

UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE FACOLTÀ DI INGEGNERIA

Dipartimento di Ingegneria Industriale e Scienze Matematiche Corso di Laurea Triennale in Ingegneria Meccanica

Ottimizzazione della fasatura di distribuzione di un motore per competizioni Formula SAE

Valve lift profile optimization of a Formula SAE racing engine

Relatore: Tesi di Laurea di:

Prof. Ing. Flavio Caresana Enrico Agostinelli

Anno accademico 2020/2021

Sommario

1. In	troduzione	4
1.1.	Contesto Formula Student	4
1.2.	Ottimizzazione prestazionale dei motori a ciclo Otto	7
1.3.	Analisi del problema: il ciclo di pompaggio	11
1.4.	Obiettivi dello studio	19
2. M	odellazione fluidodinamica 1D del motore	20
2.1.	Cenni sulla simulazione fluidodinamica 1D	20
2.2.	Costruzione del modello 1D del Polimarche Racing Team	22
2.3.	Reverse engineering del gruppo testata	32
3. Ca	alcolo CFD dei coefficienti di efflusso delle valvole	35
3.1.	Descrizione del coefficiente di efflusso	35
3.2.	Cenni sulla simulazione fluidodinamica CFD RANS	39
3.3.	Impostazione della simulazione	44
3.4.	Risultati della simulazione e analisi dati	54
4. Ot	ttimizzazione della fasatura	60
4.1.	Descrizione del processo di ottimizzazione	60
4.2.	Analisi dei vari algoritmi	62
4.3.	Implementazione dell'algoritmo genetico NSGA-III	65
4.4.	Risultati	67
5. Ar	nalisi dei risultati in GT-Post	70
4.5.	Variazione dei valori medi	70
4.6.	Analisi del ciclo di pompaggio	74
4.7.	Analisi del turbocompressore	76
6. Ve	erifica meccanica	80
6.1.	Analisi cinematica dei profili di alzata	81
6.2.	Impostazione dell'analisi dinamica	88
6.3.	Analisi dei risultati	95
7. Co	onclusioni	100
Indice	delle figure	107
Riblioa	urafia	111

1. Introduzione

1.1. Contesto Formula Student

Questa tesi consiste in un progetto di ricerca finalizzato alla realizzazione di un nuovo asse a camme per la vettura del team di Formula Student dell'Università Politecnica delle Marche, il Polimarche Racing Team. Si tratta di una monoposto con propulsore a combustione interna derivato da un motore motociclistico modificato per essere sovralimentato, motivo per cui la riprogettazione dell'asse camme risulta un fattore significativo nella massimizzazione delle performances.



Figura 1 Vettura P4M durante una competizione nella stagione 2019

In particolare, il motore deriva dalla motocicletta KTM 690 del periodo 2012-2016, ed è un monocilindrico a corsa corta ad alte prestazioni. L'assenza di un frazionamento rappresenta un pregio in termini di peso, mentre la sovralimentazione consente un incremento determinante del rapporto potenza-peso.

Weight	Parameters	Smart 700cc	InLine four*	Kawasaki ER6N	Kawasaki ER6N T	KTM 690 T	KTM 690	KTM 390 T	KTM 390
	Obtainable Performances** [1-5],								
3	5 is +90hp, 1 is -50hp	5	4	3	5	4	2	3	1
	Stock performances [1-5],								
2	same as above	1	5	3	3	2	2	1	1
	Overall weight [1-5],								
3	5 is -30kg, 1 is +70kg	1	2	2	1	3	4	4	5
2	Volume requirements [1-5]	1	1	4	2	4	5	4	5
1	Affordability* [1-5]	5	2	5	5	3	3	2	2
		27	32	34	33	36	35	33	32
	*average 4cyl motorcycle engine								
	** fsae-related expected performan	nces							
	*** note that turbocharging doesn't	t represent an	additional co	st thanks to spor	nsorships.				

Figura 2 Tabella utilizzata nel 2018 per confrontare le varie architetture del propulsore



Figura 3 Rendering del motore montato nel 2019 sulla vettura P4M

Sebbene questa soluzione rappresenti sulla carta il compromesso ideale, essa ha presentato una serie di difficoltà sia pratiche, legate alle modifiche necessarie rispetto ai componenti "originali", sia progettuali legate al dover accoppiare due macchine dinamiche ad una macchina volumetrica priva di frazionamento. Infatti, fluidodinamicamente le forti oscillazioni cicliche di pressione e portata dovute al monocilindrico sono mal digerite da turbina e compressore. Per questo motivo vi è un'importanza fondamentale nella progettazione dei sistemi di aspirazione e scarico e nella scelta del turbocompressore con le opportune caratteristiche.

Nel corso delle prime due stagioni sono state da subito implementate queste soluzioni ottenendo risultati positivi, mentre si è poi proceduto ad ottimizzarne progressivamente il funzionamento.

In questo contesto, la riprogettazione dell'asse a camme rappresenta lo step evolutivo a maggior impatto prestazionale. Infatti, come verrà poi approfondito nel paragrafo seguente, il rendimento volumetrico in configurazione sovralimentata è penalizzato dalla fase di incrocio originale.

1.2. Ottimizzazione prestazionale dei motori a ciclo Otto

Il motore ideale a ciclo Otto è caratterizzato da quattro corse del pistone a loro volta rappresentative di quattro trasformazioni principali [1]:

- Fase di aspirazione.
 - Descritta da una isobara, durante la quale la valvola di aspirazione si apre ed il pistone compie lavoro per aspirare aria nel cilindro.
- Fase di compressione.
 - Descritta da una compressione adiabatica, durante la quale tutte le valvole sono chiuse ed il pistone compie lavoro per comprimere l'aria nel cilindro
- Fase di espansione.
 - Descritta da una espansione adiabatica. In maniera istantanea tra questa fase e la precedente vi è rilascio termico della combustione, successivamente questa fase è caratterizzata da estrazione di lavoro da parte del pistone mentre il gas combusto si espande.
- Fase di scarico.
 - Descritta anch'essa da una isobara idealmente alla stessa pressione (atmosferica) della prima fase, durante la quale il pistone risale espellendo il gas esausto.

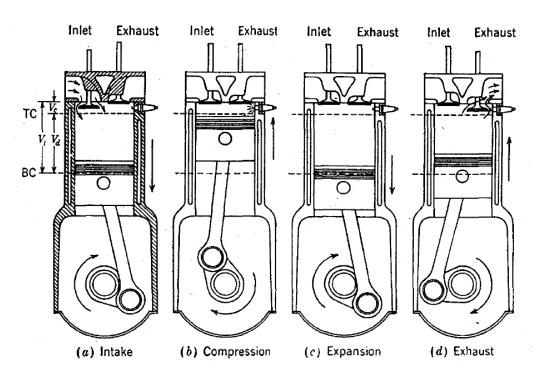


Figura 4 Fasi del motore a ciclo otto [1]

Attraverso pure considerazioni termodinamiche, si giunge facilmente alla relazione del rendimento del motore ideale:

$$\eta = 1 \text{-} \left(\frac{T_1}{T_2} \right) = 1 - \frac{1}{r_c^{k-1}}$$

In cui T_1 è la temperatura a fine compressione, T_2 la temperatura ambiente, ed r_c il rapporto di compressione geometrico:

$$r_c = \frac{V_2}{V_1} = \frac{Volume\ morto\ + cilindrata}{Volume\ morto}$$

Nei motori benzina questo rapporto è limitato dalla temperatura massima T₁ a causa del fenomeno della detonazione, che solo in casi estremi consente di superare r_c 13:1 nei motori aspirati. Nei motori sovralimentati le temperature e pressioni in gioco sono superiori, per questo motivo il rapporto di compressione geometrico risulta inferiore agli aspirati.

A questo punto è interessante introdurre una relazione analitica per la potenza del motore reale, al fine di identificare le possibili aree di miglioramento prestazionale.

Rispetto al caso ideale il ciclo Otto reale assume un andamento sostanzialmente diverso dovuto alle ipotesi di quasi stazionarietà e reversibilità del primo modello. Infatti, introducendo gli attriti, la non tempestività della combustione e dell'apertura delle valvole, la combustione non omogenea ed altri fattori di non idealità, si ottiene il cosiddetto ciclo indicato.

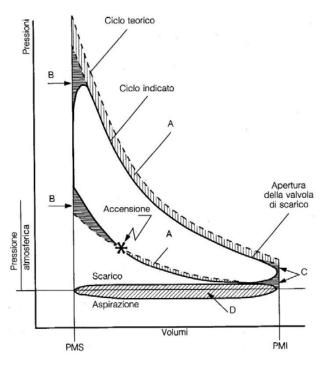


Figura 5 Confronto tra ciclo indicato e ciclo teorico nel diagramma Pressione-Volume [2]

A partire dal caso ideale, si può descrivere la potenza di quello reale introducendo ulteriori rendimenti per ciascuna non-idealità, arrivando effettivamente ad una formula analitica della potenza utile [3]:

$$P = \eta_u \frac{\rho_0 ZSH_i}{\alpha_t} \frac{u}{T}$$

In cui, analizzandone i termini si evidenzia dove ci può essere margine di miglioramento:

 η_u = rendimento utile, molto inferiore al rendimento ideale

 ho_0 = densità nel condotto di aspirazione

Z = numero di cilindri

S = superficie del pistone

 H_i = potere calorifico inferiore del combustibile

 α_t = rapporto aria/combustibile

u = velocità media del pistone

T = coefficiente per tenere conto dei "tempi" del motore: in questo caso 4

Da questa prima relazione, considerando il presente contesto progettuale per cui si è deciso di non stravolgere le caratteristiche meccaniche del motore, avremo che u, T, Z, S sono fissati. Mantenendo inoltre lo stesso combustibile (come da regolamento) vengono fissati anche α_t e H_i . Dunque, gli unici parametri di miglioramento rimangono ρ_0 e η_u .

A loro volta:

 ho_0 può aumentare solo con metodi di sovralimentazione: dunque sfruttando fenomeni dinamici, oppure con induzioni forzate

 η_u è un rendimento globale che può essere descritto tramite altri 9 termini [3]:

$$\eta_u = \eta_c \eta_{ac} \eta_{id} \eta_l \eta_{ip} \eta_p \eta_o \eta_t \eta_{vt}$$

dove:

- η_c = rendimento di combustione, incrementabile con una miscela grassa
- η_{ac} = rendimento di adiabaticità, legato alle caratteristiche costruttive della testata e dunque non migliorabile
- η_{id} =rendimento ideale, legato al rapporto di compressione come precedentemente mostrato, e dunque non migliorabile
- η_l =rendimento limite, legato alla variabilità delle costanti fisiche nel caso reale (cp, cv, k), non migliorabile
- η_{ip} =rendimento indicato positivo, corrispondente al rapporto tra il lavoro nel ciclo limite e quello indicato positivo, ovvero senza considerare il ciclo di pompaggio.
- η_p =rendimento di pompaggio, rapporto tra il lavoro indicato ed il lavoro indicato positivo,
- η_O =rendimento organico, rapporto tra il lavoro al netto di assorbimenti ausiliari (trasmissioni, attriti, pompe,...) ed il lavoro indicato. Legato a caratteristiche fisiche, non migliorabile
- η_t =rendimento di intrappolamento, legato alla quantità di combustibile effettivamente intrappolata nel cilindro (la cui espulsione può dipendere dal lavaggio forzato)
- η_{vt} =rendimento volumetrico totale, tiene conto del riempimento del cilindro, dunque rapporto tra massa d'aria aspirata e massa d'aria corrispondente all'intero volume alla densità di aspirazione.

