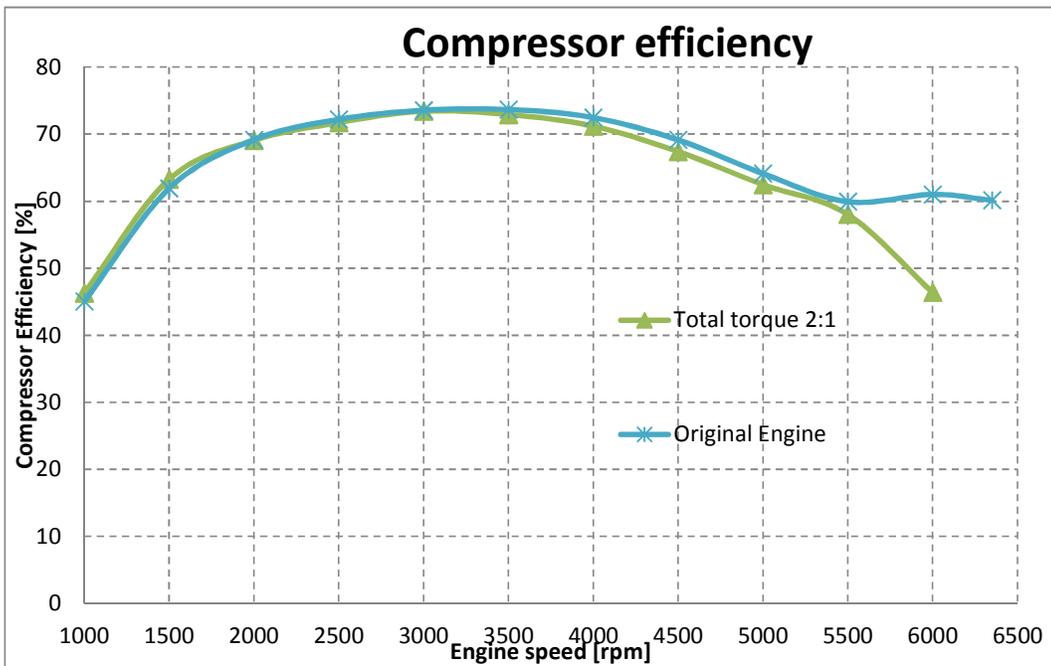
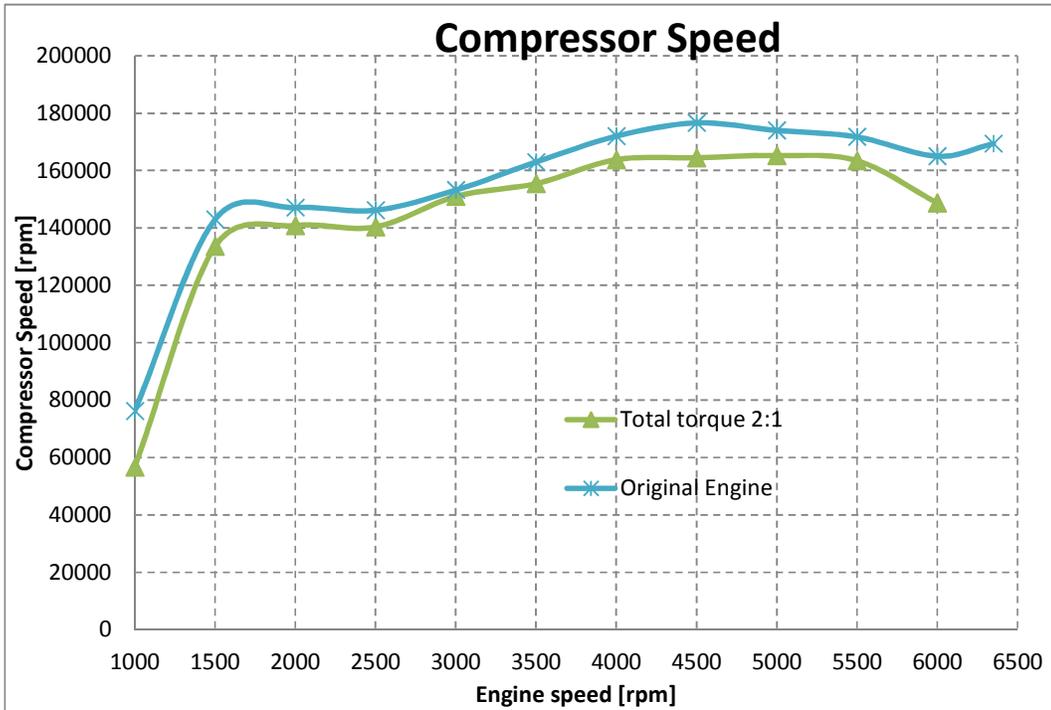


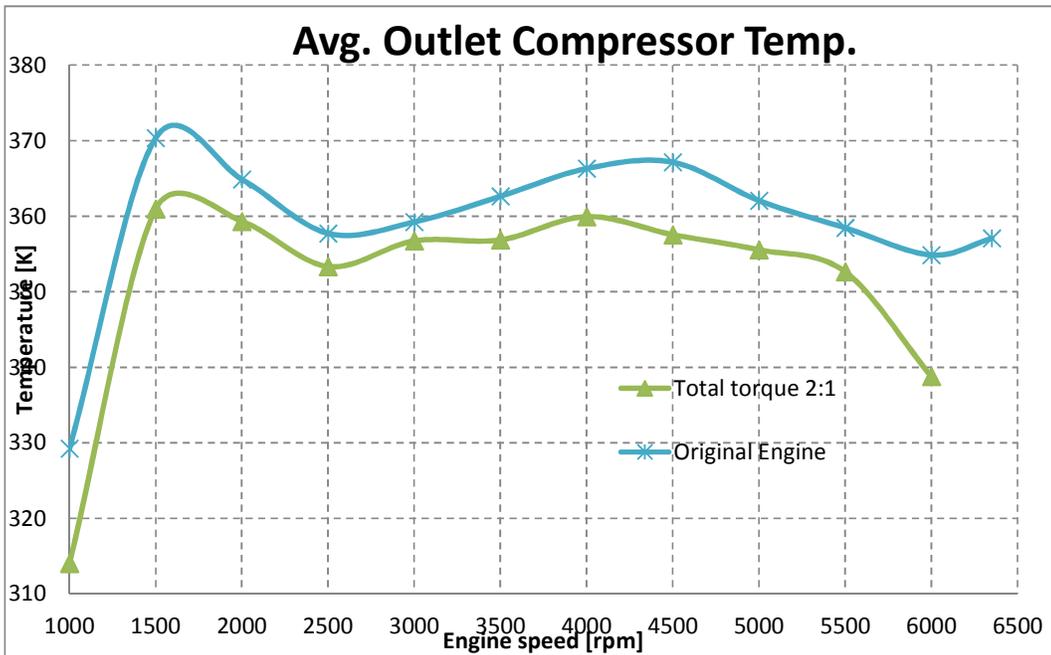
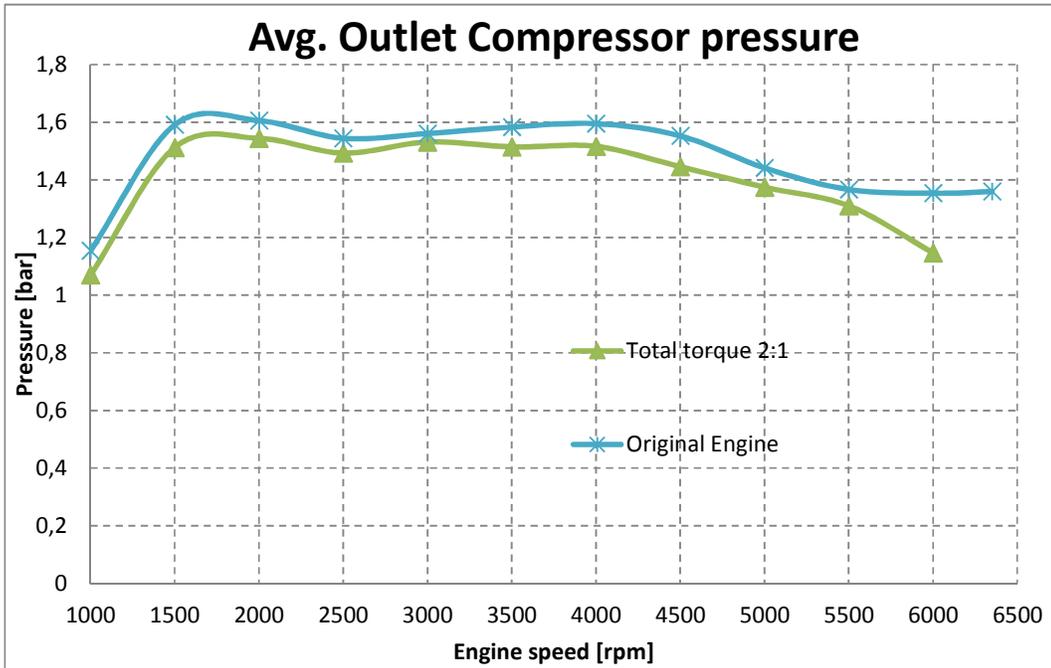


Prestazioni di turbina e compressore:

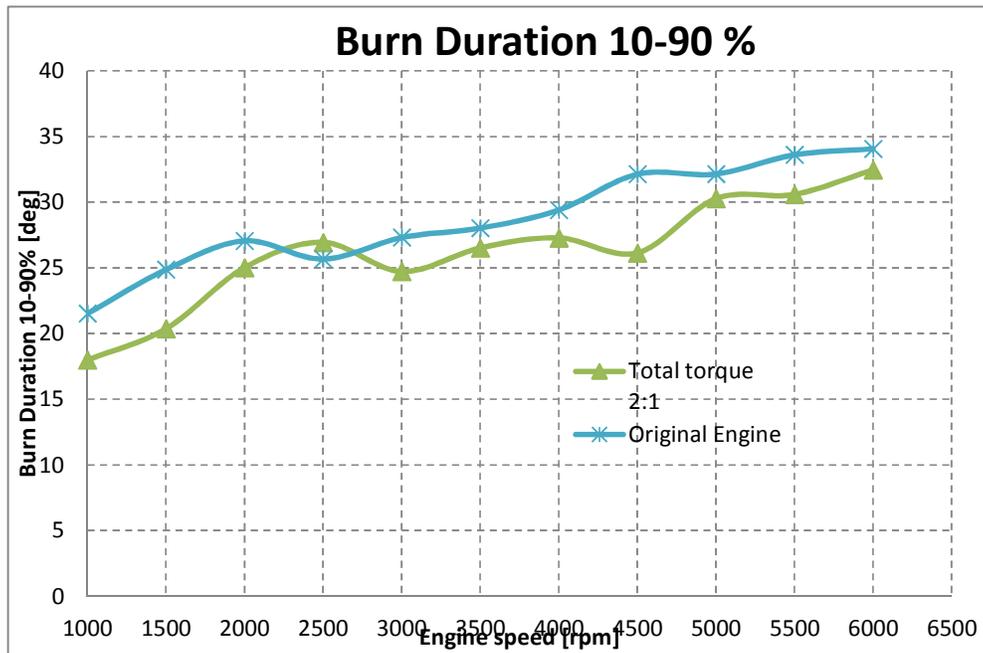
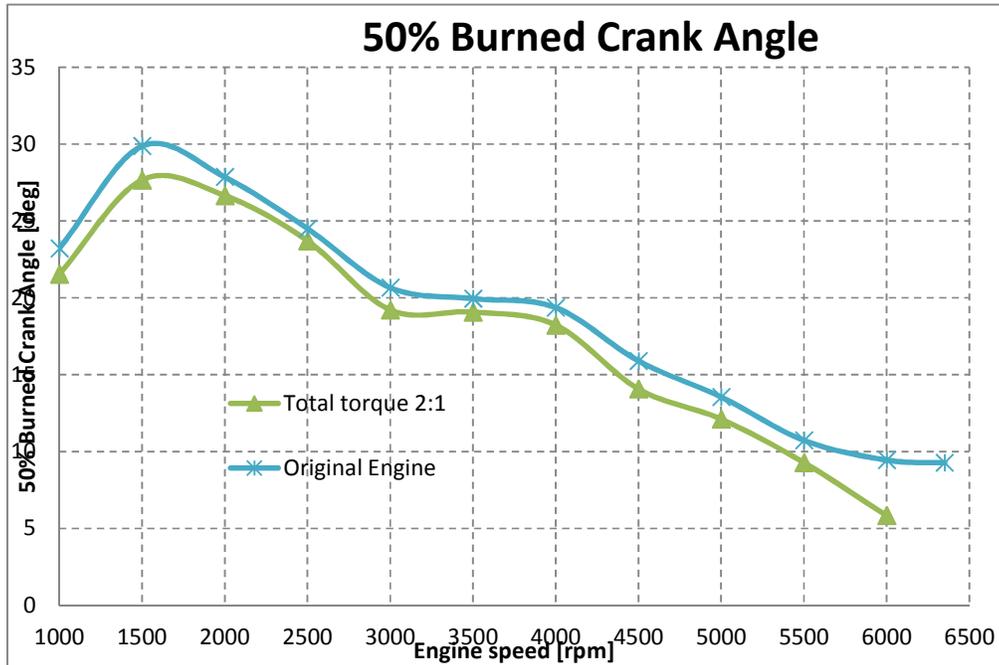


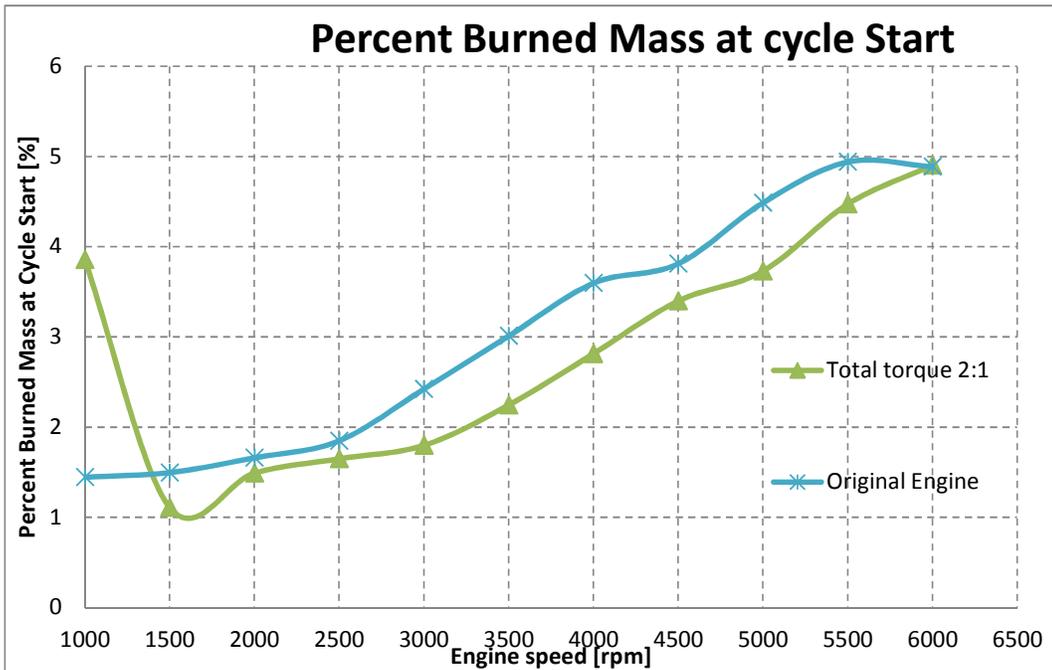
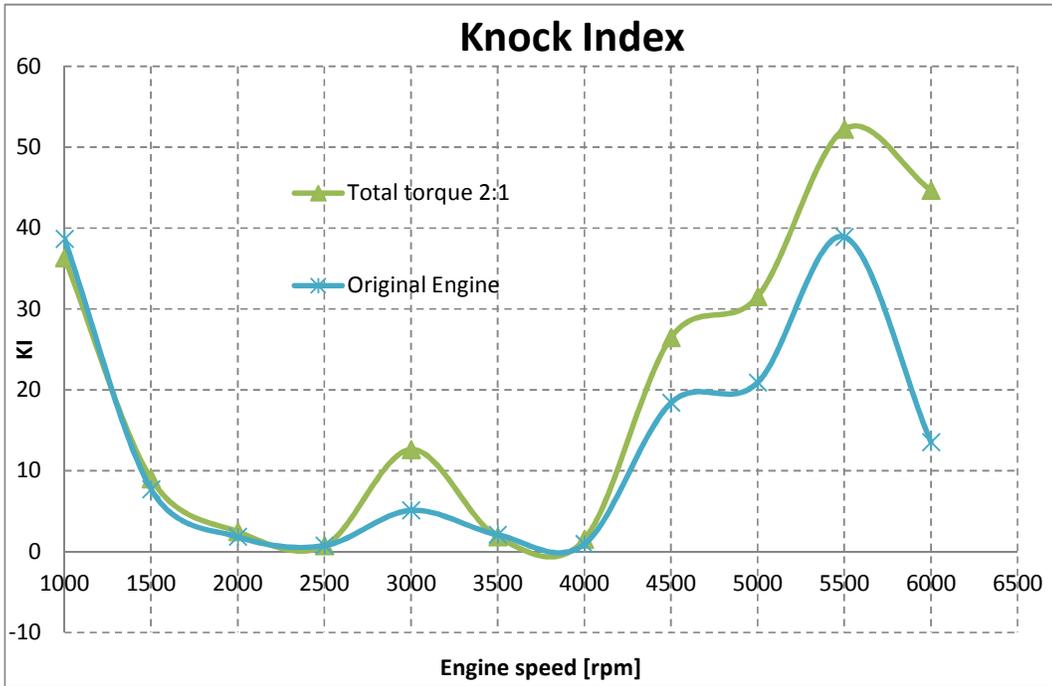


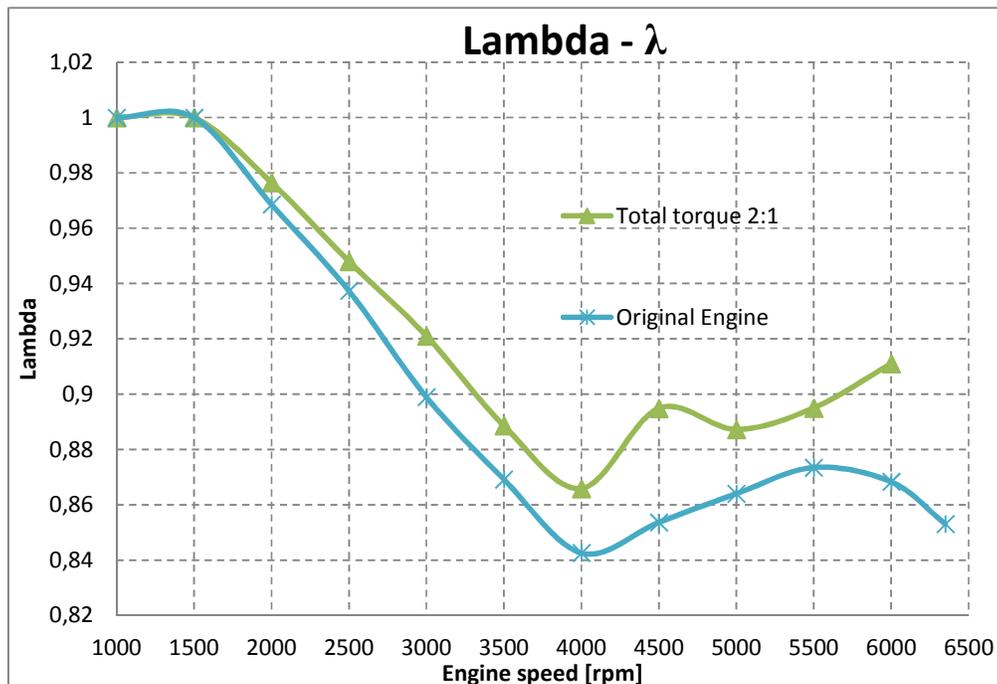




Risultati della combustione:







Dai grafici che riportano le prestazioni del motore termico, osservando la coppia totale, si nota come il sistema di controllo sul motore elettrico stia agendo correttamente. Tutta la curva di coppia motore col sistema E-Turbo risulta più spostata verso il basso, mentre se si osserva la coppia totale si ha, per le due tipologie di motore, lo stesso risultato. Ciò significa che la configurazione dotata del sistema E-Turbo sta erogando la stessa coppia del motore base, ma con un contributo minore da parte del motore termico, compensato dall'apporto di coppia derivante dal motore elettrico.