Da questa seconda analisi si nota come, nel caso specifico di questa trattazione, le uniche aree di intervento per la massimizzazione della potenza sono la sovralimentazione e l'ottimizzazione

dell'intrappolamento di aria e combustibile, che a loro volta dipendono strettamente dalla fasatura di distribuzione e dalla fase di incrocio.

Per questo motivo, riveste fondamentale importanza il ciclo di pompaggio, che verrà analizzato nel paragrafo seguente.

1.3. Analisi del problema: il ciclo di pompaggio

Il ciclo complessivo del motore a combustione interna (M.C.I.) a quattro tempi è considerabile come la somma di due cicli fondamentali:

- Il ciclo di potenza, o attivo, in cui vi è la compressione della miscela fresca, la combustione e l'espansione dei gas combusti con estrazione di lavoro. Il lavoro richiesto per la compressione e gli attriti sono compensati dall'espansione, per cui L_a>0
- Il ciclo di pompaggio, o passivo, in cui invece si provvede alla sostituzione della carica combusta con una nuova quantità di gas fresco. Questo causa l'assorbimento di una quota energetica comprendente il cosiddetto lavoro di pompaggio, ovvero quello necessario al rinnovo della carica e pari al prodotto della forza agente sul pistone per la corsa, e i vari attriti: Lp<0

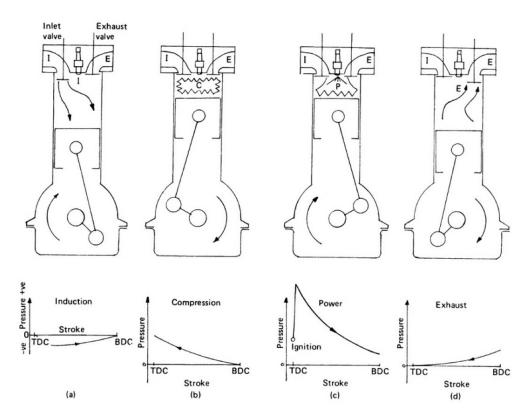


Figura 6 Schema e trasformazioni del ciclo Otto [4]

Tuttavia, storicamente la gestione del ciclo di pompaggio rappresenta una chiave fondamentale per l'incremento prestazionale, soprattutto nei motori aspirati. Infatti, seppur idealmente non previsto, nei motori reali vi è una fase, prossima al punto morto superiore, in cui tutte le valvole di aspirazione e scarico sono contemporaneamente aperte: la fase di incrocio.

Essa è di importanza fondamentale in quanto può garantire il lavaggio del volume morto della camera di combustione, a condizione che dal condotto di aspirazione vi sia una pressione superiore a quella di scarico.

Questa è una tecnica usata ampiamente nei motori aspirati ad alte prestazioni e la si realizza attraverso i fenomeni di sovralimentazione dinamica: quelli che sfruttano le caratteristiche dinamiche della fluidodinamica del motore altrimenti ignorate nel caso ideale quasi-statico. Tenendo conto della comprimibilità e della transitorietà del moto del fluido si riescono ad ottenere incrementi di pressione in aspirazione [3] [5]. Tradotto in termini di riempimento, il vantaggio massimo è nell'ordine del 10% (fino ad un riempimento volumetrico di 1.1) per motori pluricilindrici aspirati ad alto numero di giri.

Più nello specifico, si definisce "tuning" quella gestione vantaggiosa del ciclo di lavaggio che si realizza tramite un'opportuna "accordatura" delle caratteristiche geometriche dei condotti rispetto alla fasatura delle valvole. Questo fenomeno, insieme all'effetto inerziale "ram effect", legato all'inerzia della massa fluida ad alti regimi, sono due dei pochi effetti non ideali benefici, in quanto consentono di incrementare il riempimento tramite un'opportuna progettazione. Nella figura seguente presa dal celebre Heywood [1], si illustra come le varie non idealità vadano a peggiorare il riempimento, ad esclusione dei due fenomeni appena citati.

Il grafico va letto partendo dalla curva A, ed ottenendo man mano le altre curve B, C,... con cui si prendono in considerazione i vari effetti, fino ad ottenere la curva generica di un motore a ciclo Otto.

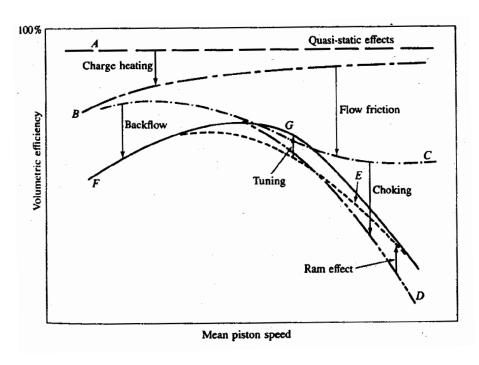


Figura 7 Andamento del riempimento volumetrico rispetto alla velocità media del pistone [1]

Oltre agli incrementi in valore assoluto, l'accordatura della fasatura e dei condotti comporta anche un andamento diverso della curva, andando ad ottimizzare alcuni regimi e, di conseguenza, penalizzandone altri.

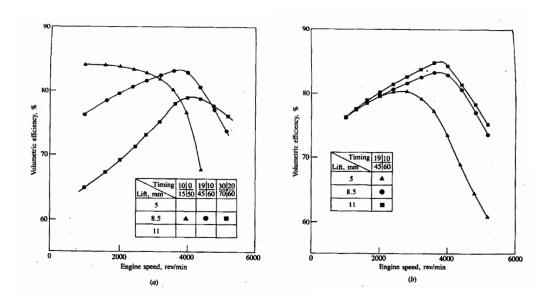


Figura 8 (a) andamento dell'efficienza volumetrica a diversi valori di fasatura valvole (nel riquadro dall'alto verso il basso e da sinistra verso destra: anticipo apertura aspirazione rispetto al PMS, ritardo chiusura scarico rispetto al PMS, ritardo chiusura aspirazione rispetto al PMI, anticipo apertura scarico rispetto al PMS)

(b) andamento dell'efficienza a diversi valori di alzata massima

Come evidente dal grafico, anche il valore di alzata massima è un parametro importante, andando effettivamente a strozzare più o meno il transito del fluido. Tuttavia, il suo incremento dà benefici fino ad una certa soglia, oltre la quale non è più conveniente andare. Questo è motivato dal fatto che ad alte alzate la presenza della valvola comporta sempre meno perdite di carico, mentre iniziano a prevalere quelle dovute al condotto stesso, dovute all'avvicinamento al valore di portata massima isoentropica.

Intuitivamente si capisce che modellare tale comportamento fluidodinamico è fondamentale per calcolare la portata massica istantanea durante le due fasi di aspirazione e scarico. A tal fine si utilizza il coefficiente di efflusso, un parametro adimensionale che verrà dettagliatamente analizzato nel capitolo ad esso dedicato.

Per meglio analizzare ciò che avviene nella fase di incrocio, si anticipa lo strumento della simulazione 1D, spiegata poi dettagliatamente nel capitolo seguente. Si riportano di seguito i risultati per le pressioni istantanee del motore aspirato originale al regime di massima coppia (6500rpm, riempimento volumetrico 0.95).

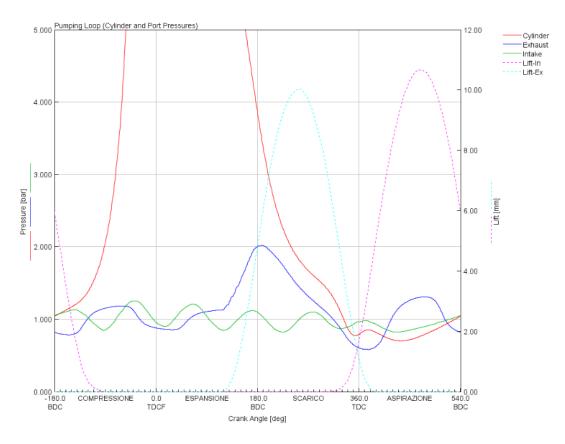


Figura 9 Andamento delle pressioni nei condotti per il motore KTM 690 aspirato a 6500rpm e 100% del carico

Si possono notare i fenomeni già citati:

- Le oscillazioni pseudo-sinusoidali a valvole chiuse delle pressioni di aspirazione e scarico rappresentano le riflessioni delle onde di pressione nei condotti, la cui frequenza dipende dalla velocità locale del suono e dalla lunghezza. Si nota inoltre come sono progressivamente smorzate nel tempo (all'aumentare del crank angle) dalle perdite di carico. Le lunghezze dei condotti di aspirazione e scarico sono dunque parametri fondamentali per gestire la fasatura relativa di queste oscillazioni ("tuning" dei condotti).
- In corrispondenza dell'apertura della valvola di aspirazione ("Lift-in") la pressione di aspirazione ("Intake") risulta superiore di quella di scarico ("Exhaust) e a quella media della camera di combustione ("Cylinder"), ottenendo la cosiddetta sovralimentazione dinamica.

Sotto tali condizioni, si nota inoltre nel grafico alla pagina seguente come la portata di scarico rimanga positiva per tutta questa fase ("Flow:Exval") fino a che la valvola è completamente chiusa("Lift:Exval").

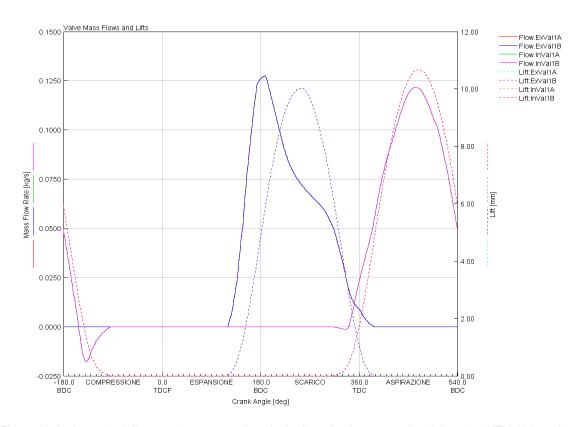


Figura 10 Andamento delle portate attraverso le valvole di aspirazione e scarico del motore KTM 690 aspirato a 6500rpm e 100% del carico

Tuttavia, il motore in versione sovralimentata avrà necessariamente caratteristiche diverse in termini di pressioni.

L'accoppiamento del motore a ciclo Otto con un turbocompressore consente di intervenire sulla pressione di alimentazione consentendo un riempimento maggiore in virtù della comprimibilità dell'aria. Questo significa maggiori prestazioni a parità di cilindrata.

La potenza necessaria alla compressione viene estratta da una turbina posta allo scarico del motore e calettata allo stesso asse del compressore, provocando inevitabilmente anche una variazione della pressione di scarico. Il punto di funzionamento del turbocompressore dipenderà dalle caratteristiche fluidodinamiche delle due turbomacchine, che sono a loro volta descritte da mappe sperimentali basate su quantità adimensionalizzate, e da eventuali sistemi di regolazione che vanno ad alterare il rapporto tra le portate delle due macchine.

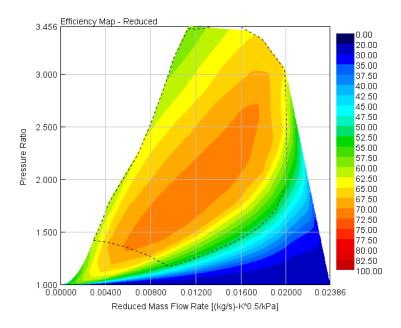


Figura 11 Rappresentazione grafica della mappa caratteristica del compressore scelto - Mitsubishi serie TD025M, 06T4

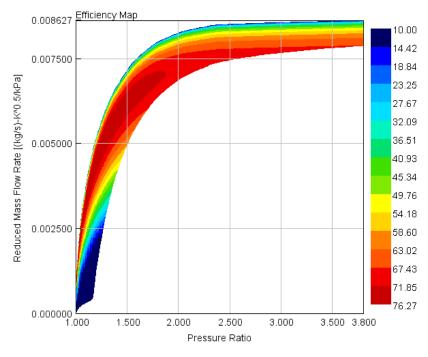


Figura 12 Rappresentazione grafica della mappa caratteristica della turbina scelta, Mitsubishi serie TD025M, F2.8

È interessante appunto considerare i metodi per la regolazione del sistema, dove l'obiettivo più semplice è controllare la pressione di mandata ed averla costante a vari regimi. Generalmente si opera sul lato caldo del turbocompressore adottando principalmente due soluzioni [2]:

- Valvola "waste-gate", una valvola di sfiato, a piattello o a farfalla se esterna, posta sul lato caldo del turbo. Essa bypassa i gas esausti da monte a valle della turbina, modulando effettivamente la portata in ingresso alla girante. Si tratta di una soluzione puramente dissipativa, in cui l'energia potenziale legata alla pressione di scarico viene completamente dissipata in calore.
- Statori a pale orientabili, installati all'interno della chiocciola della turbina, agiscono modificando le componenti di velocità del flusso, prediligendo quelle assiali quando si vuole ridurre la potenza estratta. Si tratta di una soluzione maggiormente efficiente della precedente, tuttavia più complicata e meno affidabile meccanicamente.

La scelta di uno o l'altro sistema influisce sulla contropressione finale allo scarico: la soluzione a geometria variabile consente infatti minori contropressioni a parità di potenza estratta proprio in virtù della minor dissipazione.

Ora, entrando nel dettaglio del motore in esame, la scelta del turbocompressore è avvenuta seguendo i seguenti criteri:

- Pressione di mandata fissata a 0,8 bar relativi
- Scelta limitata ad una serie di prodotti proposti dal fornitore
- Scelta del compressore compatibilmente prima di tutto al range di funzionamento del motore (portata massima legata al blocco sonico del restrittore, portata minima considerata da 3000rpm WOT) e poi con un criterio di massimo rendimento
- Scelta della turbina con un criterio di minima contropressione

Il processo di selezione ha portato comunque ad una soluzione con "DeltaP" medio negativo in condizioni di massimo carico, principalmente a causa della pressione di mandata conservativa e della scelta ristretta di componenti.

In tal modo risulta più difficile sfruttare gli effetti di sovralimentazione dinamica, e anzi quel che si verifica è che durante l'incrocio vi è un riflusso dallo scarico verso l'aspirazione, andando dunque ad incrementare la massa di gas combusti intrappolati e a ridurre il riempimento.

Quanto riportato è evidente dai seguenti grafici riferiti sempre al regime di coppia massima (5000 rpm).

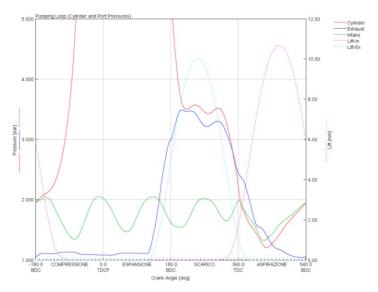


Figura 13 Andamento delle pressioni per il caso sovralimentato a 5000rpm e 100% del carico

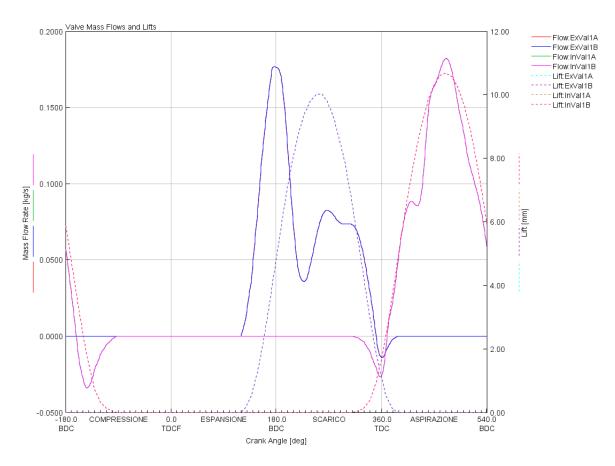


Figura 14 Andamento delle portate per il caso sovralimentato a 5000rpm e 100% del carico

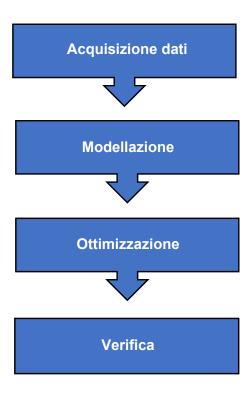
In tal senso l'ottimizzazione della fasatura sarà utile a generare le condizioni affinché le pressioni possano incrociarsi con una fasatura ottimale ed evitare questo riflusso negativo.

1.4. Obiettivi dello studio

Sulla base dei presupposti precedenti, è chiaro che sia possibile ottenere un sensibile incremento delle prestazioni migliorando la fasatura dell'attuale motore, la cui progettazione e verifica sarà attività principale di questa tesi di laurea.

Il processo adottato per la progettazione è il seguente:

- I. Acquisizione dei dati geometrici, cinematici e meccanici relativi alla testata tramite reverse engineering,
- II. Creazione e validazione di un modello fluidodinamico 1D basato sui dati acquisiti relativamente al motore sovralimentato, in ambiente GT-Suite,
- III. Parametrizzazione della legge di alzata e implementazione dell'algoritmo di ottimizzazione iterativa NSGA-III integrato nel pacchetto GT-Suite,
- IV. Analisi meccanica in base ai risultati ottenuti e confronto con la configurazione originale.



2. Modellazione fluidodinamica 1D del motore

2.1. Cenni sulla simulazione fluidodinamica 1D

Il codice di calcolo GT-Power si basa ovviamente sulle equazioni alle derivate parziali di Navier-Stokes, opportunamente adattate e semplificate per il caso monodimensionale.

Infatti, questa ipotesi consente di eliminare il problema dello studio dello strato limite e delle turbolenze, i cui effetti globali sulle perdite di carico nei componenti più semplici, i condotti, vengono stimati da modelli empirici [6] [7] [8]. Per quanto riguarda invece componenti più complessi, come ad esempio l'intercooler, le valvole di aspirazione o turbine e compressori, è necessario introdurre modelli specifici per ciascuna applicazione. [9]

Il dominio spaziale è definito in modo unidimensionale per la maggior parte delle componenti, in funzione di una sola grandezza caratteristica (la lunghezza) e suddiviso in parti entro le quali le proprietà sono considerate costanti. Da questa suddivisione dipende anche l'intervallo temporale usato per l'integrazione delle equazioni differenziali, in accordo con la condizione di Courant. Essa sostiene che al fine di cogliere correttamente i fenoneni transitori, la "velocità" di analisi del solutore definita dal rapporto tra l'unità spaziale e quella temporale di integrazione, debba superare quella del suono. Matematicamente:

$$\Delta t \le 0.9 \frac{\Delta x}{|u| + c}$$

La soluzione poi è di tipo numerico, con un metodo risolutivo Esplicito. Ciò significa che i termini della variazione di densità, velocità ed energia interna vengono imposti in base ai risultati dell'iterazione precedente (o delle condizioni iniziali per la prima iterazione), ed in questo modo si calcolano le variabili fondamentali mancanti – pressione e temperatura.

Si riportano di seguito le equazioni fondamentali di questo processo, ovvero le equazioni di conservazione di massa, quantità di moto ed energia semplificate per il caso 1D.

$$\begin{split} \frac{dm}{dt} &= \sum_{contorno} \dot{m} \\ \frac{d\dot{m}}{dt} &= \frac{dpA + \sum_{contorno} (\dot{m}u) - 4C_f \frac{\rho u |u|}{2} \frac{dxA}{D} - K_p \left(\frac{1}{2} \rho u |u|\right) A}{dx} \\ \frac{d(me)}{dt} &= -p \frac{dV}{dt} + \sum_{contorno} (\dot{m}H) - hA_s \left(T_{fluido} - T_{parete}\right) \end{split}$$

In cui

m = massa V = volume e = energia P = pressione t = tempo T = temperatura

u = velocità ρ = densità

A = sezione del tubo di flusso [m2] As = superficie di scambio termico (tipicamente uguale ad A, tranne negli scambiatori) [m2]

D = diametro equivalente [m]

H = entalpia specifica = $e + p/\rho$ [J/kg] Cf = fattore adimensionale di Fanning h = coefficiente di scambio termico, o trasmittanza termica [W/m2K] Kp = fattore moltiplicativo per le perdite di carico concentrate

In particolare, i termini Cf e Kp sono utilizzati per tenere conto degli effetti tridimensionali (turbolenti) di attrito, e vengono introdotti da dati ricavati empiricamente.

Da notare che queste ultime vanno affiancate alle equazioni di stato del gas reale utilizzato, che consistono in una descrizione empirica dell'entalpia in funzione della temperatura, a partire dalla quale è poi possibile calcolare le proprietà termodinamiche del fluido (cp,cv,k):

$$h = h_{ref} + \sum_{n=1}^{5} a_n (T - T_{ref})^n$$

Dove a_n è il coefficiente n-esimo usato per descrivere l'andamento polinomiale di quinto ordine.

Al di là di condotti, valvole e plenum, un componente che richiede una trattazione a parte è il cilindro e la camera di combustione. Esso infatti è più adatto ad essere modellato con un volume variabile con ingressi ed uscite dotati di coefficienti di efflusso variabili.

Questo tipo di modellazione è definita 0D: le grandezze considerate saranno puramente scalari, ed è una tecnica utilizzata esclusivamente per una modellazione elementare della combustione nel cilindro. Fa forte uso di correlazioni empiriche e di specifiche grandezze scalari per descrivere sinteticamente il moto tridimensionale all'interno del cilindro.

Un esempio è il tumble ratio, un parametro scalare che consente di risalire alla velocità angolare del moto di tumble, ovvero la vorticità con asse perpendicolare all'asse del cilindro utile per la modellazione della combustione.

Il rilascio termico dovuto alla combustione è imposto da un modello fenomenologico calibrato per il motore in questione a partire dalla misurazione al banco prova della pressione in camera sul modello aspirato (la strumentazione necessaria non era purtroppo disponibile per misure sulla versione sovralimentata). Si tratta di una descrizione del tasso di combustione (Burn Rate) attraverso una curva di Weibull a 3 parametri, che prende il nome di curva di Wiebe ed è stata analizzata e descritta in un lavoro precedente. [10]

2.2. Costruzione del modello 1D del Polimarche Racing Team

Per quanto riguarda il motore della vettura P4M del Polimarche Racing Team, era già stato sviluppato un modello 1D preliminare proprio per progettare le componenti di aspirazione, scarico e per eseguire il turbomatching.