Tutto ciò, osservando il grafico della portata benzina, porta ad una riduzione del consumo di combustibile, quantificabile in:

Engine speed [rpm]	Fuel flow base [kg/s]	Fuel flow E-Turbo [kg/s]	Diff %
6000	0,006954917	0,006226639	<b>-10,47%</b>
5500	0,007250944	0,006780917	<b>-6,485%</b>
5000	0,007264417	0,006752667	<b>-7,04%</b>
4500	0,007184861	0,006413333	<b>-10,74%</b>
4000	0,006762944	0,006286611	<b>-7,04%</b>
3500	0,005769806	0,005443973	<b>-5,65%</b>
3000	0,004814528	0,004804667	<b>-0,21%</b>
2500	0,003830694	0,003671806	<b>-4,15%</b>
2000	0,003133611	0,00299725	<b>-4,35%</b>
1500	0,002287847	0,00225217	<b>-2,74%</b>
1000	9,46E-04	9,37E-04	<b>-1,02%</b>

Tralasciando il caso a 3000 rpm in quanto presenta alcune oscillazioni al termine della simulazione, si nota un importante risparmio da punto di vista dei consumi che va dal 10,74% fino all'1,02% a 1000 rpm direttamente proporzionale alla velocità di rotazione del motore.

Un guadagno altrettanto significativo, grazie ad una minore portata di combustibile, è evidenziato nel grafico del consumo specifico che va dal 6,26% a 6000 rpm fino al 0.78 % a 1000 rpm, mentre per gli stessi punti nel grafico del consumo specifico totale si ha un guadagno del 10,9% e del 1,04% rispetto al caso base.

I benefici della riduzione dei consumi rispetto al caso base si notano anche nei risultati della combustione. È infatti possibile far girare il motore con un valore del lambda più alto, si nota anche una durata inferiore per la combustione ed una posizione del 50% di massa bruciata più anticipata rispetto al caso base. Ciò comporta vantaggi in termini di coppia erogata e di efficienza globale del motore termico. Anche in questo caso, come in quello precedente, la turbina di dimensioni 2:1 garantisce una percentuale di gas combusti minore in camera di combustione, grazie ad una minore pressione di ingresso turbina.

Anche in questo caso l'efficienza della turbina risulta leggermente inferiore rispetto al caso base, ma non così inferiore come si era riscontrato per le turbine di dimensioni 2,5:1 e 2,25:1, per le quali si è reso necessario un ulteriore approfondimento da questo punto di vista. È quindi plausibile supporre, alla luce di questo risultato, che sarebbe possibile incrementare ulteriormente i vantaggi appena visti sui consumi con una turbina adeguata al layout.

### 3.5 – Simulazioni con turbina VGT

Tutte le simulazioni fatte finora sono relative a una turbina a geometria fissa, nella quale è stata chiusa la valvola Wastegate per simulare il comportamento del motore dotato del sistema E-Turbo.

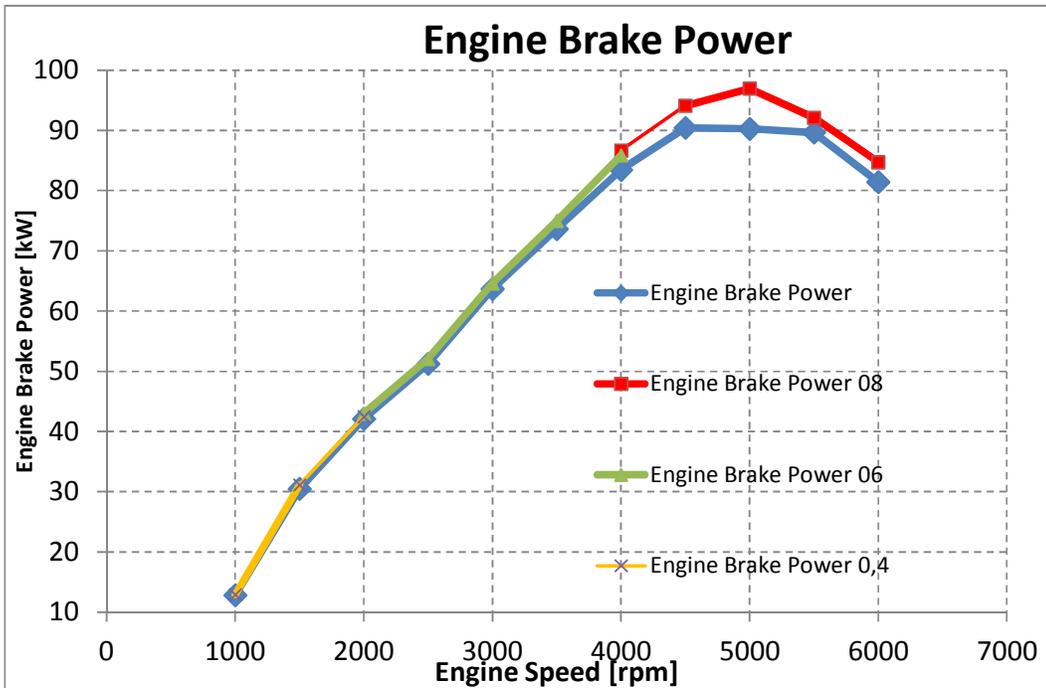
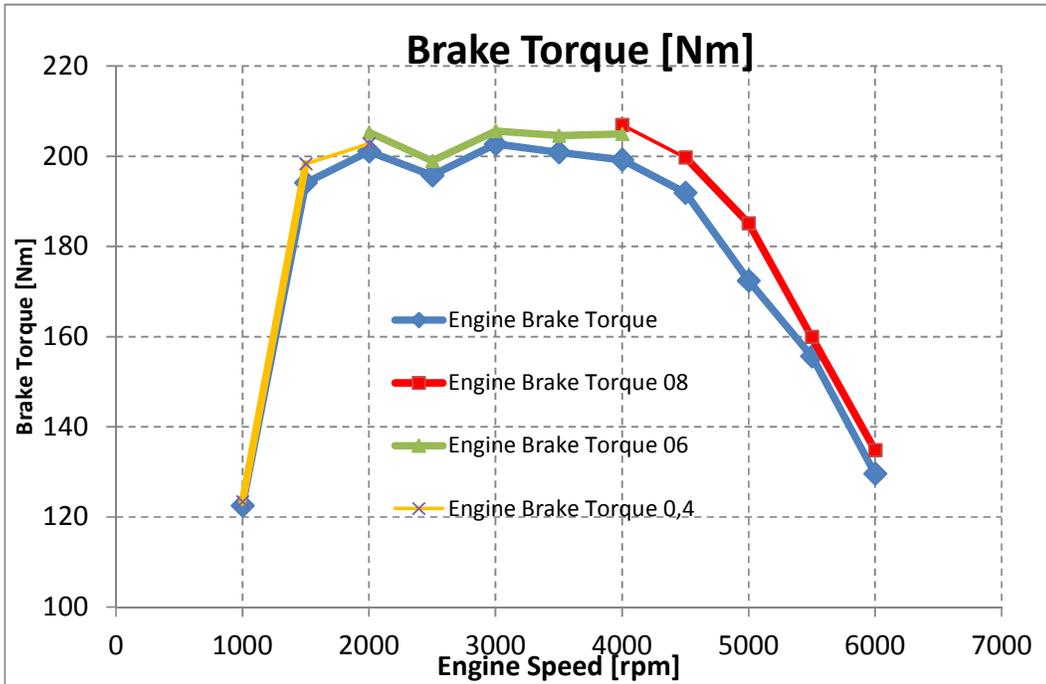
Si vogliono ora investigare le prestazioni del motore se, in luogo della tradizionale turbina con valvola Wastegate, si usasse una turbina a geometria variabile VGT. Anche per queste simulazioni è stato usato un fattore di scala di 1,5 che moltiplica le mappe di una turbina reale VGT già usata per precedenti simulazioni fatte sul motore base. Come sistema di controllo del motore elettrico è stato scelto il caso in cui si mantiene costante il consumo di combustibile e si vuole investigare la coppia massima resa disponibile dal motore elettrico.

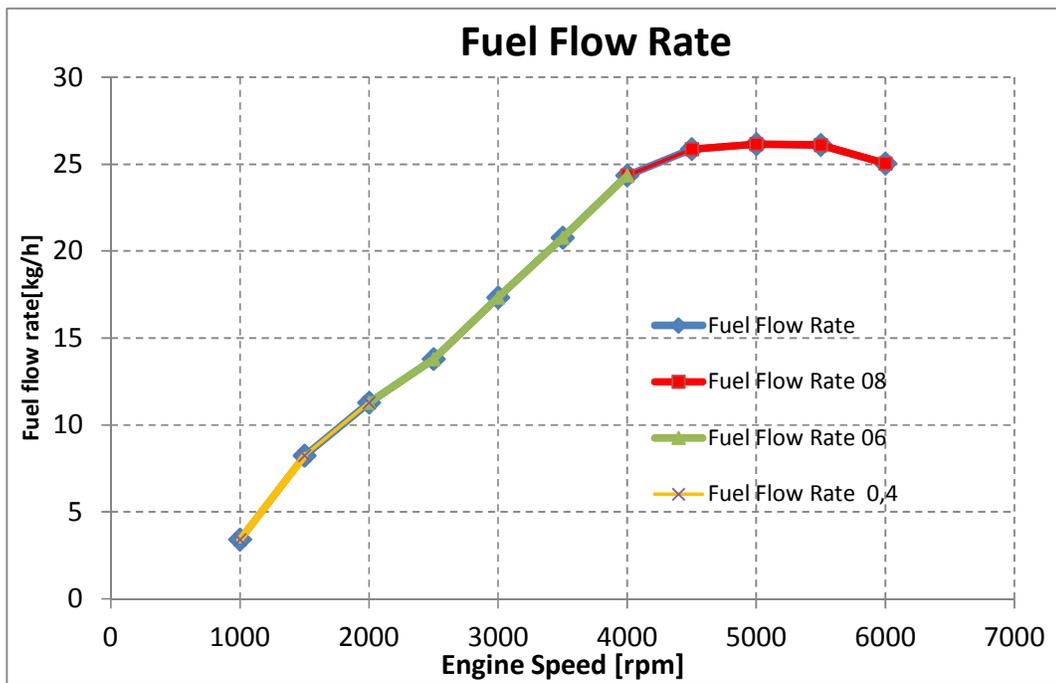
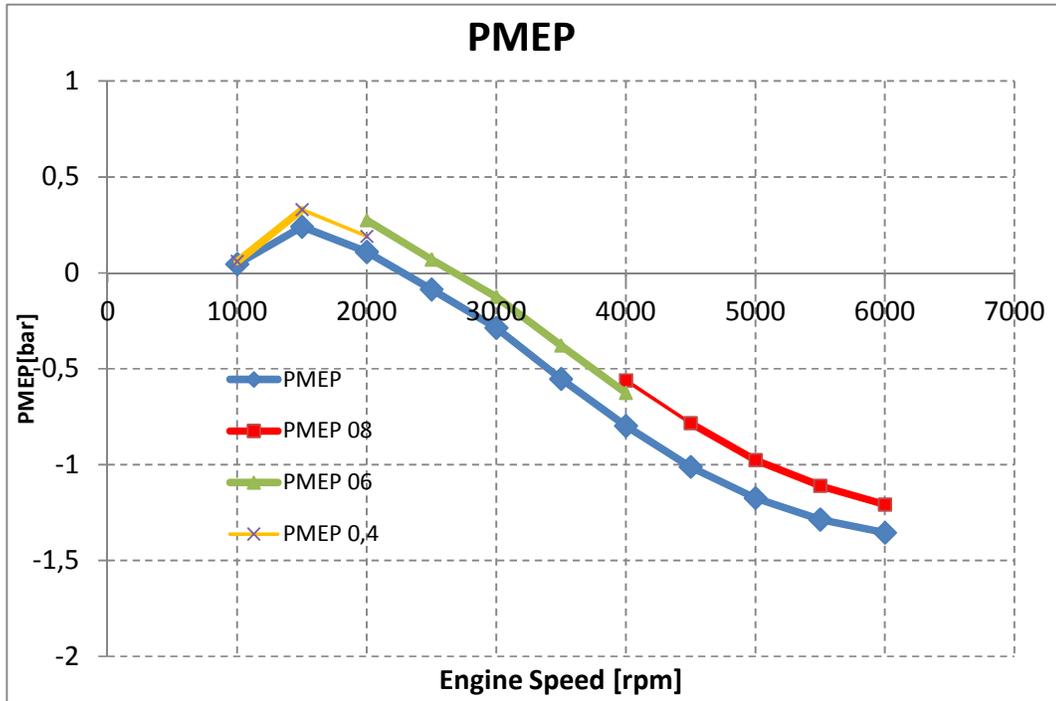
Lo schema di turbina VGT presente nel motore base senza sistema di recupero prevede l'utilizzo di un controllore PID che, in base alla pressione di ingresso turbina, regola la posizione del rastrello posto all'ingresso della girante. Per alti regimi di rotazione, ad esempio 6000 rpm, si parte da una posizione completamente aperta del rastrello (indicata con 1 nel programma) fino ad arrivare a 1000 rpm con un rastrello molto chiuso (0,1 nel programma).

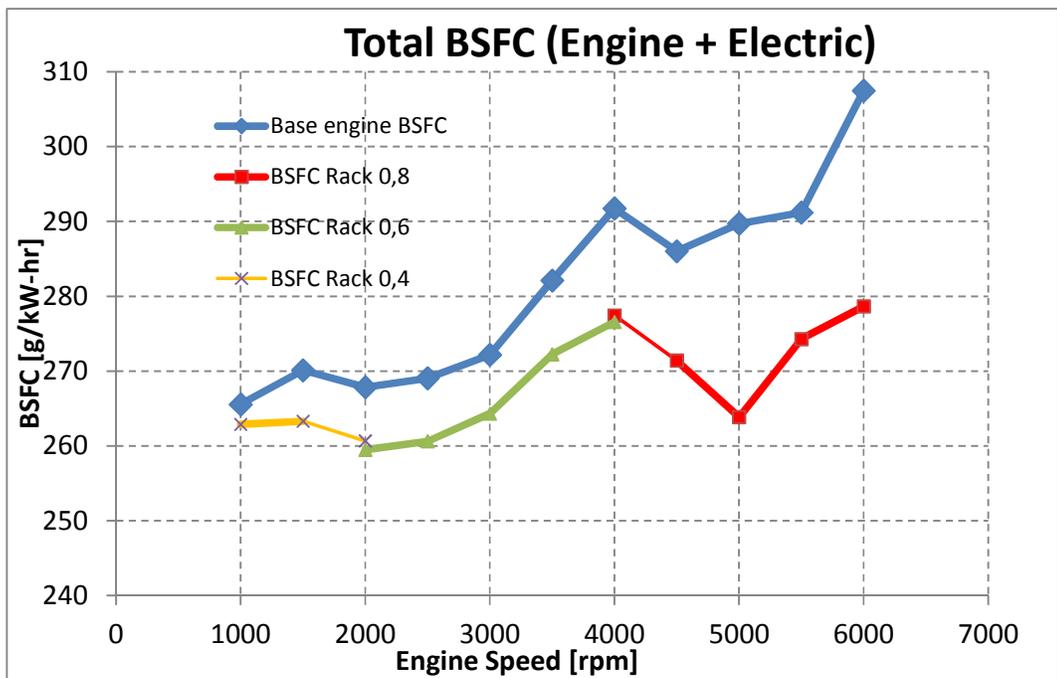
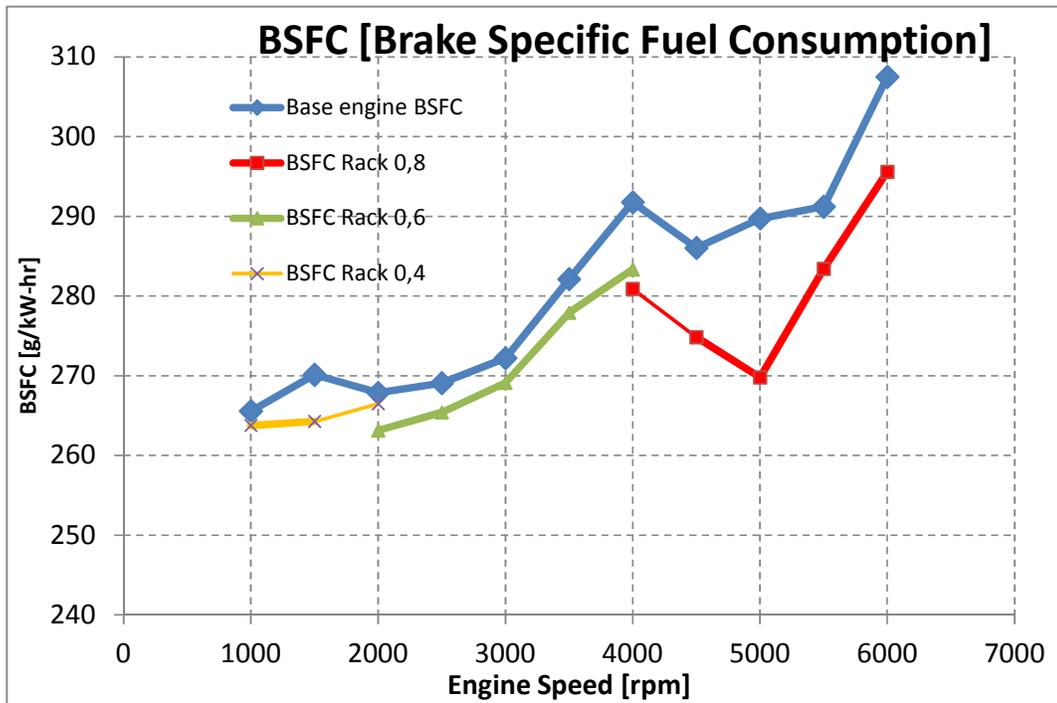
Per rendere i risultati delle simulazioni col sistema E-Turbo indipendenti da questa variabile è stato deciso di costruire diversi casi tenendo costante per ciascuno di essi il valore di apertura del rastrello. In questo modo, per ogni regime di rotazione del motore, è stato possibile selezionare la posizione ottimale del rastrello nella quale si registrava il massimo dell'energia recuperata e, se possibile, anche un incremento di coppia del solo motore termico. Le posizioni scelte sono:

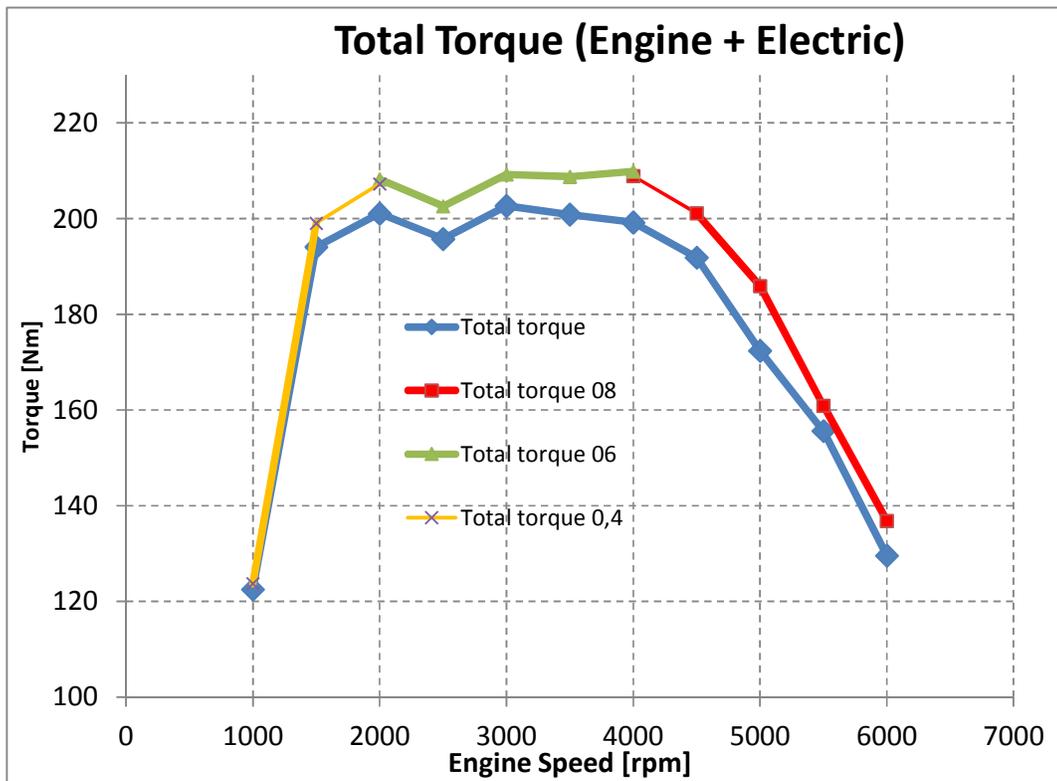
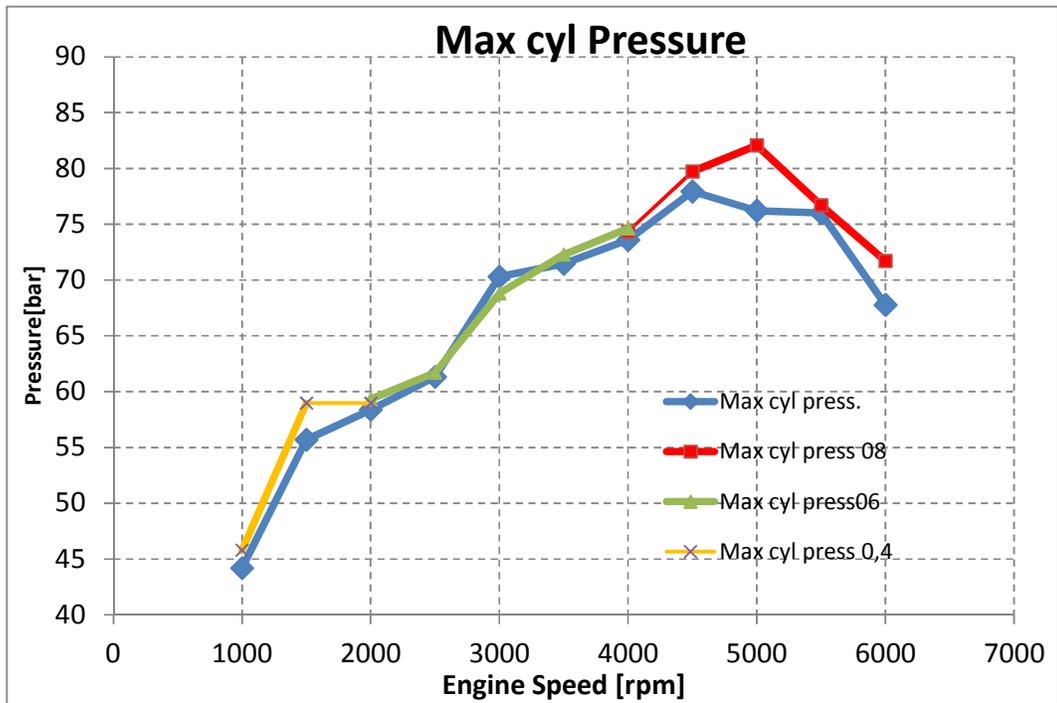
- 0,8 da 6000 rpm fino a 4000 rpm
- 0,6 da 4000 rpm fino a 2000 rpm
- 0,4 da 2000 rpm fino a 1000 rpm

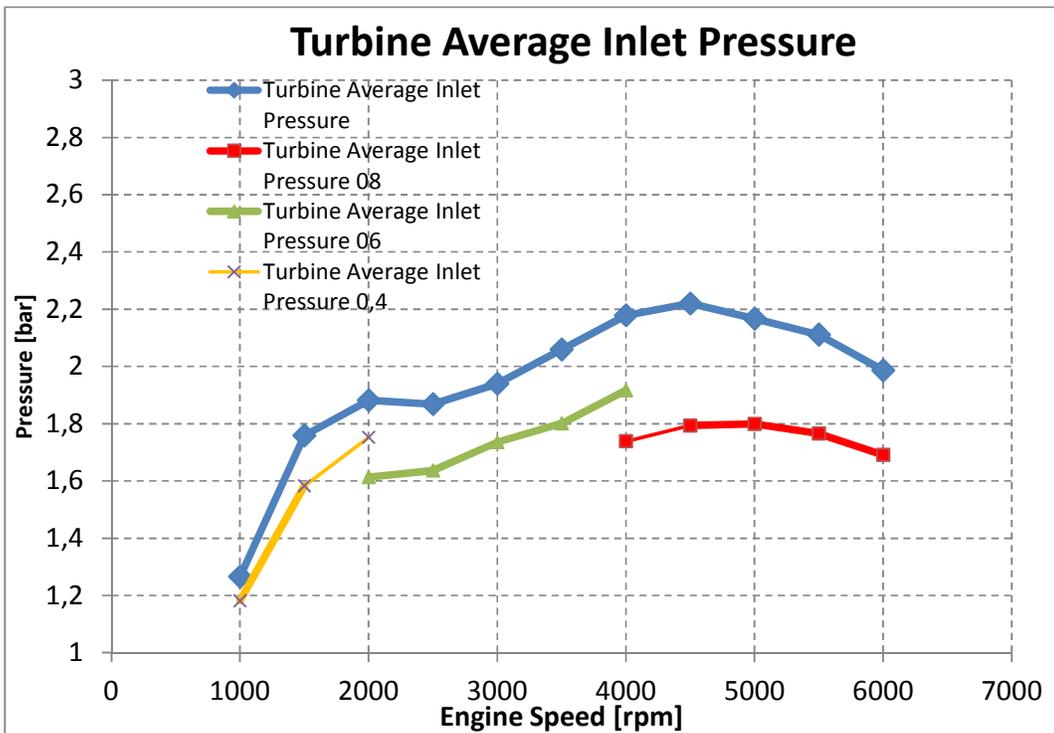
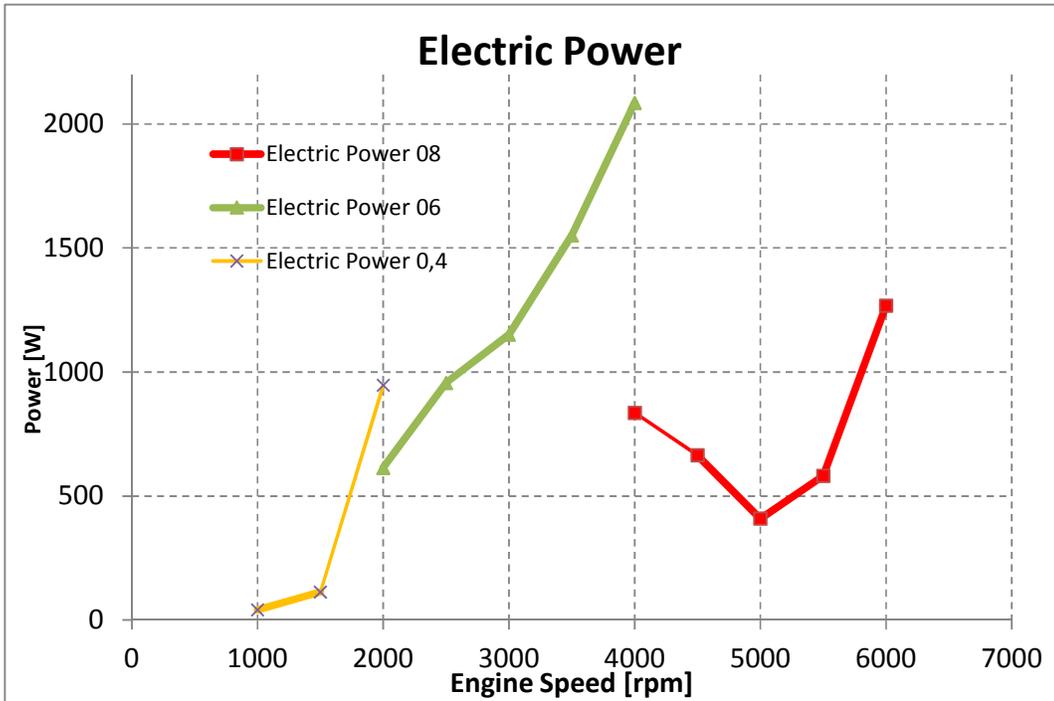
I risultati ottenuti con questa tre posizioni sono stati inseriti in un grafico comune nel quale è visivamente possibile notare i risultati corrispondenti a ciascuna posizione del rastrello. Vengono ora esposti tali risultati ai quali seguiranno, poi, i commenti dei risultati.

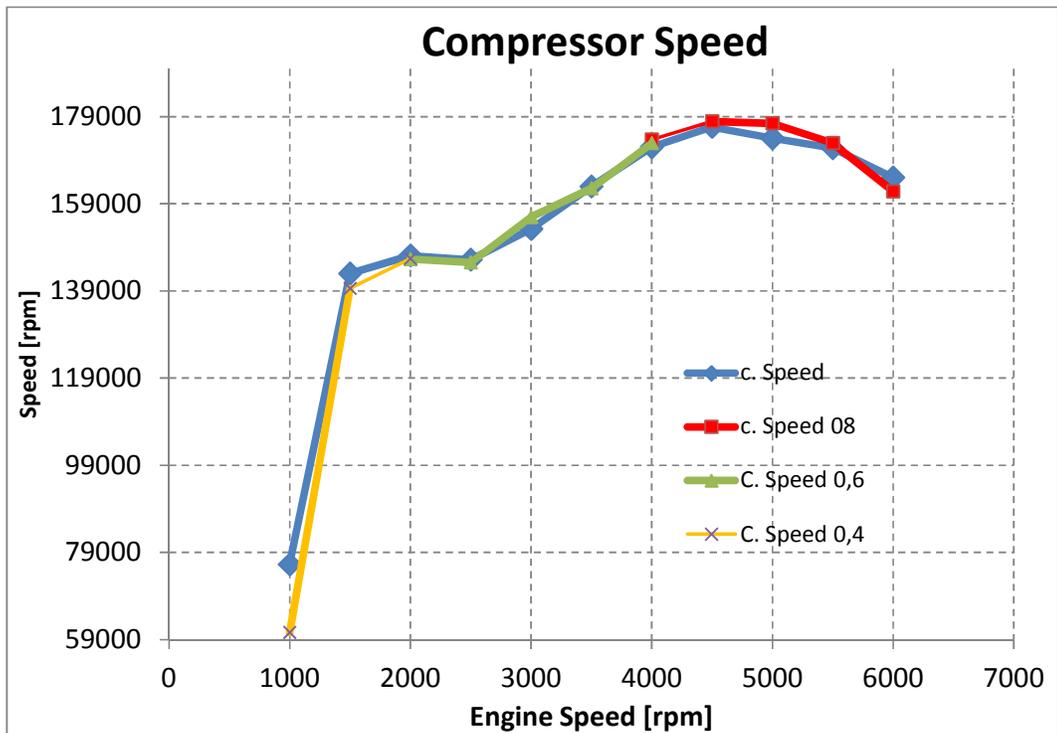
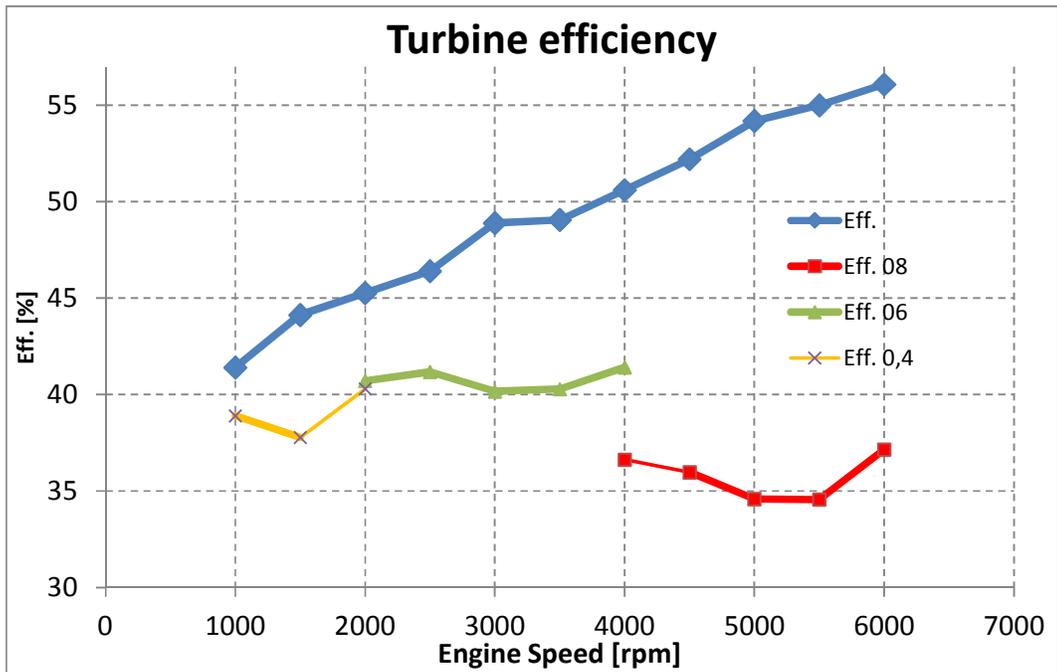


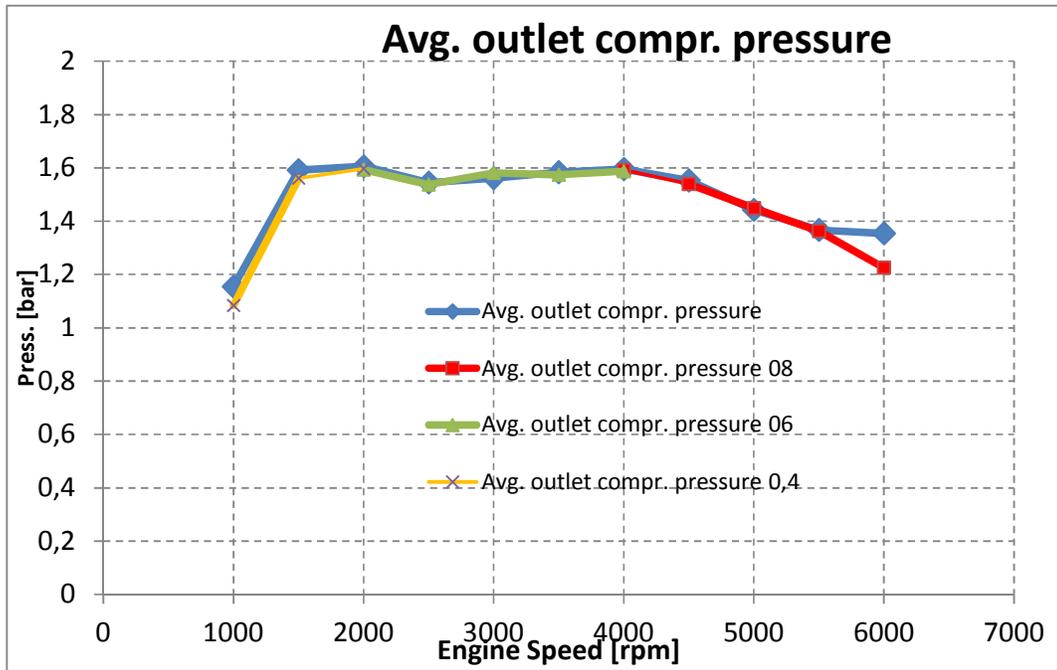
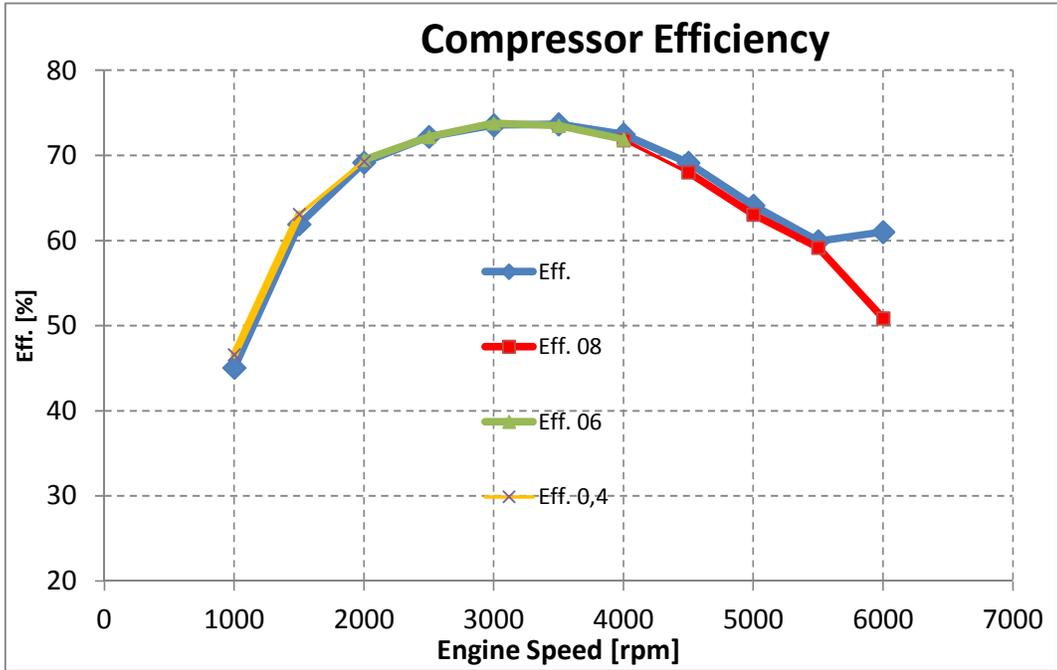