Con il continuamento del progetto, le geometrie sono divenute definitive ed il motore ha girato nella configurazione progettata sia al banco prova che in pista. Per questo motivo l'obiettivo ora è di migliorare il modello preesistente, completandolo e rendendolo più aderente al caso pratico.



Figura 15 Rendering CAD del powertrain P4M



Figura 16 Powertrain assemblato fuori dalla vettura prima del montaggio – 2019 (immagine distorta a causa del grandangolo della fotocamera)

Come prima cosa, si riassumono di seguito i componenti fluidodinamici del motore che sono stati modellati, e se ne indicano i dati caratteristici usati per la modellazione.

- Ambienti esterni: rappresentano l'ambiente atmosferico e sono caratterizzati da volume infinito, un solo ingresso/uscita, e condizioni costanti. Sono fondamentali in quanto consentono di chiudere il sistema di equazioni fornendo le velocità in ingresso o in uscita attraverso il gradiente di pressione. I parametri che li descrivono sono:
 - Temperatura
 - o Pressione
 - o Composizione chimica
- Condotti generici a sezione circolare.

Rappresentano la maggior parte del carico computazionale del modello, rappresentano quasi completamente i circuiti di aspirazione e scarico.

I parametri caratteristici sono:

- o Geometrie (diametro, lunghezza, conicità, curvature)
- Lunghezza di discretizzazione: unità in cui viene suddiviso il condotto: ne derivano una serie di domini spaziali entro i quali poi si effettuano i calcoli
- o Rugosità superficiale
- o Conducibilità termica, temperatura esterna e coefficiente di scambio convettivo
- o Eventuali coefficienti di efflusso noti (ad esempio per la valvola a farfalla)
- Condizioni iniziali: pressione, temperatura interna, temperatura parete, composizione chimica

Restrittore.

Si tratta di una limitazione imposta dal regolamento, per cui dev'essere presente un tratto a sezione massima di 20mm. E' realizzato mediante un ugello convergente-divergente, dunque viene modellato a sua volta come due tratti con l'opportuna conicità, ma al fine di validare i risultati di perdita di pressione con quelli del banco prova il diametro minimo è stato impostato a 19mm, simulando un coefficiente di efflusso di 0.9.

I parametri caratteristici utilizzati, oltre a quelli per i condotti generici, sono:

- o Diametro della sezione di gola
- o Coefficiente di efflusso

Intercooler.

Modellato come un insieme di tubi rettangolari in parallelo, con elevato scambio termico in modo da garantire sempre la stessa temperatura a valle. Stessi parametri caratteristici dei condotti circolari.

Plenum di aspirazione.

In questo specifico caso il plenum è integrato nell'intercooler, rappresentandone il primo volume a valle delle condotte di scambio. Esso è modellato come un generico volume con ingressi multipli, all'interno del quale vengono risolte le solite equazioni. I parametri caratteristici da inserire sono:

- Volume e superficie interni
- o Posizione dei condotti connessi
- o Distanza degli sbocchi dalla parete del plenum
- Diametro equivalente descrittivo dell'allargamento in corrispondenza di ciascuno sbocco
- o Caratteristiche termiche e di rugosità come con i condotti circolari

Valvole a stantuffo.

Diversamente dal resto dei componenti, i loro coefficienti di efflusso variano durante il ciclo. I parametri caratteristici sono:

- Legge di alzata (millimetri in funzione dell'angolo rispetto al punto morto)
- o Diametro di riferimento (pari al diametro dello stantuffo)
- Coefficienti di efflusso in funzione del rapporto alzata/diametro. Questi ultimi non sono disponibili per il lato scarico, dunque sarà obiettivo della tesi acquisirli tramite calcolo CFD.

Camera di combustione.

L'unico componente ad essere modellato in maniera zero-dimensionale, vengono applicate le stesse equazioni del caso 1D ma con la differenza del volume e coefficienti di efflusso variabili, ed il cambio di fase durante la combustione. I parametri caratteristici sono:

- Temperature di testa, cilindro e pistone per l'implementazione nel modello di scambio termico Woschni-GT
- o Curva caratteristica per il modello di rilascio termico di Wiebe

• Turbocompressore.

Questo componente meriterebbe una trattazione a parte, in quanto è comprensivo a sua volta di due componenti fluidodinamici (turbina e compressore), un collegamento meccanico (l'albero di collegamento), ed un sistema di regolazione in retroazione (la wastegate). I dati caratteristici sono:

- o Curve di efficienza e velocità del compressore,
- o Curve di efficienza e velocità della turbina,
- o Momento di inerzia del rotore completo,
- o Caratteristiche della wastegate (diametro, parametri di risposta e inizializzazione)
- o Condizioni iniziali: diametro apertura wastegate, rpm rotore

• Albero motore.

Serve per modellare eventuali attriti e per definire la fasatura dei manovellismi in caso di motori pluricilindrici. Ma soprattutto questo template contiene l'informazione sul regime di rotazione del motore che può essere parametrizzata per variare discretamente ed eseguire più calcoli per ciascuna simulazione. I parametri caratteristici dunque sono:

- Tipologia di motore
- o Tipologia di analisi (RPM o coppia costanti)
- Geometrie del manovellismo: alesaggio, corsa, lunghezza della biella e rapporto di compressione
- Modello descrittivo della coppia assorbita per attriti. In tal caso si è implementato un modello polinomiale descrittivo della FMEP (Friction Mean Effective Pressure – Pressione media effettiva di attrito) con andamento quadratico rispetto alla velocità media del pistone. Esso è stato definito a partire da misurazioni al banco prova in modalità trascinata.

$$FMEP \ [^N/_{m^2}] = \frac{4\pi * Coppia \ [Nm]}{Cilindrata \ [m^3]} = FMEP_{costante} + B * c_{mp} + C * c_{mp}^2$$

Il risultato di questa modellazione è mostrato nella pagina seguente, con lo schema a blocchi ed i collegamenti dei vari componenti del modello.

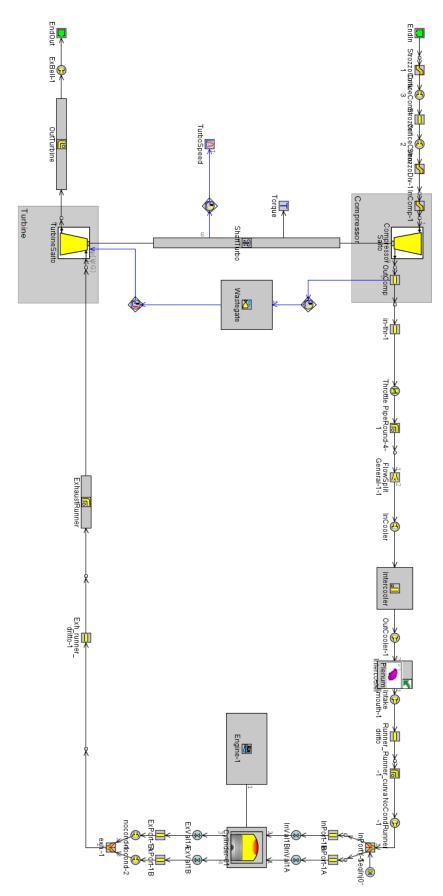


Figura 17 Rappresentazione a blocchi del modello 1D fluidodinamico

Una volta svolte le prove al banco prova, è stato possibile utilizzarne i dati per migliorare l'aderenza del modello al caso reale.

In particolare, il sistema di acquisizione, essendo datato, registrava i dati solo alla frequenza di 1 Hz, che ha consentito esclusivamente un'analisi dal punto di vista dei valori medi. La misura della pressione in camera non è stata possibile a causa del danneggiamento dell'encoder relativo alla strumentazione.

I parametri usati per la validazione sono dunque:

- Giri motore
- Coppia al pignone
- Potenza al pignone
- Temperatura media in aspirazione
- Temperatura media di scarico
- Pressione media tra restrittore e compressore
- Pressione media all'uscita del compressore
- Pressione media in ingresso al motore (zona iniettori)
- Pressione tra motore e turbina
- Pressione atmosferica

Essi sono disponibili in formato .txt e sono stati analizzati in Excel. Si riporta di seguito un esempio relativo all'ottimizzazione al regime costante di 7000rpm con alcuni dei dati sopra citati.

Le prove in questione duravano alcuni secondi a giri costanti e MAP (Manifold Air Pressure) variabile manualmente. La durata veniva limitata per evitare l'eccessivo surriscaldamento dell'intercooler, ma si nota chiaramente come la pressione di scarico sia superiore a quella in aspirazione e come il restrittore generi una depressione a monte del compressore.



Figura 18 Plot di alcuni dei dati acquisiti, con frequenza di campionamento 1Hz, durante la fase di calibrazione. Legenda in alto, sull'asse principale vi sono le pressioni, sull'asse secondario il regime motore.

Soprattutto i dati di pressione sono stati utilizzati per modellare correttamente le perdite di carico nei relativi condotti. Esse risultano infatti leggermente diverse dalla stima ideale a causa di

componenti come l'intercooler e a causa della geometria particolarmente contorta. Queste perdite sono dunque state corrette iterativamente con dei coefficienti moltiplicativi previsti nel modello.

A titolo di esempio si riporta una ricostruzione grafica dell'andamento delle pressioni in tutte le componenti del motore per il caso simulato a 7000rpm, affiancata ai dati acquisiti usati per la calibrazione dei coefficienti moltiplicativi.

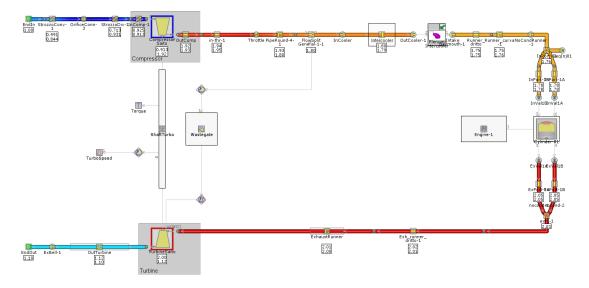


Figura 19 Ricostruzione grafica delle pressioni statiche assolute in tutti i componenti del motore, con indicati nelle caselle i valori in ingresso e in uscita

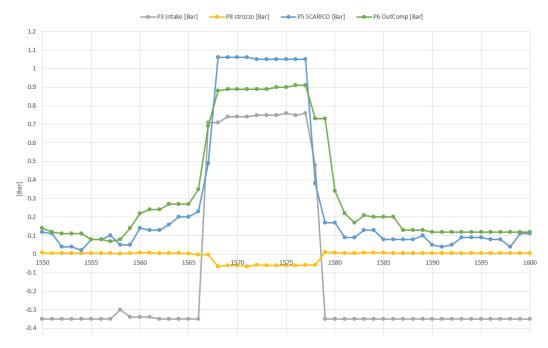


Figura 20 Dati acquisiti al banco prova delle pressioni medie relative, a 7000rpm e 100% del carico

Si riportano infine le due curve di potenza al pignone, simulata e misurata. Ciò che si osserva è un'ottima aderenza nel regime 5500-7500 rpm, che è la zona maggiormente ottimizzata al banco prova.