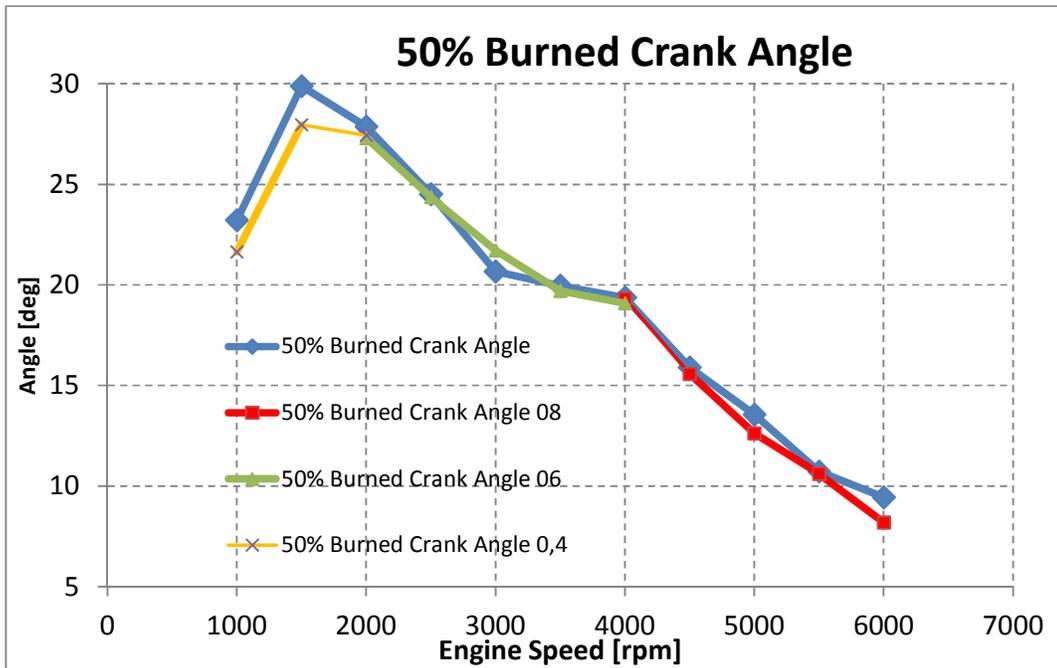
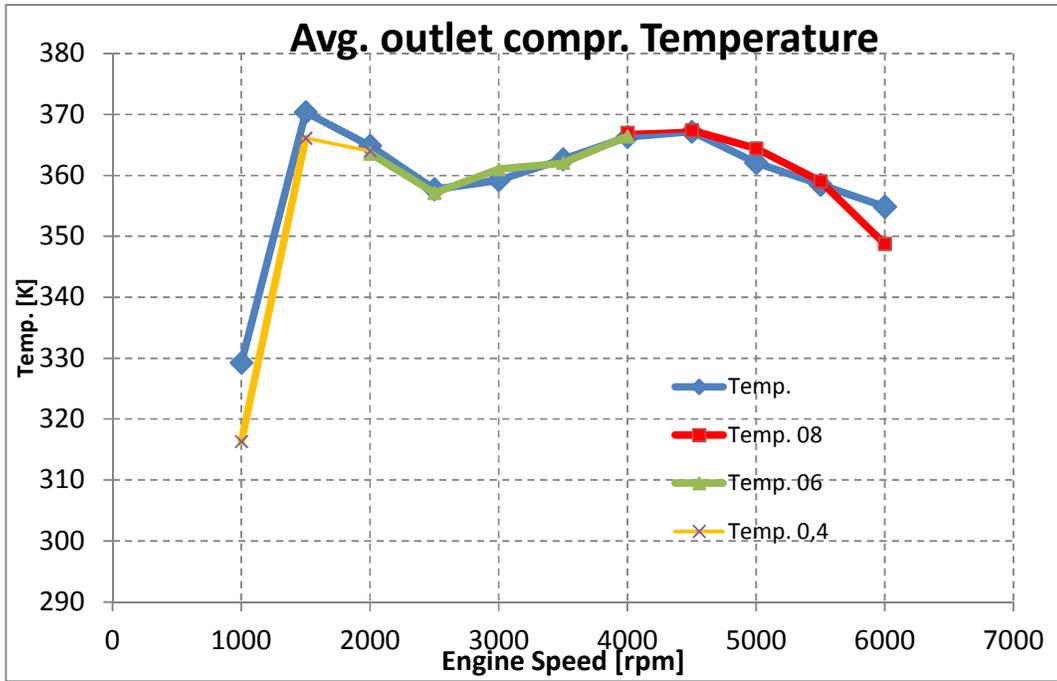


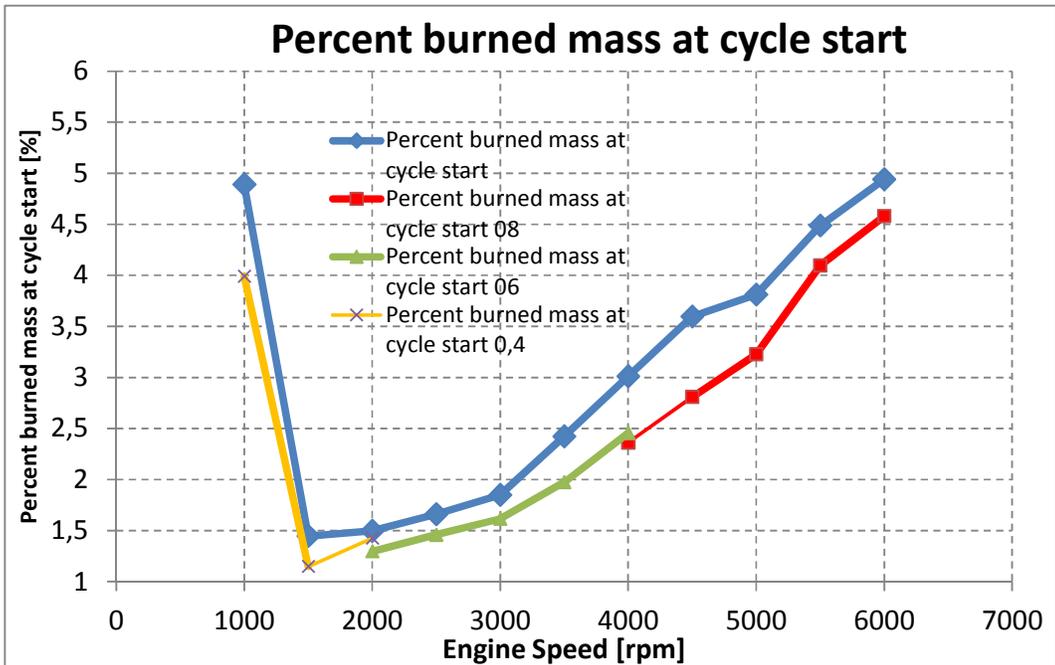
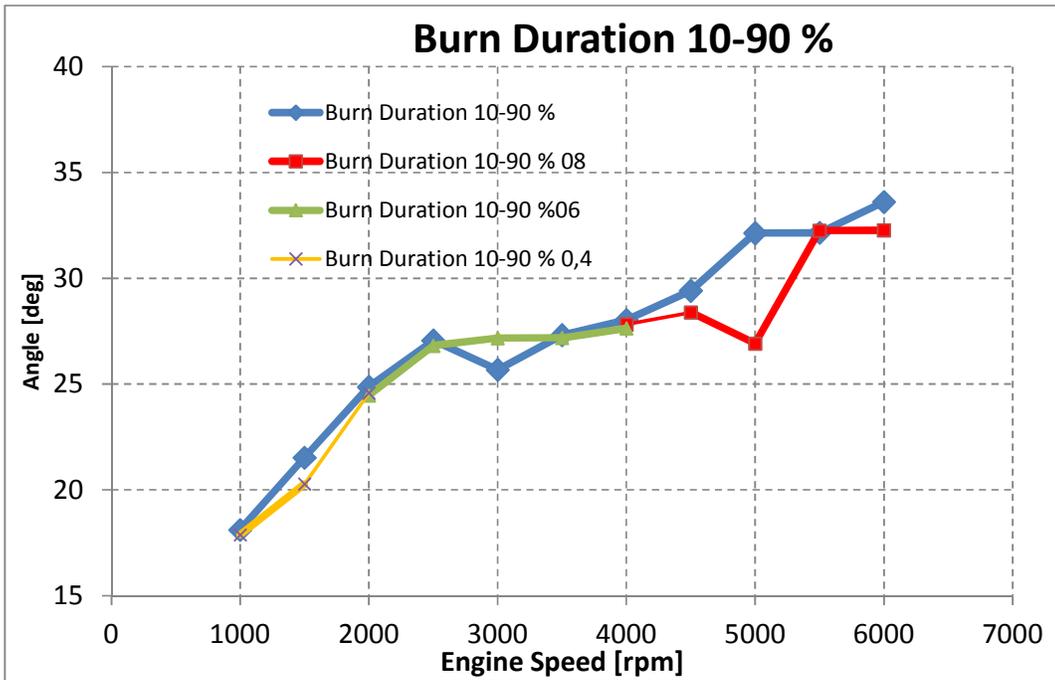


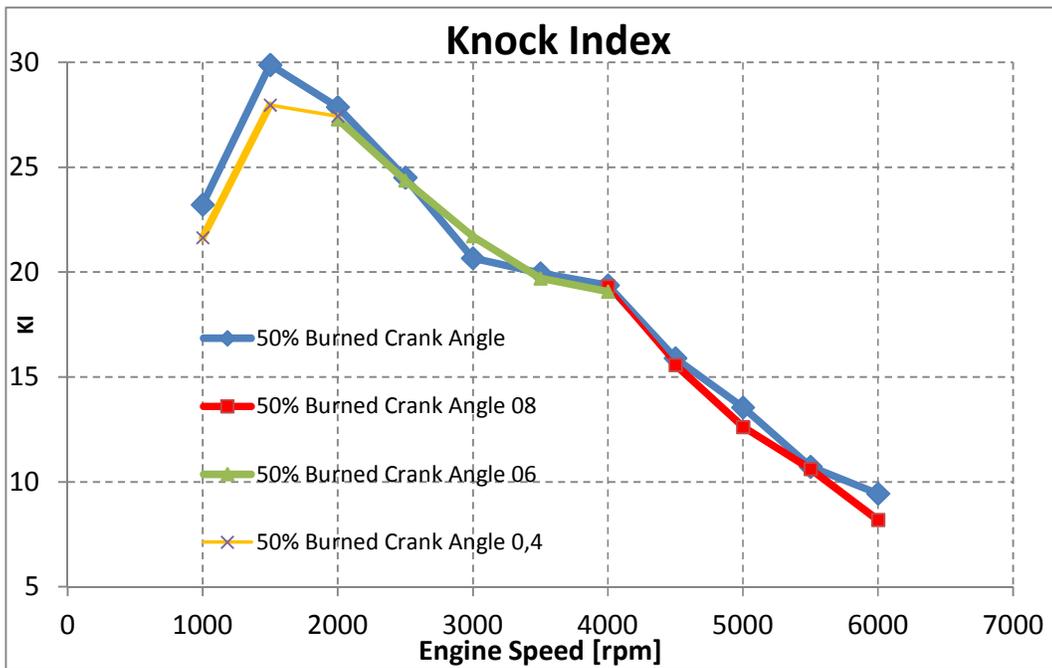
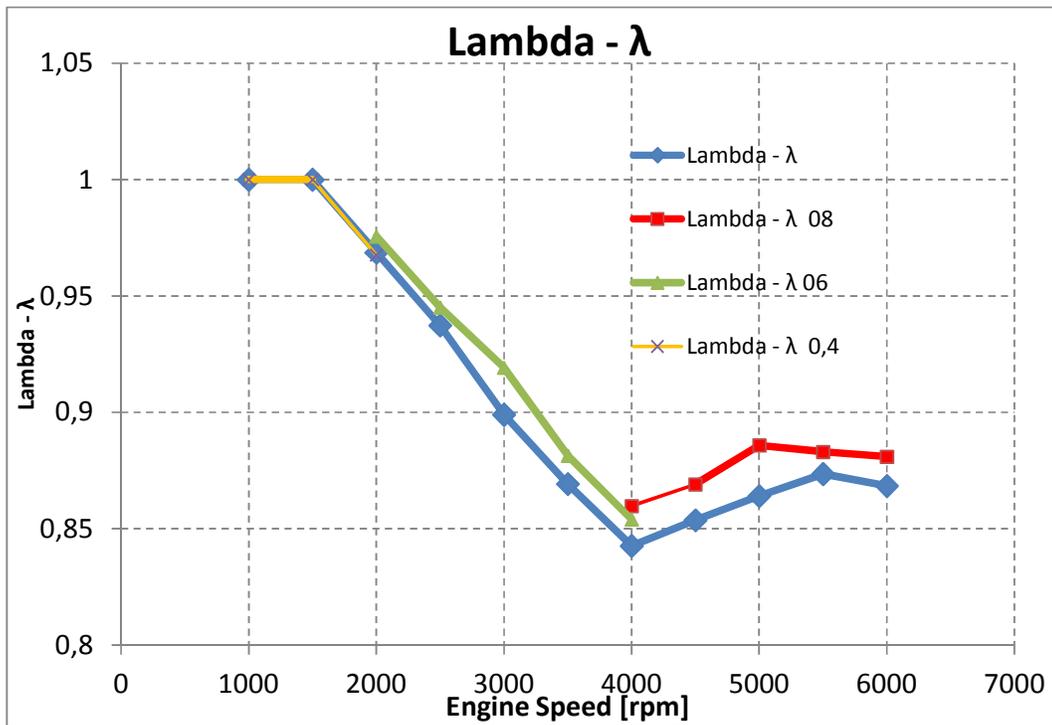






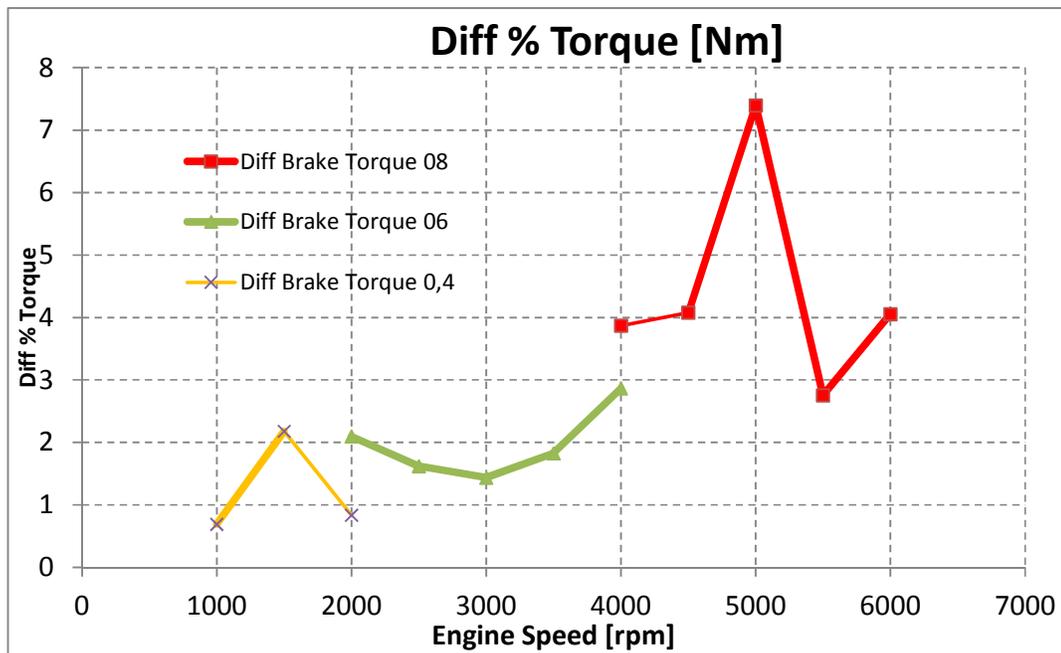






La prima cosa che si nota dalle simulazioni è il fatto che il massimo recupero di energia, al variare dei giri motore, lo si ottiene con posizioni del rastrello più chiuse rispetto ai corrispondenti regimi di rotazione del motore base senza sistema di recupero. Ciò molto probabilmente perché si crea una contropressione più alta che consente di sfruttare un salto entalpico in turbina più grande rispetto ad una configurazione del rastrello più aperta. In questo modo è possibile recuperare più energia dalla turbina. Ciò spiega anche l'utilizzo di un fattore di scala di 1,5 per le mappe della turbina; in questo modo è stato possibile ottenere delle pressioni di scarico che non influiscono negativamente sulle prestazioni del motore.

Analizzando le prestazioni del motore termico si nota un incremento di coppia totale disponibile all'albero motore che parte da un minimo del 0,69% da 1000 rpm fino al 7,4% a 5000 rpm. Si può quindi affermare che l'incremento di coppia risulta del tutto simile a quello registrato con il corrispondente sistema di controllo, ma con turbina a geometria fissa.



Lo stesso andamento è riportato anche nel grafico della potenza motore.

Analizzando i risultati dei grafici riguardanti la combustione ed il compressore si conferma lo stesso andamento del caso già analizzato con turbina Wastegate. In particolare è evidente come, anche in questo caso, avere una contropressione più bassa porta benefici in termini di lambda, durata della combustione, percentuale di gas combusti in camera di combustione e pressione di pompaggio.

Se si analizzano le prestazioni della turbina, in particolare l'efficienza, si nota come quest'ultima sia molto distante dal riferimento ottenuto col motore base e

turbina VGT di dimensioni reali. Tale differenza è molto marcata nel caso di posizione del rastrello a 0,8. Questo è spiegato dal fatto che la turbina, usando una posizione del rastrello diversa dal motore base in alcuni regimi motore, si vede attraversata da una portata di gas di scarico avente una velocità lontana da quella che si avrebbe in condizioni di design. In questo modo i triangoli di velocità ottenuti dal flusso che urta le pale della girante della turbina non risultano simili a quelli di design, ai quali corrisponde una massima efficienza. Di conseguenza si ottiene l'andamento dell'efficienza della turbina esposto nella figura corrispondente.

Come conseguenza del fatto che l'efficienza della turbina cala drasticamente si ha un recupero di energia elettrica molto scadente, in particolare per il caso con posizione del rastrello ferma a 0,8. Si osserva come il massimo della potenza prodotta per questa posizione non riesca a superare, ma neppure uguagliare, quella prodotta con la posizione del rastrello a 0,6.

In conclusione si può affermare che, coi dati a disposizione, l'utilizzo di una turbina VGT, così come è stata inserita nel modello, non risulta vantaggioso anche alla luce di una maggiore complicazione del sistema stesso. Sarebbe invece interessante verificare le prestazioni del sistema con una turbina VGT in grado di mantenere un'efficienza abbastanza alta, vista la diretta correlazione fra efficienza della turbina e la potenza ricavabile dal sistema di recupero dell'energia.



## ***CAPITOLO 4***

### ***Simulazioni in parzializzato***



## 4.1 – Schema adottato per le simulazioni

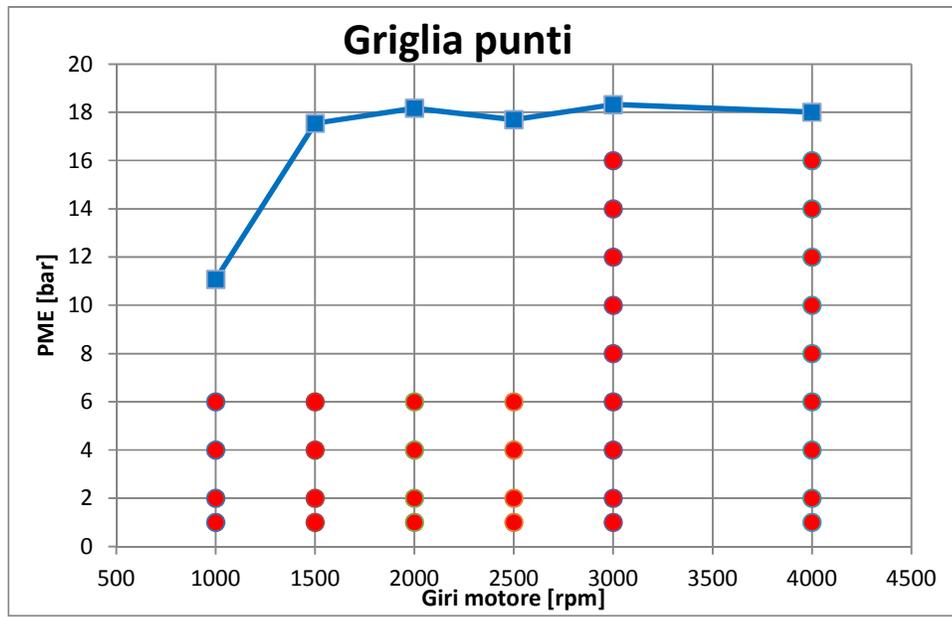
Una volta terminate le simulazioni a pieno carico è stato deciso di proseguire lo studio del sistema E-Turbo analizzando le prestazioni in parzializzato. Per queste simulazioni è stato adottato uno schema leggermente diverso da quello appena visto per i casi a pieno carico.

Innanzitutto per la turbina scelta per le simulazioni è stato adottato un coefficiente di moltiplicazione delle mappe pari a 2. È stato deciso quindi di non ripetere le analisi fatte al variare della dimensione della turbina in quanto questa dimensione risulta la più adatta al layout del sistema, almeno per quanto riguarda le simulazioni a pieno carico.

Mentre per le simulazioni a pieno carico è stato possibile scegliere fra due sistemi di controllo del motore elettrico, in questo caso non è possibile scegliere uno di questi. Infatti in questo tipo di simulazioni la farfalla non rimane più a 90° di apertura, ma rappresenta un'altra variabile su cui è possibile agire per controllare sia il motore che il sistema di recupero dell'energia.

Per questi motivi è stato scelto di mantenere il controllo sulla farfalla come nel motore base. È presente, infatti, un controllore PID che, in base al target di coppia che riceve, regola la portata di aria da inviare al motore e per ottenere ciò agisce sull'angolo di farfalla.

Mantenendo il controllo sulla farfalla si è scelto, però, di eliminare il PID di controllo della coppia applicata all'albero del turbogas. Di conseguenza la coppia di regolazione non può essere più applicata in modo dinamico, ma rimane costante per ogni simulazione effettuata. In definitiva è stato deciso di suddividere le simulazioni per regime di rotazione del motore e carico. Per ciascun file di simulazione sono stati creati diversi casi al crescere della coppia frenante costante applicata all'albero del turbogas. I casi di ogni simulazione terminano quando il gruppo turbogas, a causa della coppia applicata, si arresta o quando si nota che per un dato valore di coppia applicata la produzione di energia risulta massima. In definitiva i casi sono stati così suddivisi:



In rosso sono stati mostrati i punti casi analizzati in parzializzato, mentre in blu è rappresentata la curva di PME a pieno carico. Per ciascuno di questi casi al variare della PME e del regime di rotazione del motore è stato costruito un file di GT-Power all'interno del quale si varia la coppia applicata all'albero del turbogas come spiegato in precedenza.

Nei modelli utilizzati per le simulazioni in parzializzato è stato mantenuto il controllore della temperatura allo scarico che agisce sul lambda (massimo lambda=1), mentre è stato disattivato il controllo della detonazione in quanto non lo si riteneva necessario per simulazioni a basso carico.

Per alcuni casi, come ad esempio le simulazioni fatte a 1000 e 1500 rpm, è stato necessario adottare un bypass del compressore. È stato riscontrato che ai bassi carichi il compressore funzionava inutilmente perché, una volta compressa l'aria questa subiva una laminazione con un conseguente calo della pressione dopo la farfalla. Per i casi in cui si notava questa situazione è stato deciso di far bypassare all'aria il compressore attraverso condotti opportuni.

## 4.2 – Analisi dei risultati

Si espongono ora i piani quotati che raccolgono i risultati di alcune grandezze per le simulazioni effettuate in parzializzato. I risultati saranno discussi dopo i grafici.

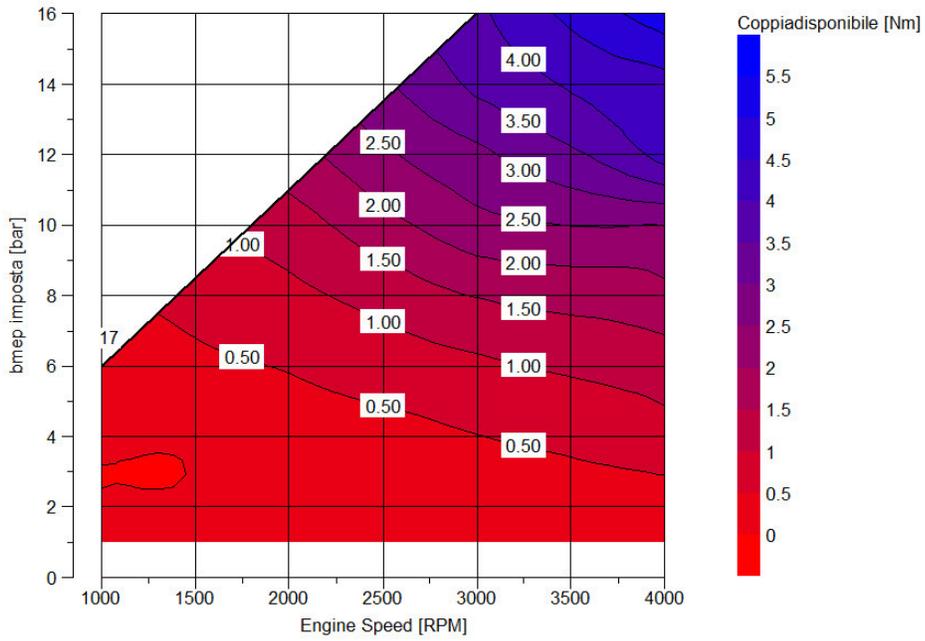


Figura 1 – Contributo di coppia generata del motore elettrico disponibile all'albero motore

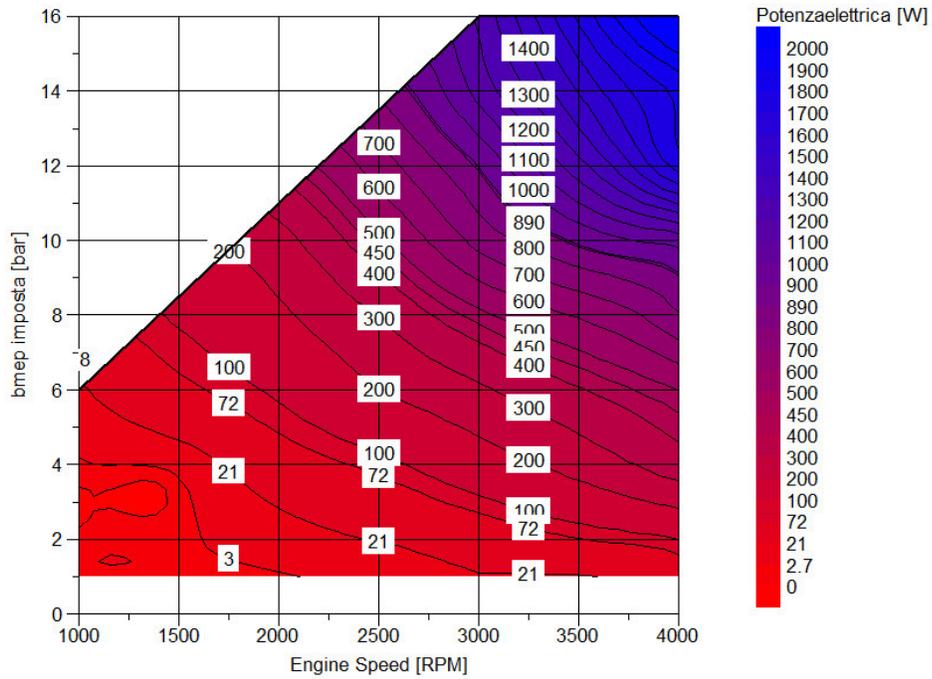


Figura 2 – Potenza elettrica generata dal sistema di recupero dell'energia

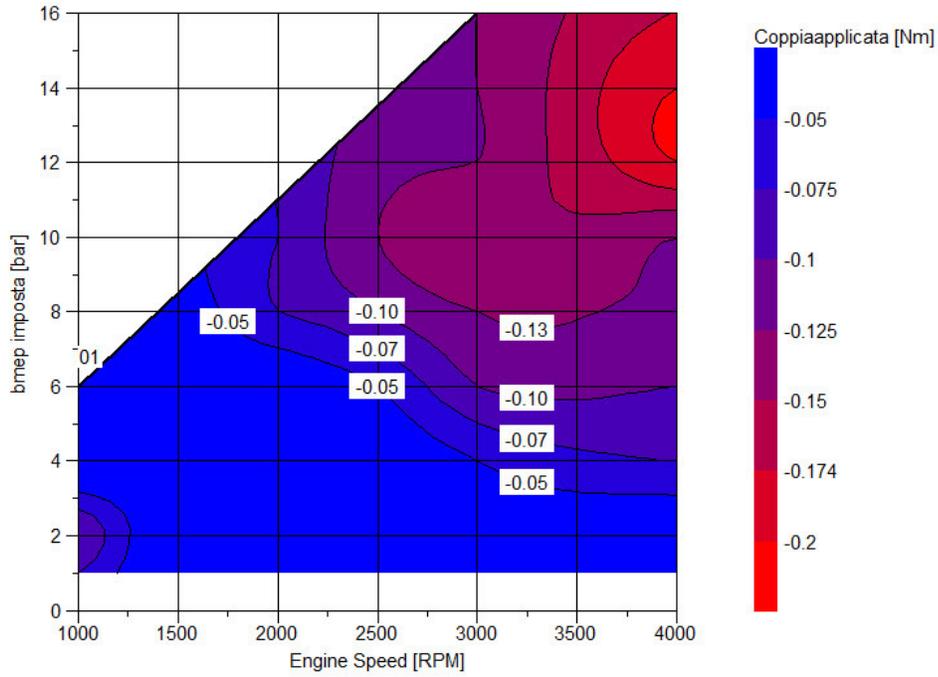


Figura 3 – Coppia applicata all'albero del turbogas

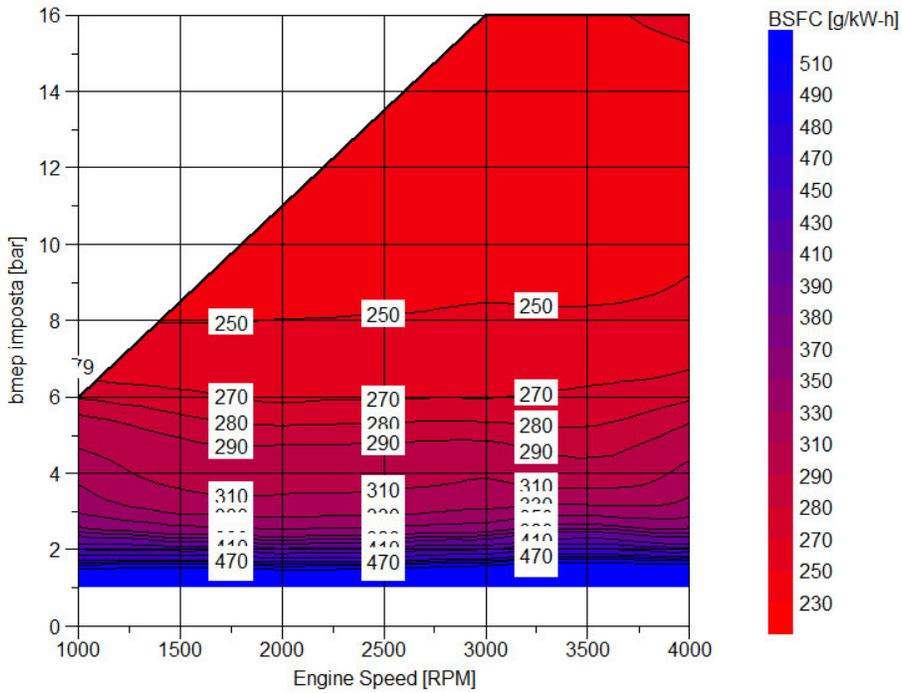


Figura 4 - Consumo specifico (BSFC) riferito al motore termico

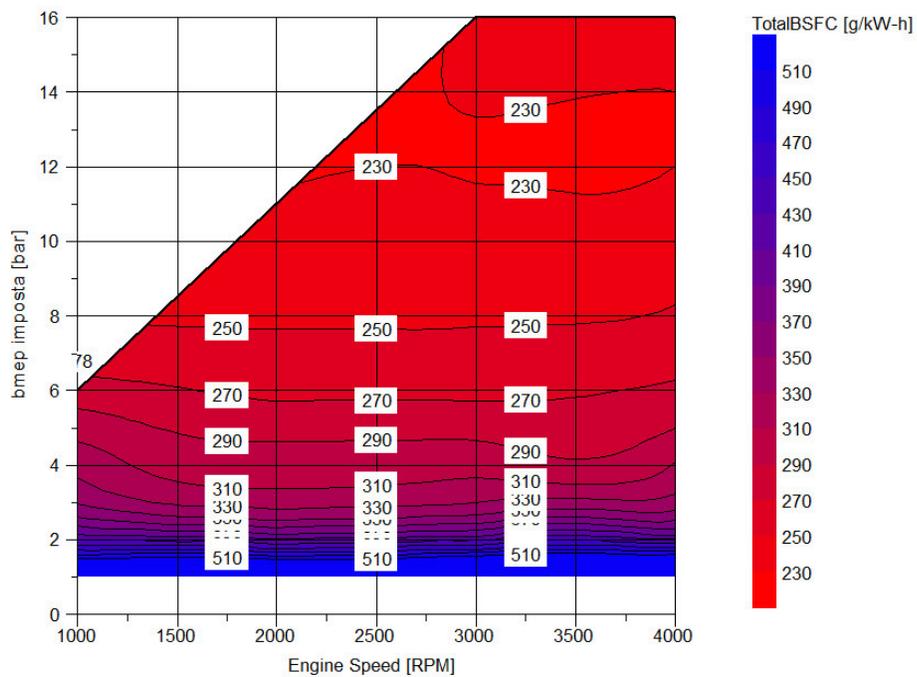


Figura 5 - Consumo specifico totale considerando anche la potenza elettrica prodotta dal sistema di recupero