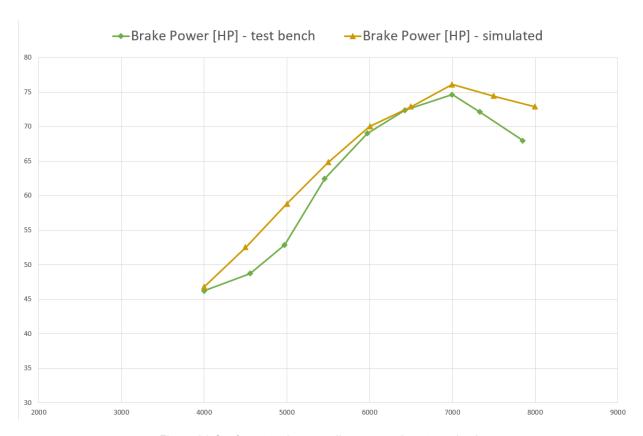


Figura 21 Confronto tra le curve di potenza misurata e simulata

Infatti, sotto tale regime il motore risultava instabile e non sarebbe stato opportuno esagerare con la coppia per la resistenza meccanica dello stesso e del resto della trasmissione. Questo è evidente dalla mappa degli anticipi della ECU, come nell'immagine alla pagina seguente.

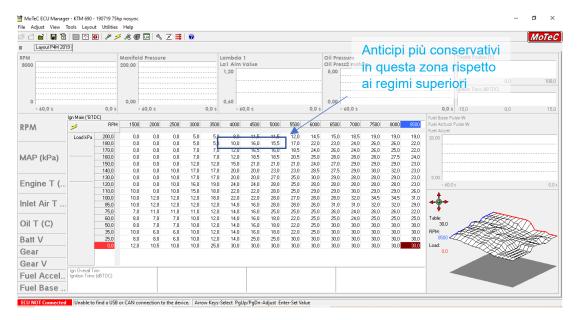


Figura 22 Mappa degli anticipi del motore, su ECU Motec M800. Dettaglio sui valori più conservativi legati al buco di coppia a bassi giri

Per il discostamento oltre i 7000 rpm invece, non è stato verificato il motivo ma vi sono alcune ipotesi plausibili:

- L'azione del limitatore di giri (8200rpm), dovuta al segnale dei giri motore "sporco", ovvero con oscillazioni con ampiezza fino a 500rpm. Questo ha assolutamente impedito di ottimizzare il range a 8000rpm.
 - La causa può essere sia elettronica, sia congenita alla natura del motore e della trasmissione (monocilindrico e con frizione antisaltellamento).
- Comparsa di effetti supersonici al restrittore. In tal caso essi non sono assolutamente prevedibili dal modello 1D né evidenziabili dalle misurazioni di pressione media nei condotti. Il problema risiede soprattutto nel modo in cui un'onda d'urto possa disturbare il compressore (che monta a 20cm dalla gola del restrittore). Questa tesi è avvalorata dal fatto che anche sulle simulazioni, intorno a 7500rpm, il codice evidenzia il raggiungimento del regime sonico nel restrittore, come riportato nelle immagini alla pagina seguente.
- Modellazione della combustione inadatta

Questi aspetti potrebbero senz'altro essere indagati ulteriormente per allargare la finestra di utilizzo del motore.

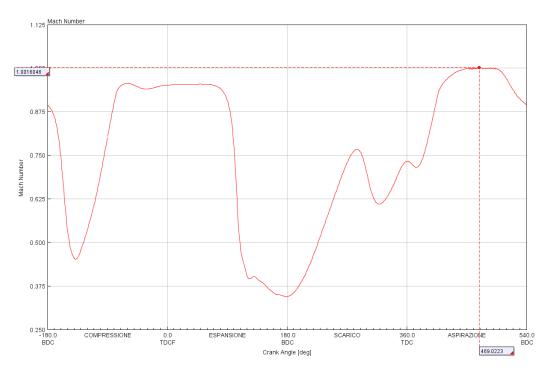


Figura 23 Andamento del numero di Mach nel restrittore a 7500rpm

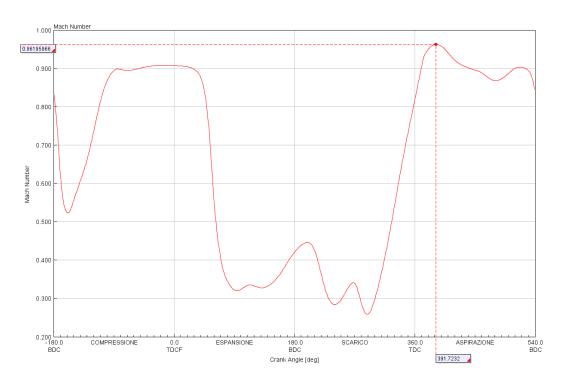


Figura 24 Andamento del numero di Mach nel restrittore a 6500rpm

2.3. Reverse engineering del gruppo testata

Come riportato anche nel paragrafo precedente, sarà necessario effettuare calcoli CFD relativi ai coefficienti di efflusso delle valvole a stantuffo al fine di perfezionare il modello prima dell'ottimizzazione.

Oltre a questo scopo, è necessario ricostruire la cinematica del sistema di distribuzione per poter ricavare il profilo della camma, da mandare in produzione, rispetto al profilo di alzata.

Ma anche la conoscenza dei momenti di inerzia e delle masse dei vari componenti è importante per la fase finale di verifica meccanica. Per questo motivo, un passo fondamentale è stato quello di ricostruire tramite CAD il gruppo testata in questi aspetti (quindi non sono state curate le cavità per il raffreddamento, la lubrificazione, o il montaggio del coperchio testata). Si riporta di seguito un rendering dell'assieme composto di testata, albero a camme, bilancieri, molle e valvole con piattelli, e la ricostruzione fluidodinamica effettuata con modellazione per superfici.

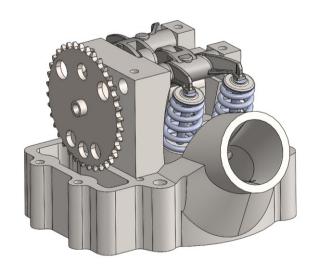


Figura 25 CAD dell'assieme completo

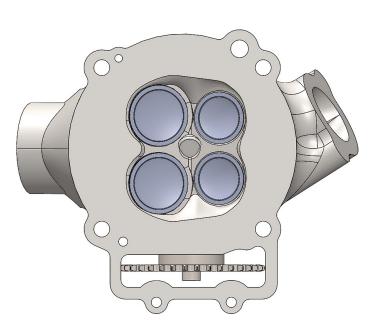


Figura 26 Dettaglio della camera di combustione

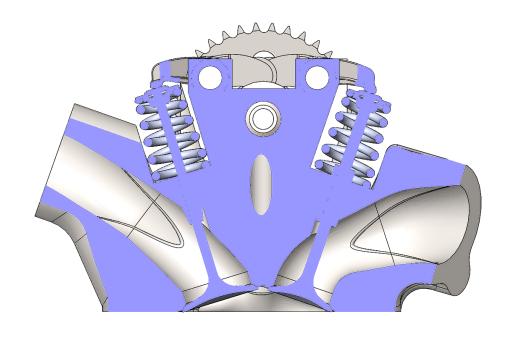


Figura 27 Sezione longitudinale dell'assieme testata

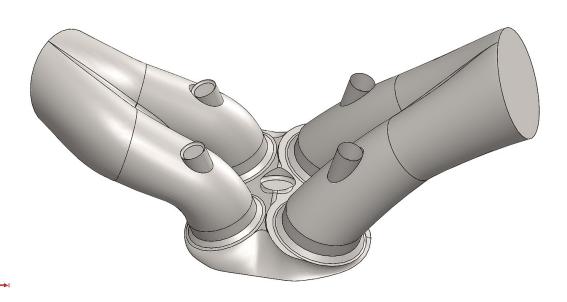


Figura 28 Dominio fluidodinamico della testata

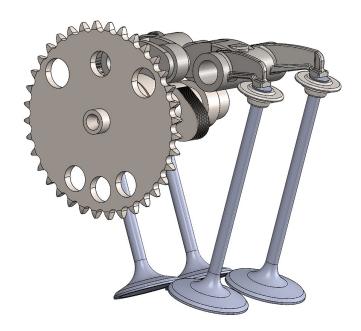


Figura 29 Dettaglio della distribuzione

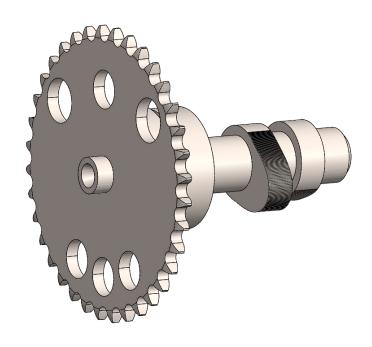


Figura 30 Dettaglio dell'asse a camme

3. Calcolo CFD dei coefficienti di efflusso delle valvole

3.1. Descrizione del coefficiente di efflusso

Come anticipato precedentemente, al fine di ottimizzare la fase di incrocio è fondamentale conoscere i coefficienti di efflusso delle valvole per associare correttamente la portata massica al valore di alzata.

Questo coefficiente è definito come il rapporto tra la portata massica reale e quella ideale attraverso un condotto di sezione A_R :

$$\begin{split} \dot{m} &= A_{eff} \, \rho_{is} U_{is} = C_D A_R \rho_{is} U_{is} &\qquad \rho_{is} = \rho_o \left(P_r \right)^{1/\gamma} \\ U_{is} &= \sqrt{R T_o} \left\{ \frac{2 \gamma}{\gamma - 1} \left[1 - P_r^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \end{split}$$

Dove, rispetto ai termini già visti:

- C_D è il coefficiente di efflusso,
- A_R è la sezione di riferimento. Può essere definita in due modi:
 - o Costante pari alla sezione circolare dello stantuffo), oppure,
 - Variabile pari alla superficie spazzata dallo stantuffo fino al valore corrispondente alla sezione massima del condotto, oltre il quale rimane costante
- I pedici "is" indicano le condizioni isoentropiche,
- P_r è il rapporto tra la pressione statica all'uscita e la pressione totale all'ingresso

Questo coefficiente varia in ogni caso nell'intervallo [0,1], ed è descritto tipicamente in funzione dell'alzata normalizzata sul diametro valvola: h/d.

Nel caso delle valvole a stantuffo, e utilizzando la sezione di riferimento costante, esso raggiunge il proprio massimo nei dintorni superiori di un valore di alzata pari a 4 volte il diametro minimo del condotto. Questo per il motivo che, considerando i primi valori di alzata, la minima superficie di efflusso sarà data dal prodotto della circonferenza dello stantuffo per il valore di alzata. Uguagliando questa area alla sezione del condotto, si ottiene il valore per cui la sezione utile smette di crescere, e quindi il limite teorico per la portata.

$$A_{R,mobile} = \frac{\pi D^2}{4}$$
; $A_{R,condotto} = h\pi D$
 $A_{R,mobile} = A_{R,condotto} \leftrightarrow h = \frac{D}{4}$

Questo comportamento è evidente nel diagramma seguente, in cui la fonte introduce la funzione Γ : rapporto tra la sezione utile e la sezione del condotto.