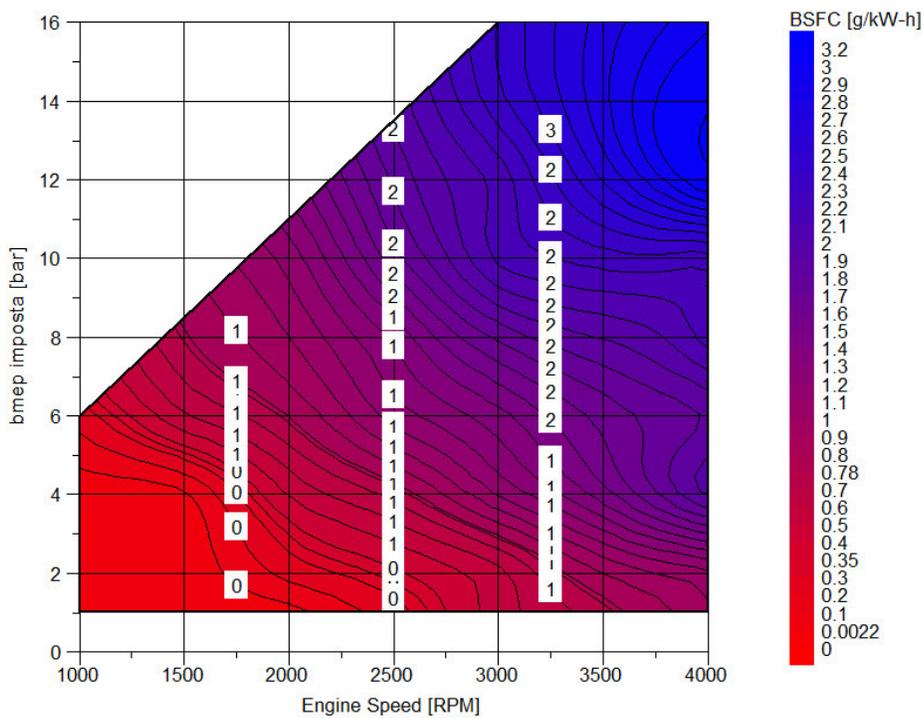


Figura 6 - Differenza percentuale BSFC e consumo specifico totale

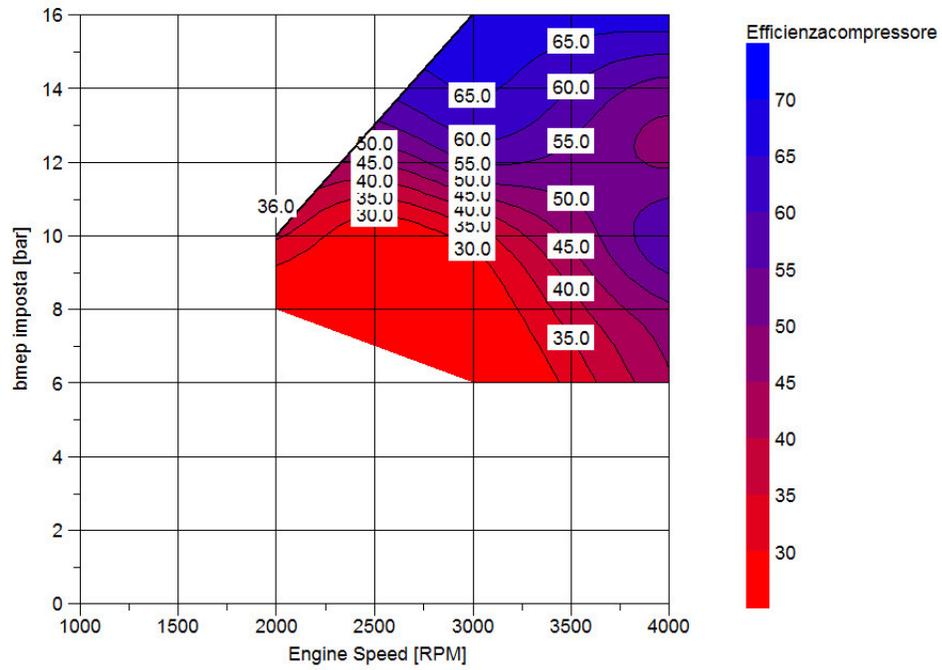


Figura 7 - Efficienza del compressore

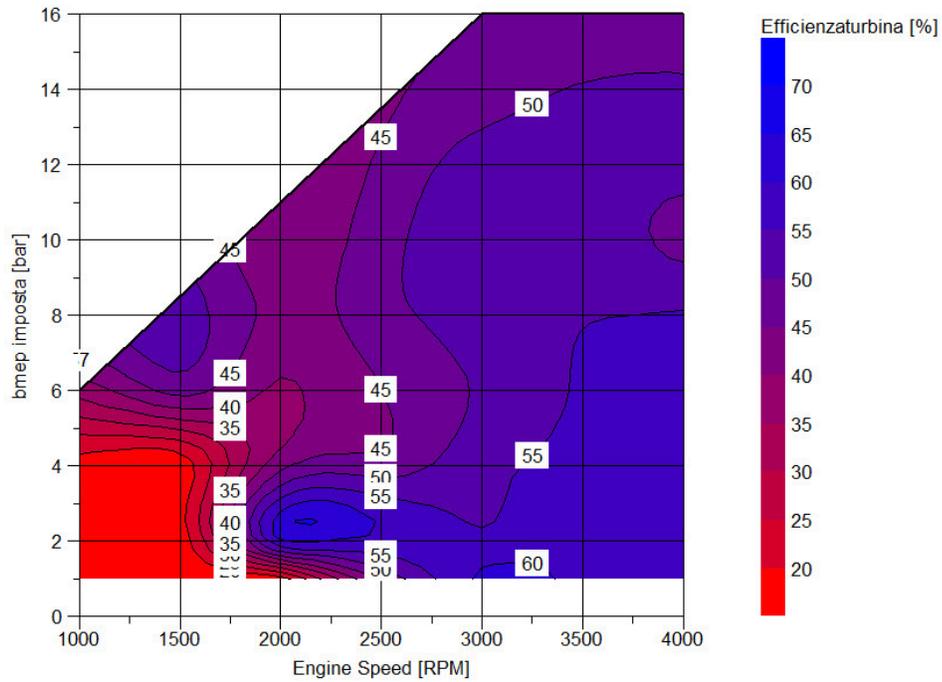


Figura 8 - Efficienza della turbina

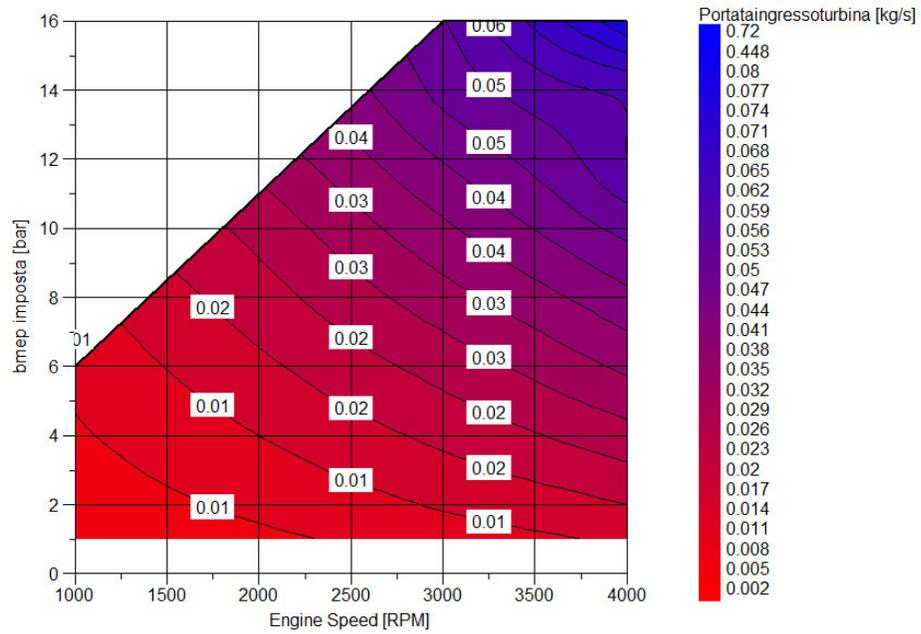


Figura 9 – Portata dei gas di scarico in ingresso turbina

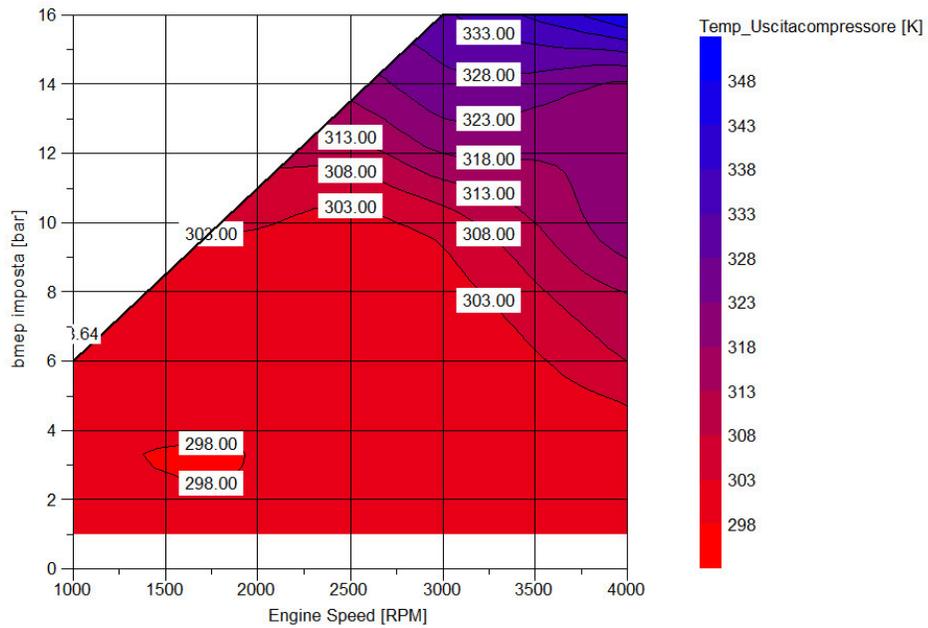
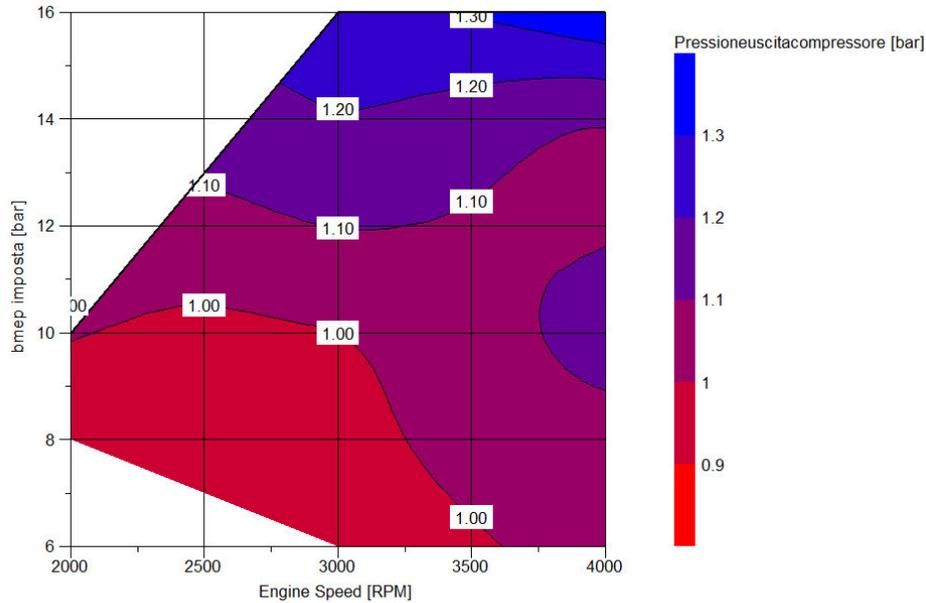


Figura 10 - Temperatura di uscita compressore



**Figura 11 - Pressione di boost**

Nelle figure 1, 2 e 3 sono mostrate le prestazioni del motore elettrico utilizzato per il recupero dell'energia. Coppia disponibile e potenza elettrica prodotta sono due grandezze direttamente correlate fra di loro, ma per rendersi conto del funzionamento del sistema sono stati inseriti entrambi. Si nota come la produzione di energia elettrica sia direttamente proporzionale al carico ed al regime di rotazione. Si può affermare che al di sotto dei 6 bar di PME non si ha una significativa produzione di energia elettrica. Ciò è facilmente spiegabile sia a causa della portata dei gas di scarico totale in uscita dal motore sia di quella che fluisce attraverso la Wastegate, come già spiegato in precedenza. Nelle zone ai bassi carichi, per questo motore, non sembrerebbe esserci molta energia sfruttabile. La figura 3 mostra la coppia frenante applicata all'albero fra turbina e compressore con andamento che rispecchia quello della potenza elettrica generata.

Nelle figure 4, 5 e 6 sono rappresentati, rispettivamente, il consumo specifico riferito al solo motore termico, il consumo specifico totale, considerando cioè dalla somma della potenza del motore termico e quella elettrica del sistema di recupero, e una differenza percentuale fra le due grandezze. L'andamento della differenza fra le due tipologie di consumo specifico rispecchia quanto già detto per le prestazioni del motore elettrico. Si ha una riduzione di poco più del 3% del consumo specifico totale agli alti carichi ed in particolare fra 3000 e 4000 rpm. Per zone ai bassi carichi non c'è un significativo guadagno in termini di consumo specifico.

Le figure dalla 7 alla 11 mostrano le prestazioni di turbina e compressore. Nel grafico di figura 10 si nota l'influenza della presenza del bypass del

compressore sulla temperatura di uscita dell'aria. Per i punti analizzati dove è stato inserito il bypass la temperatura dell'aria rimane pressoché stabile fra 298 e 303 K. La presenza di tale componente risulta ben evidenziata nel grafico dell'efficienza del compressore, nel quale sono stati mostrati solo i punti di funzionamento della macchina. Il rendimento del compressore presenta anch'esso un andamento direttamente proporzionale al carico ed al regime di rotazione del motore. Il rendimento della turbina mostrato in figura 8 risulta crescente al crescere del carico, ma si nota soprattutto una forte dipendenza del regime di rotazione del motore.

In definitiva si conferma quanto visto nel paragrafo riguardante l'exergia ai gas di scarico e la portata di gas che passa attraverso la Wastegate. Oltre che ad una forte dipendenza, da parte del sistema E-Turbo, dall'efficienza della turbina, l'energia recuperabile ai bassi carichi per questo tipo di motore risulta molto bassa in quanto segue l'andamento della portata di gas di scarico. In particolare si osserva che nei punti dove, per il motore base, la valvola Wastegate rimane chiusa, il recupero di energia risulta pressoché nullo. Mentre agli alti carichi e agli alti regimi si ha un recupero di energia molto più significativo.



## ***CAPITOLO 5***

***Studio della risposta del sistema ad alcuni  
transitori di farfalla***



## 5.1 - Risposta al transitorio di un motore sovralimentato

Per molte applicazioni è importante che un motore sappia adeguarsi rapidamente alle variazioni delle condizioni di funzionamento richieste, le quali schematicamente possono essere distinte in:

1. variazione del carico a regime costante (ad esempio: sorpasso in 6° marcia con carico trainato);
2. accelerazione da un basso regime ad uno più elevato, mantenendosi il motore alla massima coppia (autoveicolo in sorpasso);
3. accelerazione da carico ridotto e basso regime a pieno carico e massima velocità.

L'ultimo caso ovviamente si presenta come il più impegnativo, richiedendo al motore la massima variazione di potenza. Se questo è sovralimentato meccanicamente, siccome il compressore segue senza ritardo le variazioni di giri motore ( $n$ ), la presenza della sovralimentazione non peggiora i problemi di risposta del gruppo. Un turbocompressore, invece, è collegato motore solo per via fluidodinamica. Il suo regime di funzionamento e la pressione di mandata del compressore  $p_c$  dipendono dal regime e dal carico del motore, cui sono legate la portata e la temperatura dei gas che arrivano alla turbina.

Quando il motore viene bruscamente accelerato, occorre un certo tempo per riempire i condotti di aspirazione e di scarico ed aumentarne la pressione. Inoltre, una parte dell'energia raccolta dalla turbina deve prima essere spesa per vincere l'inerzia del turbocompressore ed accelerare il regime dei suoi componenti rotanti. La pressione di mandata del compressore durante il transitorio sarà quindi più bassa di quella che verrebbe fornita in condizioni stazionarie per lo stesso regime istantaneo e carico del motore. Di conseguenza la sua ripresa sarà rallentata dal fatto di non poter contare su tutta la sua potenza per accelerare il gruppo.

In particolare, nel caso di diesel turbo sovralimentato o di benzina GDI, all'allungamento del tempo di risposta si aggiungerà lo svantaggio della produzione di fumo allo scarico, poiché la portata d'aria mandata dal compressore durante il transitorio, risulterà inferiore a quella necessaria per bruciare correttamente tutto il combustibile iniettato.

Per valutare la risposta di un turbocompressore durante il transitorio, si potrà partire dall'equazione che ne traduce la condizione di equilibrio dinamico:

$$\frac{d \omega t}{d t} = \frac{\Delta M t}{I t}$$

dove con:  $\Delta M_t$  si è indicato l'eccesso di coppia all'albero del turbocompressore disponibile per l'accelerazione, e con  $I_t$  il momento d'inerzia del gruppo. Per calcolare il tempo necessario all'accelerazione occorre integrare durante l'intero transitorio la formula sopra, determinando il valore di  $\Delta M_t$  in ogni istante attraverso il calcolo della potenza sviluppata dalla turbina e quella assorbita dal compressore, per le varie condizioni di funzionamento del gruppo turbocompressore.

In via approssimativa, per poter confrontare diverse soluzioni costruttive dal punto di vista del tempo di risposta, è possibile evitare il complesso calcolo dell'intero transitorio, facendo invece riferimento ad un tempo caratteristico  $\tau$  ottenuto come rapporto tra l'energia cinetica del turbocompressore (misura dell'inerzia del gruppo) e la potenza sviluppabile in turbina (indice della capacità di accelerazione):

$$\tau = \frac{I_t \omega^2}{m_t \eta_c \eta_t \Delta h \beta}$$

avendo indicato con:  $\Delta h$  il salto entalpico disponibile in turbina. Si può notare che il parametro di accelerazione  $\tau$  ha le dimensioni di un tempo e misura la rapidità con cui avviene l'accelerazione del gruppo. Quanto più esso è piccolo, tanto più velocemente il turbocompressore accelera, anche se è esso non rappresenta l'effettivo tempo richiesto per l'accelerazione.

Un'analisi di quest'ultima espressione permette di concludere che, per avere una rapida accelerazione, occorrono:

1. un piccolo momento di inerzia  $I_t$  del gruppo
2. un efficiente trasferimento di energia dal motore al turbina (alti salti isoentropici  $\Delta h$  disponibili)
3. buon rendimento del turbocompressore ( $\eta_c \eta_t$ ).

Per valutare l'influenza delle dimensioni del gruppo, si può osservare che, in condizioni di similitudine geometrica e cinematica ( $v^2 \approx \Delta h = \text{cost.}$ ), indicata con  $D$  una dimensione caratteristica del turbocompressore, valgono le seguenti relazioni di proporzionalità:

$$I_t \approx D^5; \quad m_t \approx D^2; \quad \omega_t \approx 1/D$$

ossia  $\tau$  cresce con le dimensioni del turbocompressore, per cui risulta preferibile, dal punto di vista della prontezza della risposta, usare più unità piccole, piuttosto che una sola grande.

A parità di dimensioni, poi, il momento di inerzia  $I$  è influenzato dai particolari di progetto del gruppo. Ad esempio, l'uso di cuscinetti interni (con il consueto svantaggio di una loro minor accessibilità) alleggerisce l'albero; l'adozione di leghe di alluminio per la girante del compressore o turbine in lega titanio-

alluminio ne riduce l'inerzia; così come l'uso di una turbina radiale centripeta, ecc..

Infine si ricorda che una grossa influenza sui tempi di accelerazione del turbocompressore è esercitata dal tipo di funzionamento della turbina. Con la soluzione ad impulsi, infatti, non appena si aumenta la quantità di combustibile iniettato nel motore, prontamente aumentano (grazie al piccolo volume del sistema di scarico) i valori di pressione e temperatura dei gas che arrivano alla turbina. Con il funzionamento a pressione costante, invece, la pressione nel collettore di scarico aumenta tanto più lentamente, quanto più grande è il suo volume. Questo inconveniente è particolarmente sentito in occasione delle accelerazioni a partire da bassi carichi e velocità, perché in queste condizioni il turbocompressore a pressione costante raccoglie minor lavoro (e dispone quindi di un minor eccesso di coppia accelerante) rispetto al tipo ad impulsi.

## 5.2 – Risposta del motore base al transitorio

Come ultimo argomento della tesi è stato deciso di affrontare il tema del transitorio di accelerazione. Il primo studio è stato effettuato sul motore base senza sistema di recupero dell'energia in modo tale da avere un riferimento con cui poter confrontare i risultati ottenuti col sistema E-Turbo.

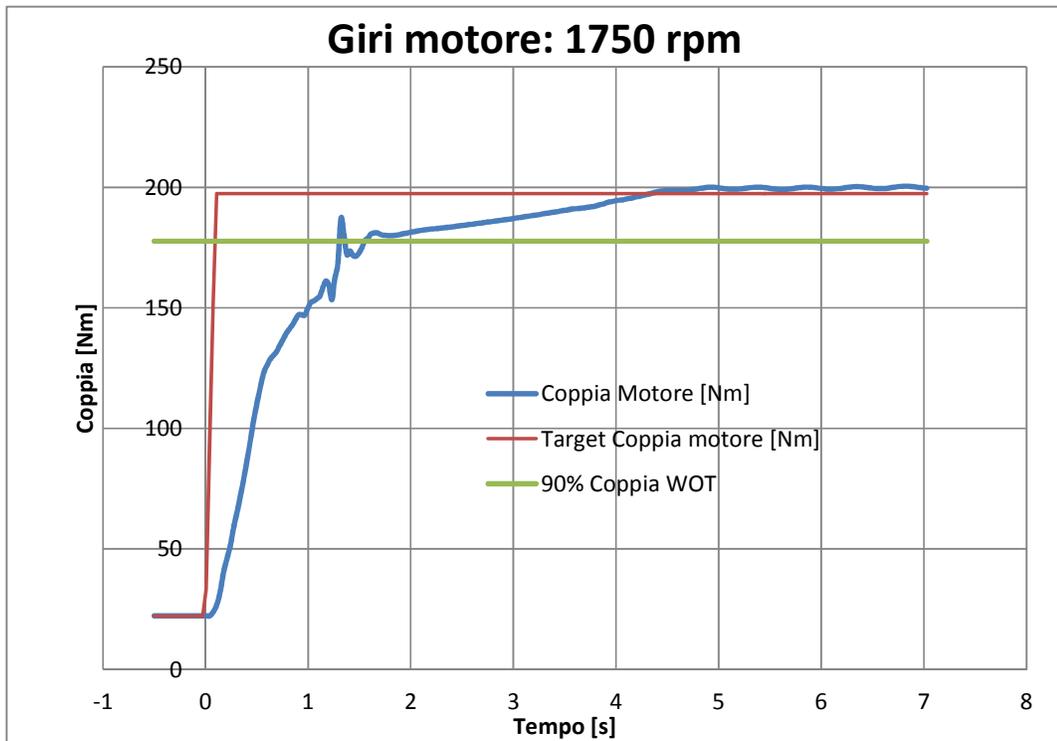
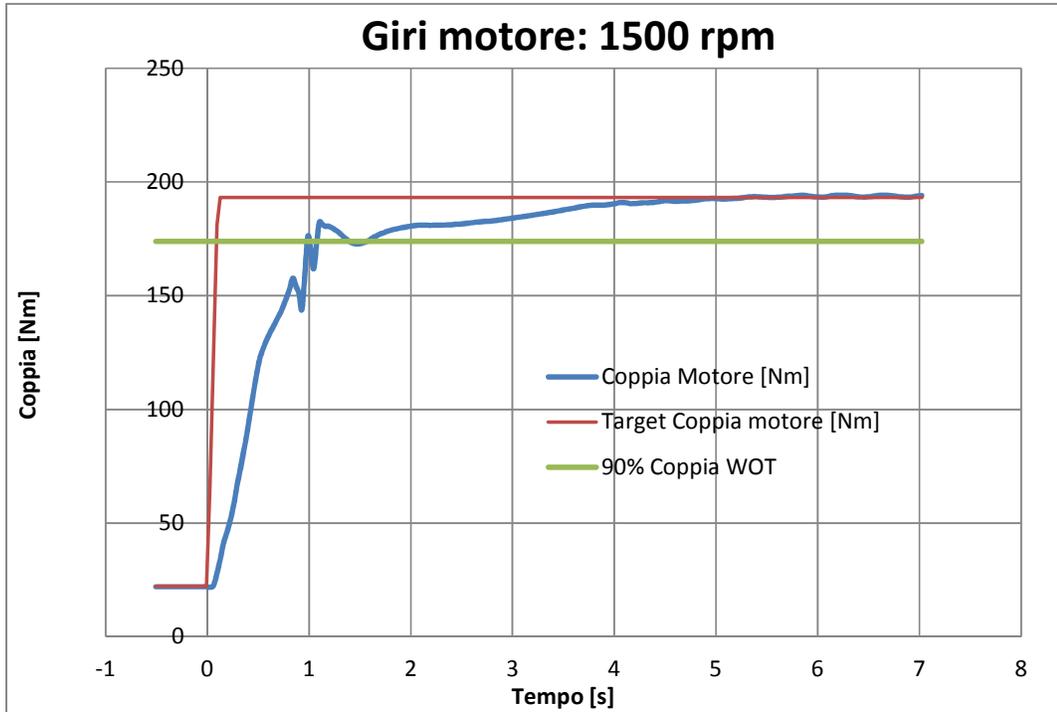
È stato deciso di analizzare tre diversi regime di rotazione: 1500, 1750, 2000 rpm. Per ciascuno di essi le simulazioni partono da 2 bar di PME e si rimane in tale condizione di carico finché non si raggiunge un regime stazionario. Una volta raggiunta tale situazione, il sistema riceve, come input, l'ordine di aprire a 90° la farfalla per arrivare ad un regime di pieno carico. Durante questa fase si tiene ovviamente conto della dinamica di apertura della farfalla di aspirazione. Infatti l'apertura non sarà istantanea, ma impiegherà circa 0.1 s.