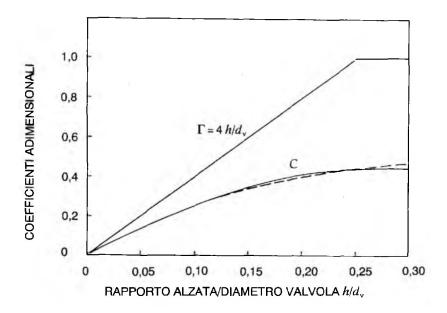


Figura 31 Andamento dei coefficienti di efflusso di due sistemi diversi, e sopra ad essi la curva descrittiva della frazione di area scoperta rispetto alla sezione minima del condotto. [5]

Dopo averne descritto la matematica, si evidenzia che sperimentalmente questo coefficiente risulta dipendente da vari fattori. Per semplicità lo si potrebbe analizzare come un qualsiasi fenomeno fluidodinamico, per cui il cui campo di moto è dipendente dal numero di Reynolds:

$$Re = \frac{\rho \nu D}{\mu}$$

Dove:

- Re è il numero di Reynolds
- ρ è la densità del fluido, [kg/m³],
- D rappresenta la geometria, [m],
- μ è la viscosità dinamica, [Pa s]
- ν è la velocità, [m/s]

Quindi tenendo conto di questa considerazione, si elencano i principali fattori che influiscono sugli efflussi:

La geometria.

Soprattutto nelle caratteristiche macroscopiche, come il diametro valvola, il diametro dello stelo, l'angolo del condotto rispetto al piano valvola, i raggi di raccordo dello stesso, o la forma della camera di combustione. Ma anche nei dettagli come l'angolo della battuta sulla sede valvola o la sporgenza delle guide delle valvole [5].

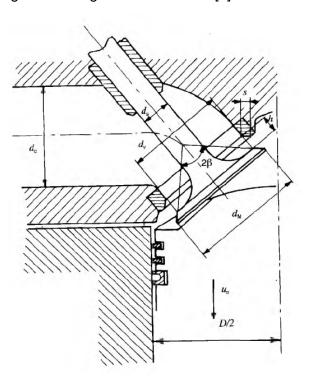


Figura 32 Disegno di una valvola a stantuffo con le principali grandezze caratteristiche [5]

Il rapporto tra le pressioni a monte e a valle.
 Per il motivo che esso determina la velocità assunta dal fluido. Si verifica che
incrementando questo parametro il coefficiente di efflusso migliora [1], come riportato nel
grafico seguente a titolo d'esempio.

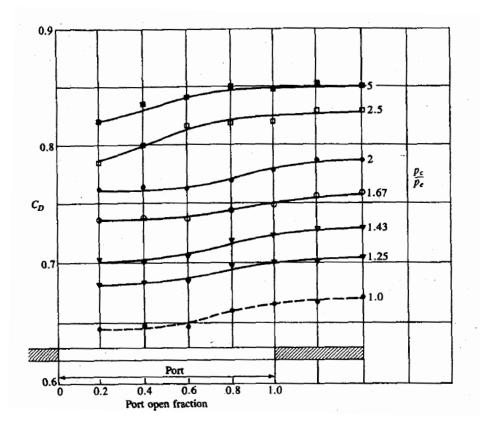


Figura 33 Coefficiente di efflusso di una singola apertura rettangolare di scarico (7.6mmx12.7mm) nella parete di un cilindro due tempi di alesaggio 51mm, in funzione della posizione del pistone e del rapporto di pressione cilindro (c)/scarico (e). Test stazionari a 21°C [1].

- La temperatura. Che va a variare sia i valori di μ che di ρ . Un incremento di temperatura consente maggiori efflussi. [1]
- Altri fattori non semplificabili con una modellazione 1D.
 Ad esempio, fenomeni fluidodinamici transitori, la posizione del pistone, e lo specifico campo di moto interno al cilindro.

Vista la complessità del caso, l'ideale sarebbe eseguire una simulazione fluidodinamica agli elementi finiti in parallelo a quella 1D e per ogni timestep. Tuttavia, questo va contro il grande vantaggio della modellazione 1D, che è la semplicità e velocità, per cui anche in questa trattazione si terrà conto della sola influenza dei fattori dimensionali.

Verrà ricavato il valore del Cd da simulazioni CFD stazionarie e con valori di pressione e temperatura fissati. Questa è una pratica di modellazione che seppur non esatta, descrive già molto bene il problema ed è anche la più perseguita in letteratura [3].

3.2. Cenni sulla simulazione fluidodinamica CFD RANS

Introduzione e discretizzazione

Per questa trattazione le impostazioni del simulatore CFD saranno assunte identiche ad una guida fornita dal produttore del software [11], tuttavia di seguito se ne esplicano i tratti fondamentali per avere un'idea chiara di ciò che si sta realizzando.

La simulazione CFD è, anche storicamente, l'evoluzione della simulazione 1D. La differenza chiave è nella discretizzazione del volume fluido, che in tal caso avviene in maniera tridimensionale. Questo consente di ottenere soluzioni molto più affidabili anche per sistemi complessi, tuttavia è un metodo che porta con sé problematiche legate alla stabilità della soluzione e al carico computazionale. Il risultato di questa discretizzazione è una mesh di volumi solidi di varia natura (tetragonali, esagonali, o prismatici), che attraverso opportuni software sono distribuiti in modo da ricostruire la geometria originale con un certo grado di tolleranza, e la cui costruzione è un passo determinante nella stabilità della soluzione.

L'altro tipo di discretizzazione è quella temporale, necessaria al fine di integrare le derivate temporali e il cui valore, definito timestep, è determinato in accordo alla condizione di Courant in maniera simile al caso 1D quindi in proporzione alla velocità locale del suono. Teoricamente valori del numero di Courant inferiori ad 1 garantiscono un'opportuna modellazione, tuttavia valori superiori sono utili ad accelerare la convergenza. Dunque considerando che è un parametro macroscopico e che non può essere variato in base alla cella analizzata, e che il codice contiene algoritmi per il riconoscimento della divergenza e la riduzione automatica di questo numero (al costo di alcune iterazioni "sprecate"), si andrà ad imporre un valore pari a 5.

Modello matematico

Il calcolo consiste sempre nell'uso delle equazioni di Navier-Stokes, che com'è noto devono essere accoppiate con altre equazioni o semplificazioni, ad esempio linearizzazioni, per poter essere risolte. Mentre nel caso 1D la modellazione usava relazioni empiriche altamente specifiche (condotti senza ostacoli, geometrie regolari, ecc), nel caso della fluidodinamica 3D, e in particolare con i metodi basati sulle "RANS equations" - Reynolds Averaged Navier Stokes - il contributo empirico è nella modellazione della turbolenza.

Infatti, senza scendere nel dettaglio di una materia complessa, queste equazioni si ottengono applicando un operatore matematico, l'operatore di Reynolds, alle equazioni di Navier Stokes. Tale operatore serve per scomporre la velocità nei termini costante e fluttuante, e la sua applicazione è storicamente legata alle prime sperimentazioni in laboratorio, in cui era possibile misurare valori medi ma non quelli istantanei.

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{\textit{U}})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{\textit{U}}\mathbf{\textit{U}}) = -\nabla p + \nabla[\mu(\nabla \mathbf{\textit{U}} + (\nabla \mathbf{\textit{U}})^T)] + \rho \mathbf{\textit{g}} - \nabla\left(\frac{2}{3}\mu(\nabla \cdot \mathbf{\textit{U}})\right) - \nabla \cdot (\overline{\rho \mathbf{\textit{U}}'\mathbf{\textit{U}}'})$$

In cui l'apice ' indica i termini fluttuanti, mentre gli altri sono i termini medi.

Questa operazione introduce un termine aggiuntivo, il termine degli stress di Reynolds (l'ultimo a destra), che non ha alcun significato fisico ma andrà esplicitato.

Un modo di farlo è l'uso dell'ipotesi di Boussinesq, che va a descrivere lo stress di Reynolds in funzione dei gradienti del termine medio della velocità e di uno scalare: la viscosità turbolenta μ_t .

$$-\nabla\cdot(\overline{\rho \boldsymbol{U}'\boldsymbol{U}'}) = \mu_t\cdot(\nabla\boldsymbol{U} + (\nabla\boldsymbol{U})^T) - \frac{2}{3}\rho k\boldsymbol{I} - \frac{2}{3}(\nabla\cdot\boldsymbol{U})\boldsymbol{I}$$

A μ_t è inoltre associata una relazione con l'energia cinetica turbolenta, k, ed il suo tasso di dissipazione, ϵ :

$$\mu_t = \frac{C_\mu \rho k^2}{\epsilon} \; ; \; k = \frac{1}{2} \left(\overline{(u')^2} + \overline{(v')^2} + \overline{(w')^2} \right)$$

È a questo punto che entrano in gioco due modelli di turbolenza diversi, che consistono nell'impostazione di un'equazione di conservazione per k da integrare all'equazione della quantità di moto.

Κ-ε

Introduce un'equazione di conservazione per k, i cui termini contengono coefficienti di natura empirica.

In termini pratici, in letteratura si descrive questo modello come più adatto a descrivere campi di moto distanti dalle pareti solide, e meno adatto a flussi supersonici o situazioni di separazione/riattacco dello strato limite.

K-ω

Tramite considerazioni diverse, si giunge alla descrizione della viscosità turbolenta in funzione dello stesso k, e di ω , che è il tasso specifico di dissipazione della turbolenza.

$$\omega = \frac{\varepsilon}{C_{\mu}k} \left[\frac{m^2}{s^2} \right] \; ; \; con \, C_{\mu} = 0.09$$

Allo stesso modo del k- ε , l'equazione di conservazione per k viene completata con l'uso di coefficienti empirici (tra cui C_{μ})

In termini pratici in letteratura risulta che questo modello è più adatto alla descrizione del flusso nella regione prossima alla parete, mentre si dimostra instabile e meno preciso nella modellazione del flusso al di fuori dello strato limite.

Per entrambi questi modelli di turbolenza esistono poi varianti più o meno aggiornate, ma ne esiste anche una combinazione, il $K-\omega$ SST, che va ad applicare le due diverse modellazioni a diverse zone del modello: il $K-\omega$ per la zona in cui prevale lo strato limite, ed il $K-\varepsilon$ dove il flusso è più "libero". Ovviamente la transizione da una zona all'altra è graduale per evitare singolarità nel campo di moto.

Metodi risolutivi

Ora, definita la matematica del problema, esistono diverse opzioni per quanto riguarda il metodo risolutivo. Si parla di:

Tipologia del solutore.