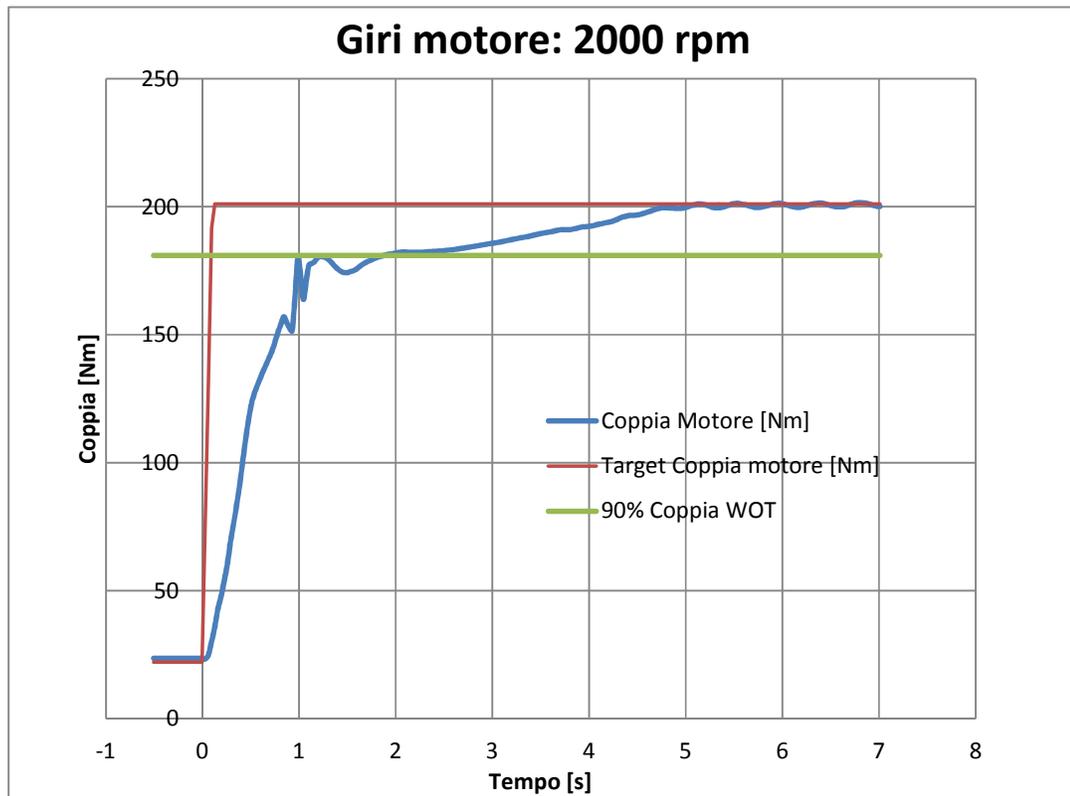
Per ottenere il tempo di risposta del sistema al gradino di farfalla, si calcola il tempo che intercorre fra l'inizio dell'apertura della farfalla ed il raggiungimento del 90% della coppia di pieno carico in regime stazionario erogata dal motore termico.

I dati ottenuti con il solo motore base saranno utilizzati come riferimento per quelli del sistema E-Turbo. Si vuole, infatti, usare in queste simulazioni il motore elettrico non per recuperare energia, bensì per aiutare il gruppo turbogas ad accelerare più velocemente. Un motore dotato di un sistema E-Turbo può non solo recuperare l'energia allo scarico, ma offre anche la possibilità di aumentare la guidabilità di una vettura in quanto il motore elettrico applicato al turbo può farlo accelerare più velocemente durante i transitori di accelerazione.

In questa fase si è, quindi, andato a ricercare se il sistema utilizzato in questo modo può portare qualche beneficio e, se presente, quanto tempo in meno occorre al motore per passare da una situazione stazionaria in parzializzato fino ad un regime di pieno carico. Inoltre è stata verificata anche l'influenza della potenza del motore elettrico utilizzato sulle prestazioni del sistema.

Si espongono ora i risultati del transitorio di farfalla del motore base al variare del regime di rotazione:





Per il motore base si ottengono i seguenti risultati:

Engine Speed [rpm]	Motore base (tempo 90% coppia motore) [s]
1500	1,6
1750	1,8
2000	1,9

Nei grafici sovrastanti sono illustrati i risultati per ogni regime motore analizzato. In rosso è evidenziato il target di coppia motore e si nota come a partire da zero secondi si ha un incremento repentino di tale valore, proprio per simulare l'effetto del transitorio di accelerazione.

Nelle pagine seguenti si esporranno i risultati ottenuti col sistema E-Turbo e si confronteranno con quelli appena esposti.

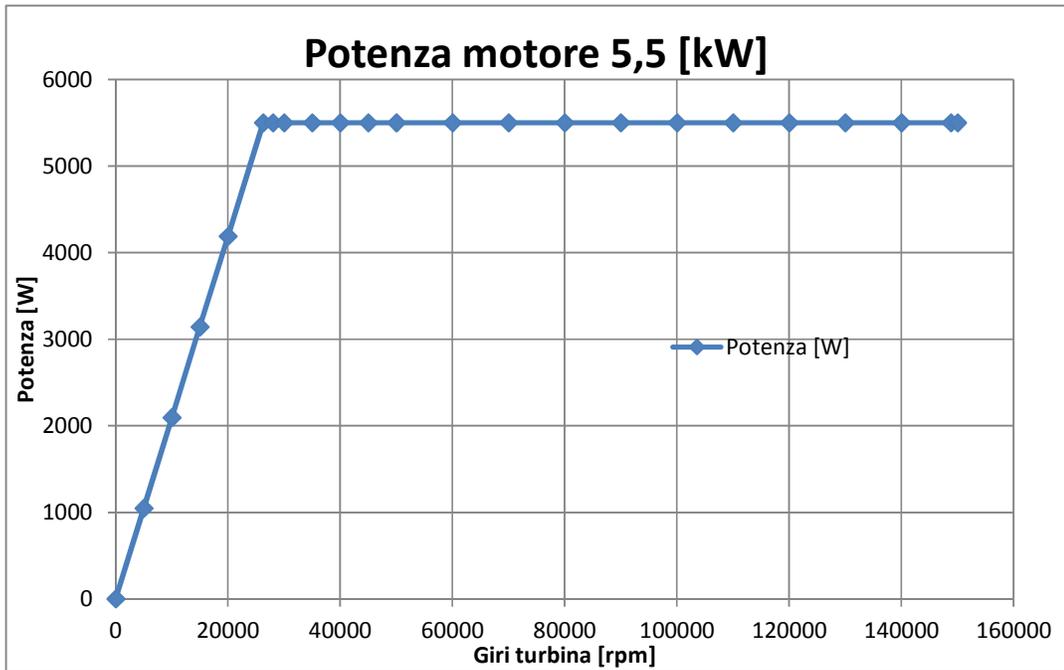
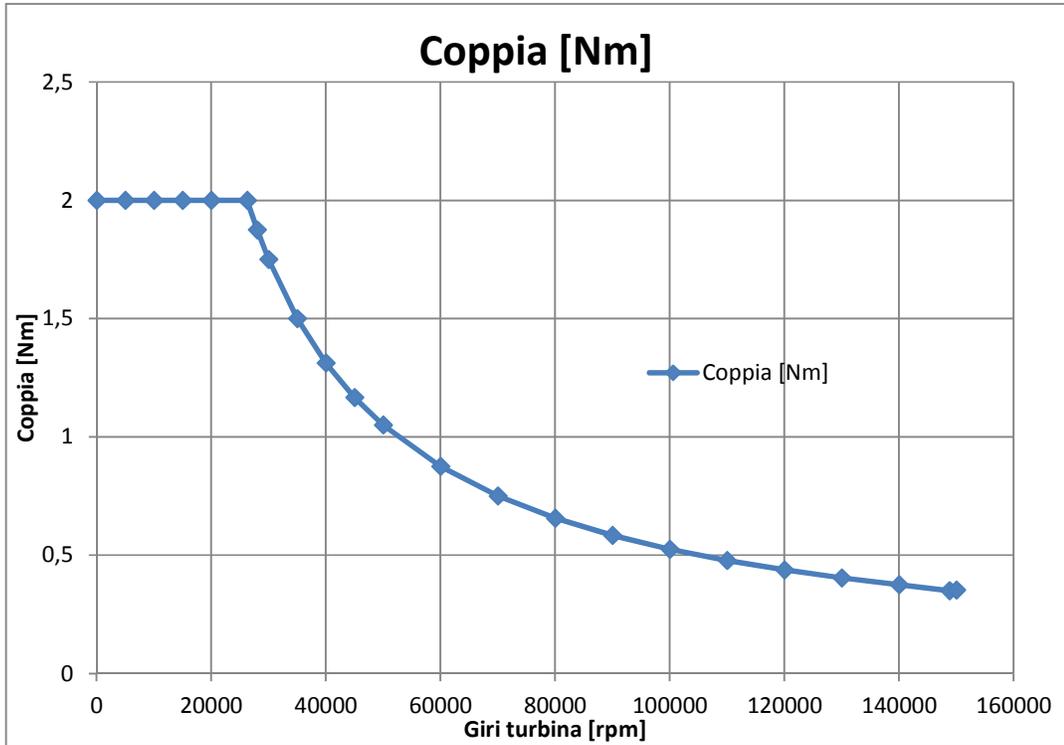
### **5.3 - Risposta del sistema E-Turbo al transitorio con motore da 5.5 kW e da 3 kW**

Una volta ottenuti i dati relativi al motore base, si procede con l'analisi del transitorio del motore dotato di sistema E-Turbo. I casi introdotti sono gli stessi usati per il motore base, cioè 1500, 1750 e 2000 rpm, ma sono state apportate alcune modifiche allo schema di GT-Power che simula il motore elettrico utilizzato per il recupero di energia.

Come prima modifica è stata aumentata l'inerzia dell'albero di collegamento fra turbina e compressore. In questo modo si vuole simulare sia il fatto che il motore elettrico è collegato direttamente al gruppo turbogas che la turbina di diametro maggiore (caso con turbina di dimensioni 2:1). Durante il transitorio di accelerazione questi parametri avranno un effetto che non potrà essere trascurato.

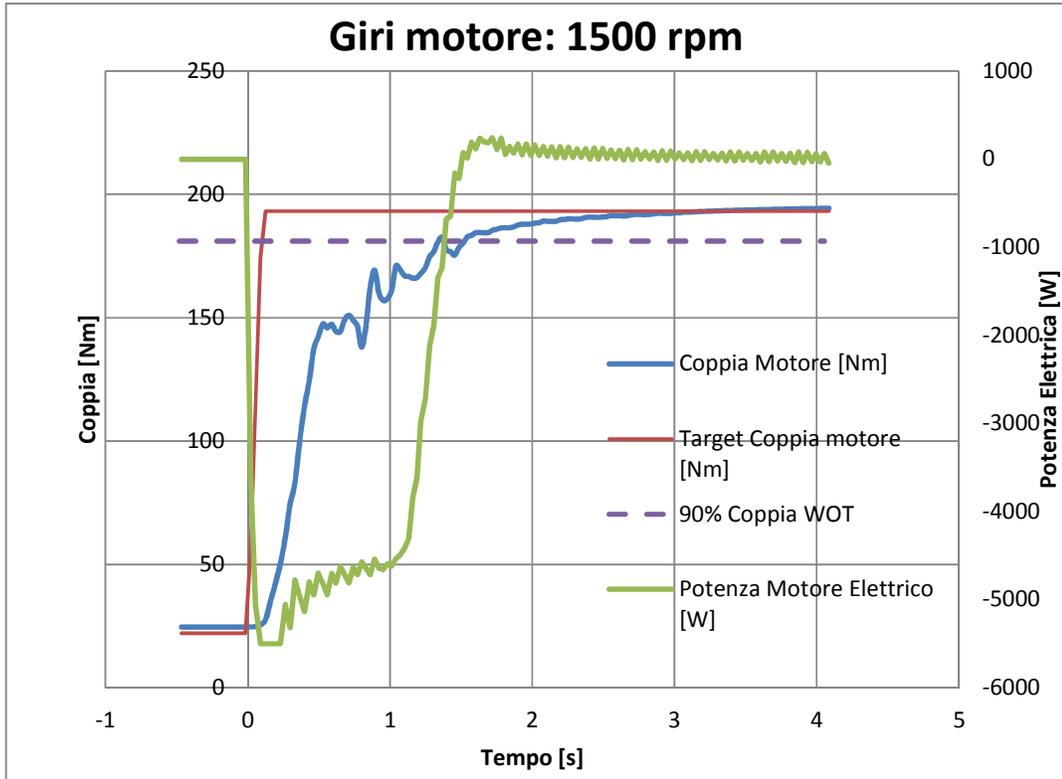
La seconda modifica è stata fatta sul sistema di controllo della coppia applicata all'albero della turbina. Per queste simulazioni è stato usato come target del PID che controlla la velocità del gruppo turbogas la velocità di rotazione della turbina, grazie al fatto che si aveva a disposizione tale dato dalle precedenti simulazioni effettuate sul motore base. Utilizzando questo target è stato possibile inserire nel PID del motore elettrico un limite "dinamico" sulla coppia applicata all'albero. In questo modo si simula il comportamento reale di un motore elettrico, facendo corrispondere ad ogni valore della velocità di rotazione della turbina giri un ben determinato valore massimo di coppia applicata al gruppo turbogas, sia accelerante che frenante.

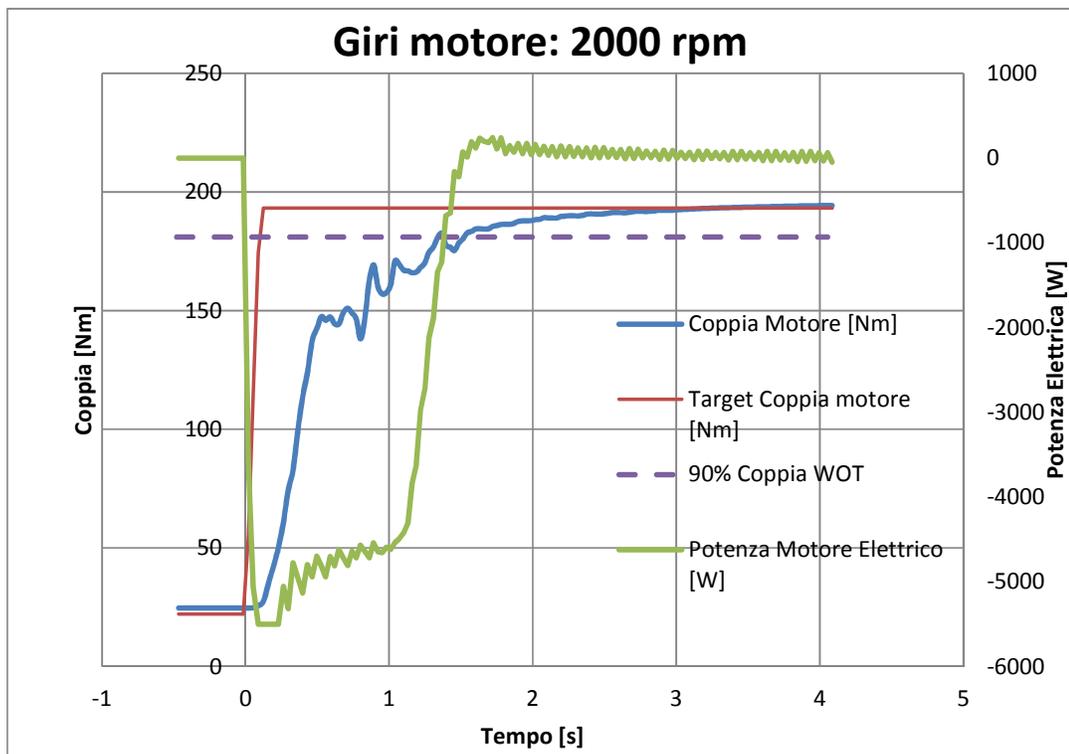
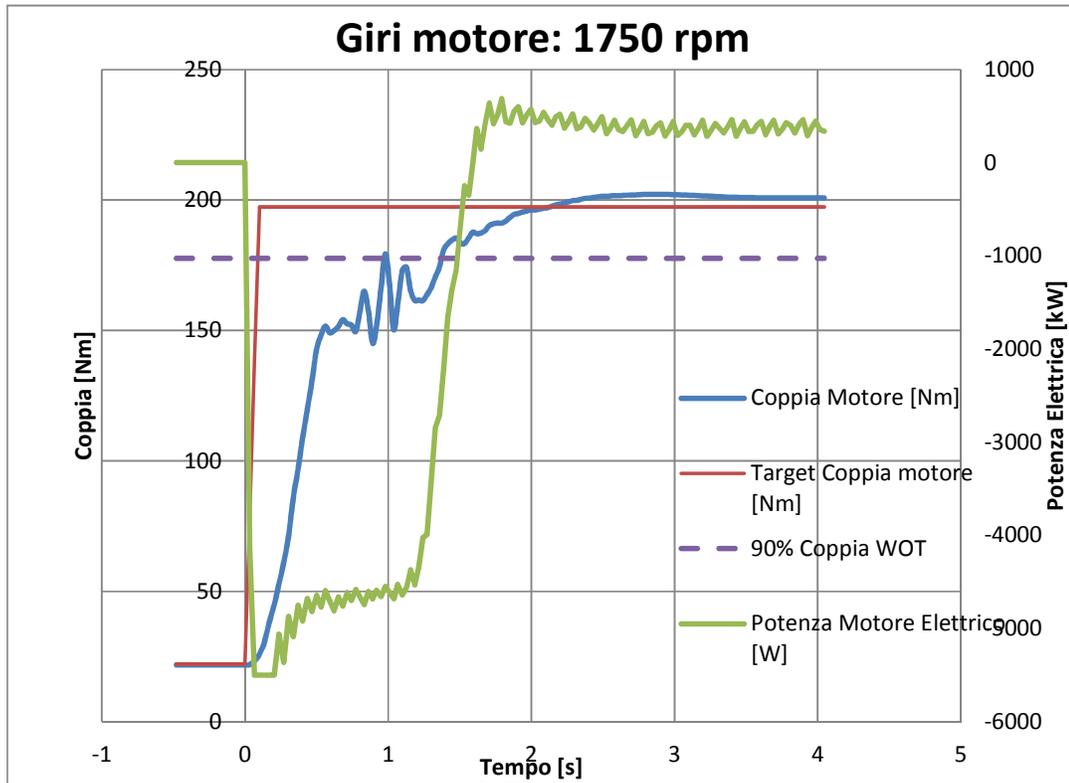
Come primo passo di simulazione è stato scelto di utilizzare un motore da 5,5 kW di potenza di picco. Per costruire le curve caratteristiche di questo motore, coppia-giri e potenza-giri, è stato utilizzato Excel:



Una volta ottenuti i grafici sopra esposti, sono stati inseriti nel PID del motore elettrico i valori della coppia del motore al variare dei giri della turbina.

Si mostrano ora i risultati dei transitori di accelerazione per diversi regimi di rotazione del motore:





Nei grafici sovrastanti sono illustrati i risultati per ogni regime motore analizzato. In rosso è evidenziato il target, in blu è mostrata la coppia motore il cui andamento è crescente negli istanti successivi all'apertura della farfalla, per andare poi a regime dopo qualche secondo. In verde è mostrato l'andamento della potenza del motore elettrico. Durante la fase di accelerazione del turbo, immediatamente dopo l'apertura della farfalla, la potenza erogata risulta negativa; ciò significa che il motore elettrico sta lavorando per accelerare il turbo e non funge da sistema di recupero dell'energia. Nel momento in cui la coppia motore si avvicina al target imposto, si nota un repentino cambio di segno della coppia erogata dal motore elettrico. Ciò è dovuto al fatto che quando la coppia si avvicina al target, il controllore PID impone al motore di frenare il gruppo per portarlo all'equilibrio, recuperando energia.