Per cui cambia l'approccio matematico per semplificare il sistema ed arrivare alla soluzione numerica. Ne esistono principalmente due tipi:

 Pressure-Based
 Storicamente sviluppato per flussi subsonici e a comportamento incomprimibile, esso si basa sull'introduzione di un'equazione che accoppia le pressioni alle variazioni di quantità di moto: l'equazione di correzione della pressione. A sua volta il sistema di equazioni così ottenuto può essere risolto in modi diversi:

- Segregated solution (SIMPLE-SIMPLEC-PISO): La conservazione della quantità di moto viene risolta per prima, successivamente si utilizza l'equazione di correzione per ricalcolare le variazioni nel campo di pressione. Infine, si aggiornano i dati del modello e ripete iterativamente il processo fino a che le variazioni calcolate scendono sotto una soglia preimpostata, la soglia di convergenza.
- Coupled solution (Coupled): l'equazione di correzione della pressione è inserita in modo da essere risolta contemporaneamente con la conservazione della quantità di moto. Ottenuti i risultati, si procede sempre aggiornando e iterando fino a convergenza.
- Density-based
 - Storicamente utilizzato e sviluppato per i casi in cui la comprimibilità non è trascurabile, utilizza le sole equazioni di Navier-Stokes per il calcolo del campo di moto. Si tratta quindi di un processo simile a quello spiegato nel caso 1D, in cui una delle variabili più facili da ottenere è la densità, a partire dalla conservazione della quantità di moto. Da essa si ottengono poi le velocità, la pressione e la temperatura. Tuttavia le equazioni non sono semplici come nel caso 1D, per cui se ne distinguono due sotto-metodi risolutivi:
 - Implicit: la linearizzazione dei termini non lineari avviene includendoli a destra dell'uguaglianza, ovvero nella matrice dei coefficienti che moltiplica le variabili incognite. Per questo motivo si ottiene un set di equazioni accoppiate, che vanno risolte simultaneamente, ovvero tutte le celle e tutte le equazioni contemporaneamente.

Il vantaggio di questo metodo è in una maggiore stabilità risolutiva, tuttavia anche un maggior requisito di memoria

Explicit: in maniera opposta al caso precedente, i termini linearizzati vengono sommati a sinistra dell'uguaglianza, quindi nella matrice dei termini noti. Ciò significa che anche questi termini verranno ipotizzati noti usando i risultati della simulazione precedente, e le incognite da ricavare dipenderanno esclusivamente dall'iterazione precedente e non saranno tra loro accoppiate.

Il vantaggio è la possibilità di risolvere sequenzialmente le equazioni, dunque un minor carico in termini di memoria, tuttavia risulta appunto meno stabile e veloce nell'ottenimento della convergenza.

Discretizzazione spaziale

Dato che il calcolo in ciascun volume ne restituisce le proprietà localizzate nel baricentro geometrico, è necessario scegliere che tipo di andamento dev'esserci tra un baricentro e quello adiacente, ad esempio al fine di calcolare il flusso di massa o di energia cinetica turbolenta attraverso le interfacce dei volumi, o per conoscere i gradienti spaziali delle quantità.

A tal fine il solutore procede prima calcolando il valore della stessa quantità nel baricentro della cella e nei baricentri delle facce, successivamente ipotizza un andamento per il gradiente tra un baricentro e l'altro. Per il primo passaggio esistono diversi metodi, ma sono tutti di caratteristica

"upwind". Ciò significa che il valore della quantità nella faccia è calcolato dai valori nella cella a monte del flusso, essendo noto il vettore velocità. I metodi sono:

- Schema di ordine uno.
 Impone il valore della quantità nella faccia pari al valore nella cella. In pratica ipotizza che il valore della quantità nel baricentro della cella sia uguale e costante in tutta la cella. È il metodo più semplice e meno preciso, tuttavia anche il più stabile nell'arrivo a convergenza.
- Schema di ordine due
 Utilizza i gradienti calcolati in precedenza per la determinazione dei valori delle quantità nelle facce, imponendovi un controllo per evitare l'introduzione di nuovi massimi o minimi
- Schema MUSCL di ordine tre.
 è una combinazione dei due metodi precedenti, in cui la soluzione finale è ottenuta interpolando la soluzione di ordine due e quella di ordine uno secondo un coefficiente che il codice aggiorna automaticamente per evitare la creazione di nuovi massimi o minimi delle quantità, e quindi evitando l'instabilità computazionale.

Per definire l'andamento del gradiente esistono invece altri tre metodi, elencati in ordine di carico computazionale:

- Metodo dei minimi quadrati.
 Questo metodo ipotizza un andamento lineare del gradiente in ciascuna direzione, quindi
 consiste essenzialmente nel calcolo del gradiente medio presente tra due celle. Si tratta del
 metodo più veloce computazionalmente, ma anche più stabile in caso di mesh non regolari
 e destrutturate (come spesso sono le mesh per casi particolari come quello in esame).
- Metodo con il teorema di Green-Gauss, con riferimento alle celle.
 Questo metodo fa affidamento al suddetto teorema per definire il gradiente centrale della cella, e successivamente calcola il gradiente nelle facce con una media aritmetica dei valori di gradiente delle celle adiacenti
- Metodo con il teorema di Green-Gauss, con riferimento ai nodi.
 Stesso fondamento teorico del precedente, tuttavia il gradiente nelle facce viene calcolato come media del gradiente dei vertici della faccia, i quali a loro volta sono calcolati come media dei gradienti di tutte le celle adiacenti al vertice. Questo com'è evidente impone maggior carico computazionale, tuttavia consente maggior precisione nel caso di mesh strutturate.

Inizializzazione

L'inizializzazione è una parte fondamentale per minimizzare i tempi di calcolo, di cui spesso non si tiene conto. L'imposizione di valori di velocità, pressione e turbolenza per la prima iterazione di ciascuna cella si può ottenere in modi diversi:

- In maniera univoca per tutte le celle.
 È sicuramente il metodo più semplice e quello più conveniente nella maggioranza dei casi.
 Il software consiglia di imporre una pressione iniziale pari a quella di mandata e velocità non nulle ma dirette nella direzione prevista del flusso.
- Eseguendo una simulazione semplificata.
 Questo è un metodo implementabile manualmente, andando ad esempio a ridurre il numero di equazioni eliminando i modelli di turbolenza o la comprimibilità, e successivamente implementandoli una volta che la precedente simulazione raggiunge una

certa stabilità.

Si può anche introdurre una iniziale semplificazione sul dominio spaziale (ergo ridurre il numero di celle in cui calcolare le equazioni) attraverso il metodo "Algebraic Multigrid" che va a semplificare algebricamente il problema o con il "Full Approximation Storage" in cui si introducono manualmente mesh meno fitte da usare per le prime iterazioni. Infine esiste anche un algoritmo interno meno efficace, l' "Hybrid Inizialization", che esegue un calcolo molto semplificato e veloce ma non funzionante con mesh composte da geometrie diverse.

Controllo e convergenza della soluzione

Quest'ultima fase serve appunto a garantire il raggiungimento della convergenza e a definire cosa si intende per convergenza.

Innanzitutto, il codice utilizza dei coefficienti definiti di "rilassamento" per ridurre la variazione delle quantità imposta nella simulazione successiva rispetto a quella calcolata nella simulazione precedente. Questo aiuta a velocizzare la convergenza ma può essere utile talvolta anche ad ottenere la stabilità della soluzione (residuals con andamento più monotono possibile).

Per convergenza si intende che la simulazione può ritenersi conclusa, e corrisponde al momento in cui la variazione delle quantità chiave tra un'iterazione e l'altra scende stabilmente sotto una certa soglia. Questo può essere valutato macroscopicamente (ad esempio tra ingresso ed uscita del dominio fluido) oppure in ciascuna cella, con ciò che il software definisce "scaled residuals" e di cui restituisce il valore ad ogni iterazione.

Gli scaled residuals per la generica variabile W nel caso di simulazioni density based sono definiti come:

Residual =
$$R(W) = \sqrt{\sum_{celle} \left(\frac{\partial W}{\partial t}\right)^2}$$
;

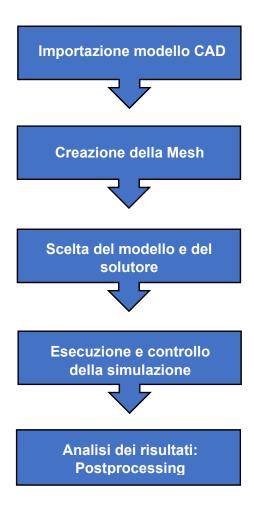
Scaled Residual =
$$\bar{R}(W) = \frac{R(W)_{iterazione\ N}}{R(W)_{massimo\ tra\ le\ prime\ 5\ iterazioni}}$$

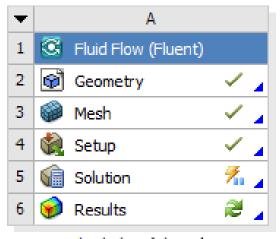
Ovvero ciò che si monitora è il valore quadratico medio della variazione temporale (rispetto al timestep).

3.3. Impostazione della simulazione

Come anticipato, con questa simulazione si intende valutare la portata massica legata ad una una depressione preimpostata nella sezione di uscita (cilindro per l'aspirazione e condotto per lo scarico, e viceversa per i casi "reverse"). Questo dato di portata sarà successivamente utilizzato per il calcolo del Cd con la relazione riportata all'inizio del capitolo.

Il software fornisce un'interfaccia guidata per l'impostazione di una generica simulazione, che è schematizzata nel seguente modo:





Fluid Flow (Fluent)

Figura 34 Finestra per il setup della simulazione con collegamento ai vari tool

Seguendo le indicazioni riportate nel manuale [11], e analizzando la letteratura disponibile, la simulazione è stata impostata come segue.

Mesh

La geometria da importare comprende in un unico solido la parte fluida da analizzare, la valvola, il guida-valvola e volume della camera di combustione.

La preparazione del modello è consistita nell'aggiunta di:

- un tromboncino in ingresso per la simulazione in aspirazione.
 Lo scopo è di garantire un flusso uniforme e realistico in ingresso, senza distacco del fluido come accadrebbe in un bordo netto, ma anche per sviluppare in parte lo strato limite. Per le simulazioni in cui il flusso va dal cilindro ai condotti (come quella di scarico) esso non è stato previsto, essendo il cilindro molto più ampio dei condotti (quindi la velocità diretta verso la valvola sarà bassa ma soprattutto molto uniforme). Il tromboncino è realizzato con un profilo ellittico, ottimale per queste applicazioni [3], con diametro iniziale doppio di quello finale e lunghezza pari ad un diametro. La superficie di ingresso sarà infine emisferica.
- Il volume che rappresenta il cilindro.
 Impostato di lunghezza 150mm (rispetto agli 84mm di corsa) e stesso alesaggio del motore. Esso è inserito come un solido a parte, al fine di consentirne una meshatura differente: la geometria regolare consente l'uso di mesh strutturate come l'esagonale al fine di ridurre il tempo computazionale.

Si riporta di seguito un'immagine del modello importato e di una sua sezione nel caso della simulazione con alzata 6mm per l'aspirazione.

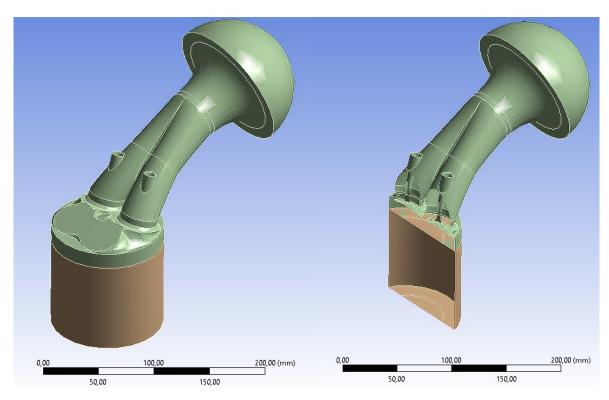


Figura 35 Modello solido importato nel software, a sinistra intero e a destra sezionato nella zona valvole

Successivamente, la mesh è stata costruita dal software impostandone le caratteristiche in modo differenziato per le due parti:

• Parte superiore.