Si riporta ora un confronto dei tempi necessari a raggiungere il 90% di coppia in pieno per il motore base e per quello E-Turbo:

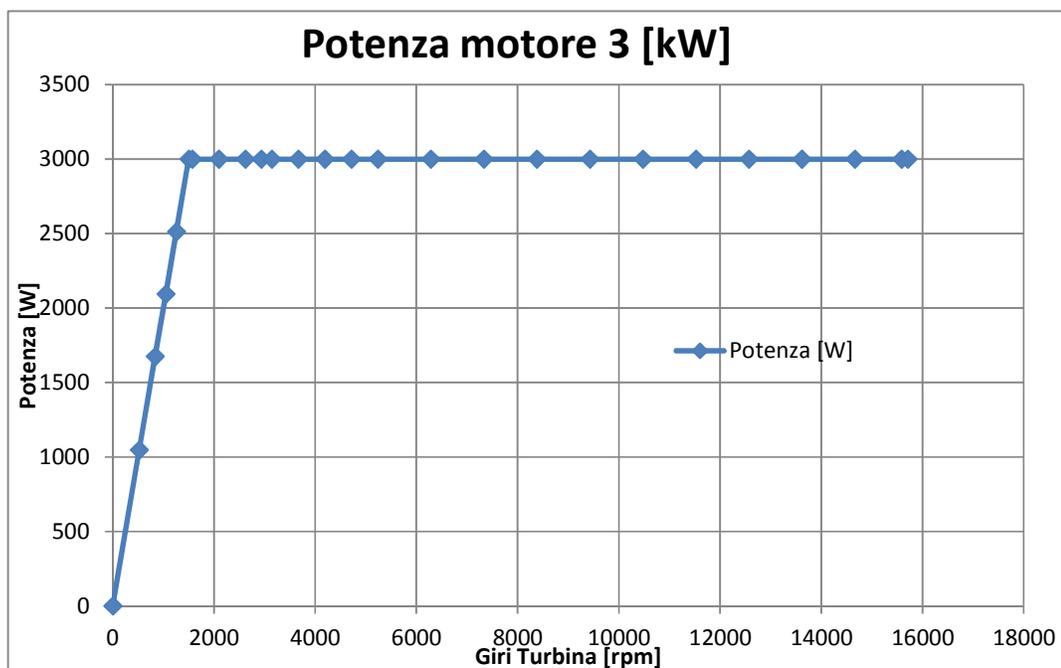
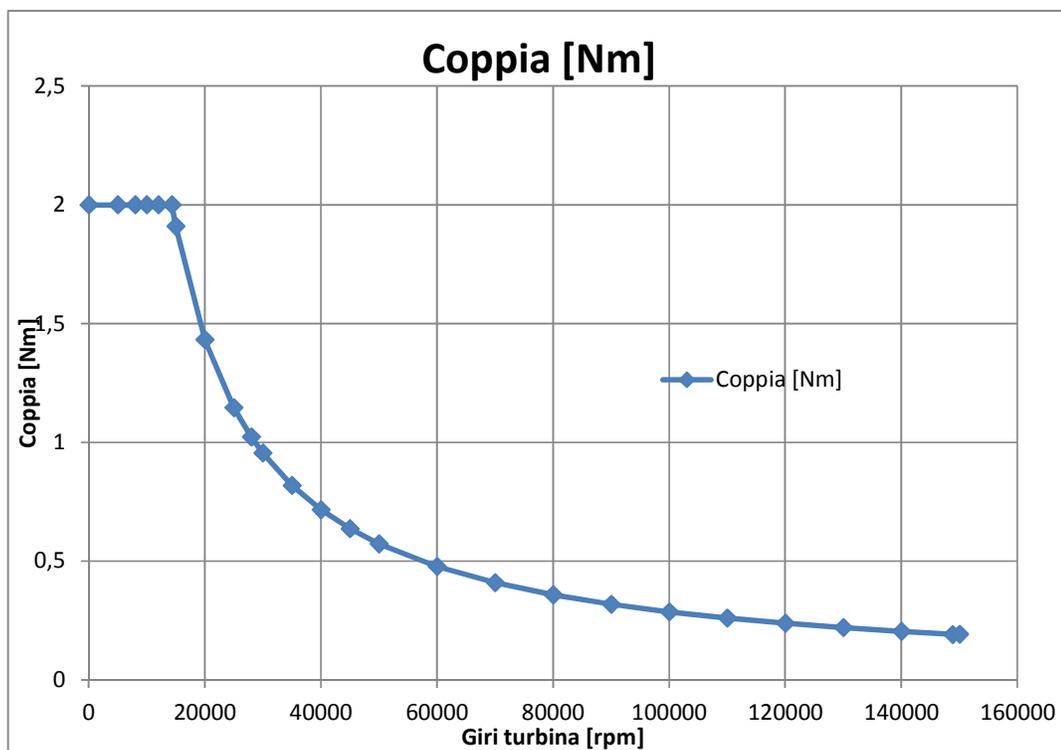
<b>Giri motore [rpm]</b>	<b>Motore base [s]</b>	<b>Motore con E-Turbo [s]</b>	<b>Differenza [s],%</b>
1500	1,6	1,2	-0,4 / -25%
1750	1,8	1,4	-0,4 / -22,2%
2000	1,9	1,4	-0,5 / -26,3%

Si può affermare che il sistema E-Turbo, quando utilizzato durante i transitori di accelerazione, migliora la risposta del motore in transitorio riducendo il classico turbo-lag caratteristico dei motori sovralimentati mediante turbocompressori ai gas di scarico.

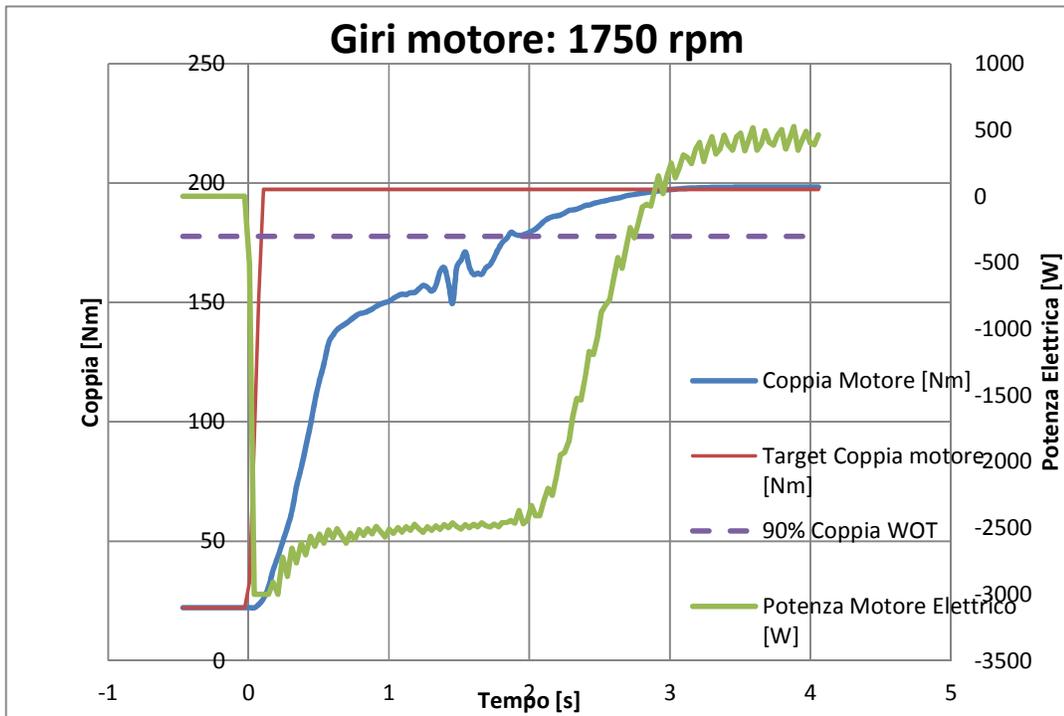
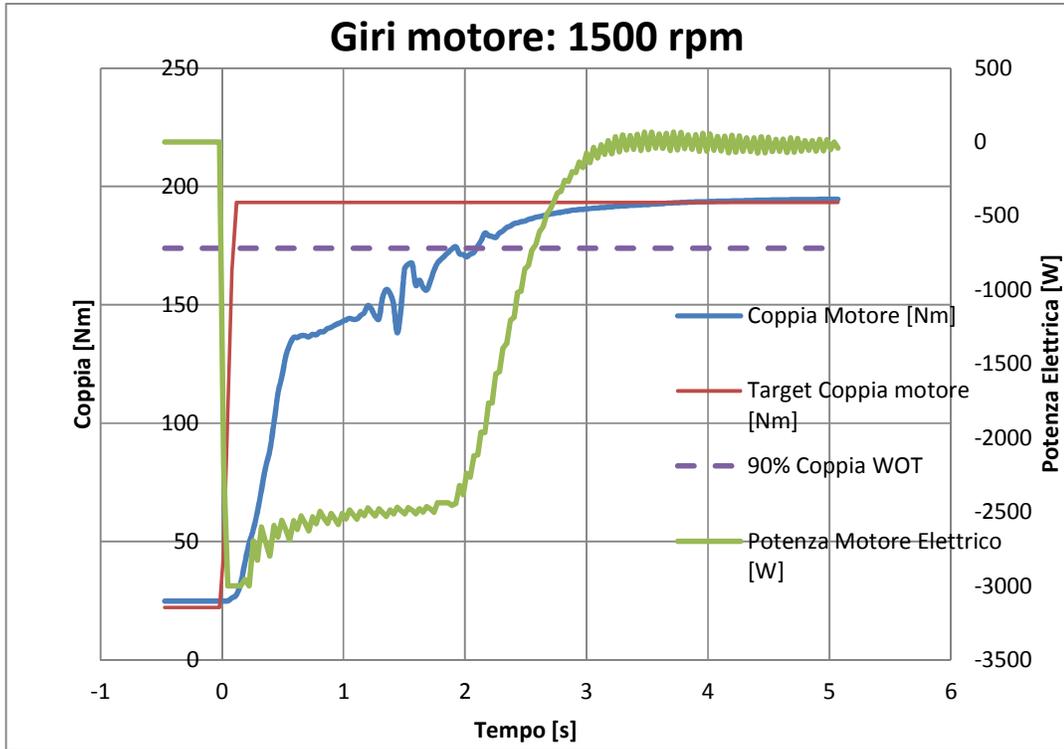
I tempi di risposta appena ottenuti migliorerebbero ulteriormente se si riuscisse a contenere l'inerzia del gruppo turbogas, dato che la presenza del motore elettrico è un fatto sicuramente penalizzante da questo punto di vista.

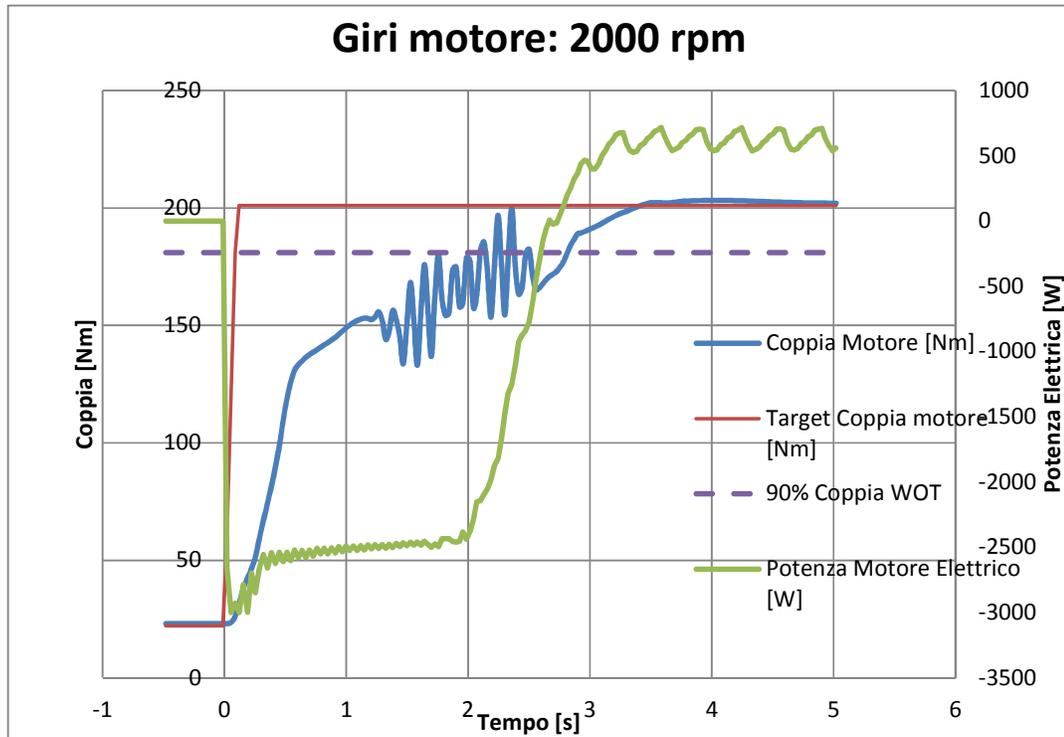
Un parametro che è possibile analizzare meglio, coi dati in possesso, è l'influenza della potenza massima del motore elettrico sul tempo di risposta del sistema. È stato infatti confermato da uno studio della Renault [9] che, per valutare la velocità di risposta di un motore dotato di un sistema E-Turbo, la potenza del motore elettrico risulta un parametro del primo ordine, mentre l'efficienza del compressore e l'inerzia sono del secondo ordine.

È stato quindi deciso di ripetere nuovamente le simulazioni appena effettuate con uno schema di motore elettrico da 3 kW in luogo di quello da 5,5 kW, mantenendo l'inerzia uguale al caso analizzato in precedenza. Di seguito si riportano i grafici di Excel che sono serviti per inserire nel modello i parametri del motore elettrico da 3 kW:



Si riportano di seguito i grafici relativi alle prestazioni, al variare del regime di rotazione del motore:





Di seguito si riporta anche una tabella con i confronti del tempo necessario ad arrivare al 90% della coppia a pieno carico:

Giri motore [rpm]	Motore base [s]	Motore con E-Turbo [s]	Differenza [s],%
1500	1,6	2,1	+0,5 / +31%
1750	1,8	1,85	+0,05 / +2,7%
2000	1,9	2,8	+0,9 / -47,4%

Dai risultati appena esposti appare chiaro quanto impatta la potenza massima del motore elettrico usato per il sistema E-Turbo, a parità di inerzia. A causa dell'inerzia aumentata rispetto al motore base per simulare l'effetto del motore elettrico, quello da 3 kW non migliora il comportamento del sistema al transitorio di farfalla, ma addirittura ne rallenta la risposta. Per completare l'analisi, viene riportata di seguito una tabella che mostra l'energia elettrica assorbita per far accelerare il gruppo per entrambi i motori elettrici analizzati:

Giri motore [rpm]	Energia motore da 5,5 kW [J]	Energia motore da 3 kW [J]
1500	6143,13	6263,09
1750	6525,68	6185,17
2000	6655,23	5991,73

In conclusione è possibile affermare che il sistema E-Turbo garantisce una risposta più veloce ed offre una migliore guidabilità rispetto ad una vettura dotata di turbocompressore ai gas di scarico senza sistema di recupero dell'energia. Tale velocità di risposta è sicuramente influenzata negativamente dall'inerzia aggiuntiva del motore elettrico direttamente collegato al gruppo turbogas e dalle dimensioni maggiorate della turbina, ma soprattutto dalla potenza massima del motore elettrico.



## ***CONCLUSIONI***

Con la presente tesi di laurea è stato studiato un sistema E-Turbo di recupero dell'energia ai gas di scarico da applicare ad un motore destinato ad una vettura per uso stradale. Lo studio che è stato svolto ha portato a condurre diverse tipologie di simulazioni con il programma GT-Power. Sono state studiate le prestazioni del sistema in condizioni di pieno carico, in parzializzato ed anche la risposta ad alcuni transitori di farfalla.

Per le simulazioni a pieno carico sono state analizzate diverse tipologie del sistema, partendo da quelle volte a trovare il massimo risparmio in termini di combustibile utilizzato, a quelle volte a massimizzare la potenza totale disponibile all'albero motore. Diverse simulazioni in parzializzato sono state fatte con lo scopo di studiare le potenzialità in termini di energia elettrica prodotta dai gas di scarico quando il motore non si trova a pieno carico.

È risultato che l'energia recuperata con questa tecnologia risulta fortemente influenzata da alcuni parametri, come ad esempio la portata di gas di scarico che è direttamente proporzionale al carico ed al regime di rotazione del motore. Tale correlazione è stata possibile trovarla con l'analisi dei dati ottenuti in parzializzato, nei quali è stato riscontrato che per bassi carichi e regimi di rotazione, l'energia prodotta dal motore elettrico è molto bassa, se non addirittura nulla, per il motore utilizzato nelle simulazioni.

Altri parametri che influiscono notevolmente sulle prestazioni del sistema E-Turbo, ma anche del motore termico, sono la dimensione e l'efficienza della turbina, come è stato riscontrato dalle analisi fatte al variare appunto della dimensione e dell'efficienza. Per quanto riguarda la dimensione è necessario scegliere una turbina più grande rispetto alla configurazione base (senza E-turbo) in modo tale da massimizzare il recupero di energia ed ottenere un guadagno sulla coppia erogata dal motore dovuta ad una minore contropressione allo scarico. Questa scelta ha certamente un impatto sulla risposta dinamica del sistema nei transitori di carico. In definitiva per avere il massimo dell'energia recuperabile ed un incremento dell'efficienza del motore termico è necessario trovare un'ottima combinazione fra turbina e compressore ed un'elevata efficienza del gruppo turbogas. Questa ottima combinazione è diversa dalle quelle tradizionali dei gruppi attualmente sviluppati per uso automobilistico.

In conclusione il sistema mostra grosse potenzialità agli alti carichi. I motori moderni stanno, infatti, subendo un forte processo di downsizing e per questo motivo lavorano in zone dove la conversione di energia allo scarico è possibile. In definitiva sono percorribili due strade: la prima consiste nell'installare il sistema E-Turbo come upgrade dei motori attuali, con lo scopo della ricerca di

un incremento delle prestazioni. La seconda consiste nell'incrementare il grado di downsizing in caso di progettazione di un nuovo motore.

Per quello che riguarda i transitori di carico, è stato riscontrato che quando si è utilizzato il sistema come "E-Booster" per accelerare il gruppo i tempi di risposta sono diminuiti di circa il 25% o rimangono quasi identici a quelli del motore base. In questo caso, tuttavia, bisogna precisare che l'incremento di inerzia del gruppo, dato dalle dimensioni maggiorate della turbina e dalla presenza del motore elettrico, portano ad influire negativamente sulle prestazioni del sistema. Questi due parametri, assieme alla potenza massima del motore elettrico, influiscono notevolmente sui tempi di risposta del turbo-gruppo.

## ***RINGRAZIAMENTI***



## **BIBLIOGRAFIA**

- [1] A.T.C. Patterson, R. J. Tett, J.McGuire, “*Exhaust Heat Recovery using Electro-Turbogenerators*”, Bowman Power, January 2009
- [2] U. Hopmann, M.C. Algrain, “*Diesel Engine Electric Turbo compound Technology*”, Caterpillar Inc., January 2003
- [3] F. Jianqin, L. Jingping, Y. Yanping, Y. Hanqian, “*A Study on the prospect of Engine Exhaust Gas Energy Recovery*”, State Key laboratory of Advanced Design and Manufacturing for Vehicle and Body, Hunan University, Changsha, China, 2011
- [4] G. Minelli, “*Motori endotermici alternativi*”, Pitagora Editrice Bologna, Giugno 1998
- [5] M. Knopf, “*How long can we go? Downsizing the internal combustion engine*”, Ingenia Issue, December 2009
- [6] Leonard, J., “*History of the turbocompound*”, <http://www.rotaryeng.net/sum-turbo-comp.html>
- [7] Y. Ismail, D. Durrieu, P. Menegazzi, P. Chesse, D. Chalet, “*Potential of Exhaust Heat Recovery by Turbocompounding*”, Valeo, Ecole Centrale de Nantes, 10/09/2012
- [8] A. Greszler, “*Diesel Turbo-Compound Technology*”, Volvo Powertrain Corporation, February 2008
- [9] A. Lefebvre, S. Guilain, “*Transient Response of a Turbocharged SI Engine with an Electrical Boost Pressure Supply*”, Renault SA, May 2003