Comprensiva di tutto tranne il cilindro, è stata meshata con algoritmo "Patch Conforming" che è una geometria di tipo tetragonale con particolare attenzione al rispetto della geometria originale entro tolleranze massime ammesse di 0,25mm. Le dimensioni delle celle sono state regolate secondo l'algoritmo "Proximity and Curvature", che consente di impostare un infittimento controllato in corrispondenza di restrizioni o elevate curvature. Ad essa è stato aggiunta l'inflation, una meshatura specializzata per l'analisi dello strato limite fondamentale per garantire una modellazione accurata della turbolenza. Le impostazioni integrali sono riportate di seguito:

Display	
Display Style	Body Color
Defaults	
Physics Preference	CFD
Solver Preference	Fluent
Relevance	0
Sizing	
Use Advanced Size Function	On: Proximity and Curvat
Relevance Center	Coarse
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	High
Transition	Slow
Span Angle Center	Fine
Curvature Normal Angle	Default (18,0°)
Num Cells Across Gap	10
Proximity Size Function Sources	Faces
Min Size	3,0 mm
Proximity Min Size	0,50 mm
Max Face Size	5,0 mm
Max Size	5,0 mm
Growth Rate	1,150
Minimum Edge Length	2,8016e-003 mm
Inflation	
Use Automatic Inflation	All Faces in Chosen Nam
Named Selection	Selection
Inflation Option	Smooth Transition
Transition Ratio	0,272
Maximum Layers	10
Growth Rate	1,2
Inflation Algorithm	Pre
View Advanced Options	No
Assembly Meshing	110
Method	None
Patch Conforming Options	None
Triangle Surface Mesher	Program Controlled
Patch Independent Options	Program Controlled
	No
Topology Checking	NO
Advanced	
Number of CPUs for Parallel Part Meshing	Program Controlled
Shape Checking	CFD
Element Midside Nodes	Dropped
Straight Sided Elements	
Number of Retries	0
Extra Retries For Assembly	Yes
Rigid Body Behavior	Dimensionally Reduced
Mesh Morphing	Disabled
Defeaturing	
Pinch Tolerance	Default (0,450 mm)
Generate Pinch on Refresh	No
Automatic Mesh Based Defeaturing	On
Defeaturing Tolerance	Default (0,250 mm)
Statistics	Deradic (0,230 mm)
Nodes	806570
Elements	2401389
Mesh Metric	None

Figura 36 Impostazioni mesh

Parte inferiore

È stato usato l'algoritmo "Multizone" per la creazione di una mesh strutturata con celle esagonali, anche in questo caso l'inflation impostato manualmente in modo da coincidere con quello della parte superiore.

Per migliorare la struttura della mesh, si è anche imposto un "Face Meshing" nella parte centrale delle superfici superiore e inferiore del cilindro (dividendo tali superfici con una linea di divisione circolare coassiale) al fine di ottenere una mesh più omogenea. A differenza della parte superiore, meshata attraverso le proprietà generali della mesh, questo componente ha necessitato di controlli specifici sulla mesh. La procedura è stata:

 Inserimento Inflation con parametri adatti a corrispondere all'inflation della parte superiore adiacente.

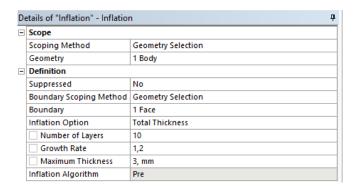


Figura 37 Dettagli di impostazione per l'Inflation per la mesh della parte inferiore

Forzatura della mesh strutturata tramite algoritmo "MultiZone".

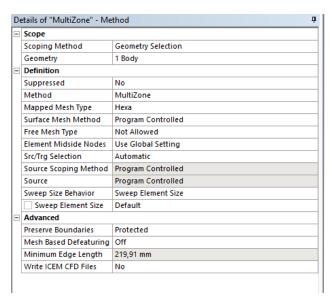


Figura 38 Dettagli di impostazione per il MultiZone per la mesh della parte inferiore

o Introduzione del "Face Meshing" per forzare la regolarità nella parte radialmente centrale.

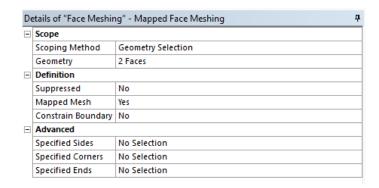


Figura 39 Dettagli di impostazione per il "Face Meshing" per la mesh della parte inferiore

I risultati definitivi della mesh sono poi stati analizzati per valutarne la bontà (legata all'impostazione di dimensioni minime, tolleranze e algoritmi) attraverso i parametri medi (average) di Skewness e Orthogonal Quality, che sono rientrati in ottimi intervalli di validità rispetto a quelli globalmente consigliati dalla casa madre del software, come riportato nella tabella seguente.

Numero di elementi	2401389
Numero di nodi	806570
Average Skewness	0,20 - Excellent
Average Orthogonal quality	0,89 – Very good

Figura 40 Riassunto statistiche della mesh completa

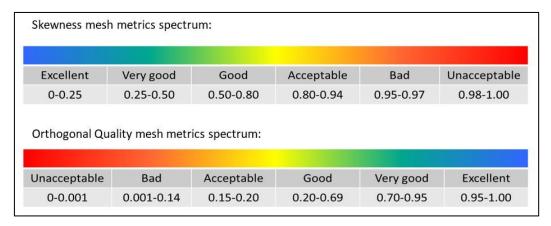


Figura 41 Valori medi dei parametri di Skewness e Orthogonal Quality consigliati dal software

Infine si riporta di seguito la ricostruzione grafica della mesh completa:

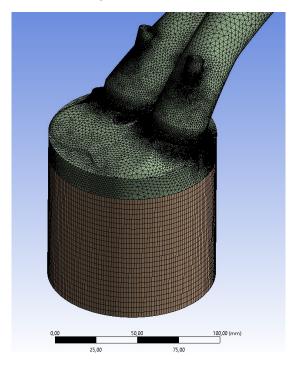


Figura 42 Rappresentazione della mesh completa per la simulazione con alzata 6mm in aspirazione

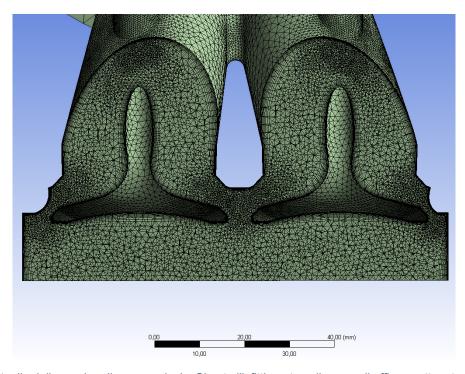


Figura 43 Dettaglio della mesh nella zona valvole. Si nota l'infittimento nelle zone di efflusso ottenuto con l'algoritmo "Proximity", e l'infittimento in prossimità dello stelo valvola ottenuto con l'algoritmo "Curvature", ma anche lo strato di inflation presente su tutte le superfici

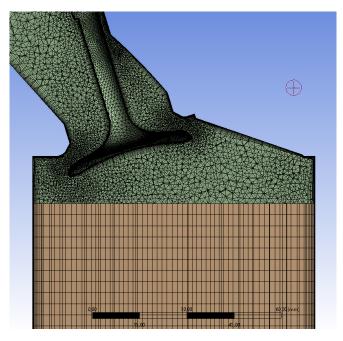


Figura 44 Dettaglio di entrambe le mesh sezionate con un piano longitudinale passante per una valvola. L'irregolarità della mesh inferiore è dovuta al piano di taglio non perfettamente parallelo alle facce dei volumi fluidi.

Setup del modello

Come anticipato in precedenza, i parametri di impostazione del solutore sono desunti principalmente da una guida specifica, con alcune modifiche minime per migliorarne l'accuratezza senza comprometterne la stabilità. Questi non sono probabilmente quelli ottimali, tuttavia un'ottimizzazione ulteriore da questo punto di vista avrebbe richiesto una quantità di tempo eccessiva sia in termini meramente applicativi sia computazionali.

Inoltre, l'affidamento a questi parametri è stato confermato dalla coerenza con errore inferiore al 5% riscontrata tra i risultati del calcolo ed i dati sperimentali di cui già si disponeva, ovvero alcune misurazioni della portata massima in aspirazione.

Proprio per disporre di questo riferimento, il salto di pressione è stato impostato pari a quello della misura: 28 pollici di colonna d'acqua, corrispondenti a circa 7000Pa.

Il parametro primario valutato per il raggiungimento della convergenza è stato dunque la portata massica globale, con l'arresto della simulazione al raggiungimento stabile di una variazione inferiore al 0,1%.

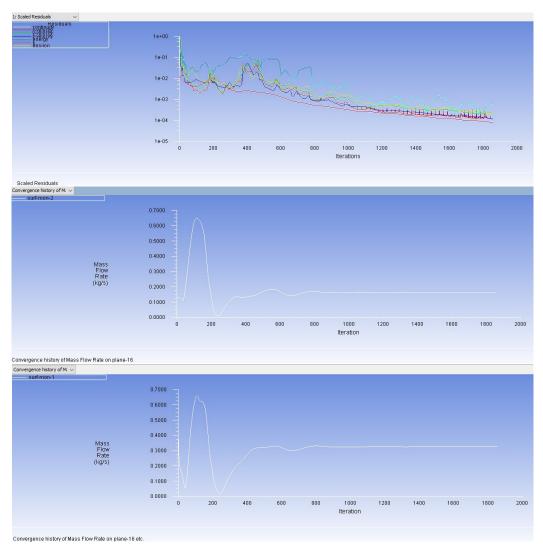


Figura 45 Esempio di plot dei parametri di convergenza (simulazione 10mm di alzata in aspirazione). Dall'alto verso il basso: residuals, portata massica in uscita, portata massica in ingresso + in uscita

Infine, si riassumono le impostazioni del modello matematico e del solutore nella tabella seguente.

Tipo simulazione	RANS
Tipo solutore	Density-Based
Approccio temporale	Steady
Conservazione dell'energia	Attiva
Modello di turbolenza	Realizable k-ε, scalable Wall Function
Fluido	Aria a comportamento ideale
Parete solida	Alluminio
Scambio termico delle pareti	Adiabatico
Rugosità delle pareti	5μm
Pressione relativa in ingresso	0 Pa
Pressione relativa in uscita	-7000 Pa
Formulazione risolutiva	Implicita
Discretizzazione dei gradienti	Least squares cell based
Discretizzazione variabili di flusso	Secondo ordine
Discretizzazione spaziale k	Secondo ordine
Discretizzazione spaziale ε	Secondo ordine
Fattori di rilassamento	Default
Numero di Courant	5

3.4. Risultati della simulazione e analisi dati

Come anticipato, le prime simulazioni sono state relative ai dati già disponibili di efflusso in aspirazione, proprio con lo scopo di validare il processo.

I dati disponibili erano stati reperiti in rete forniti pubblicamente da un elaboratore [12].

Si riportano i risultati numerici per le portate massiche confrontati a quelli appena citati, insieme ai risultati delle simulazioni allo scarico e dei flussi inversi (rivelatesi circa identiche per i primi mm di alzata al caso diretto).

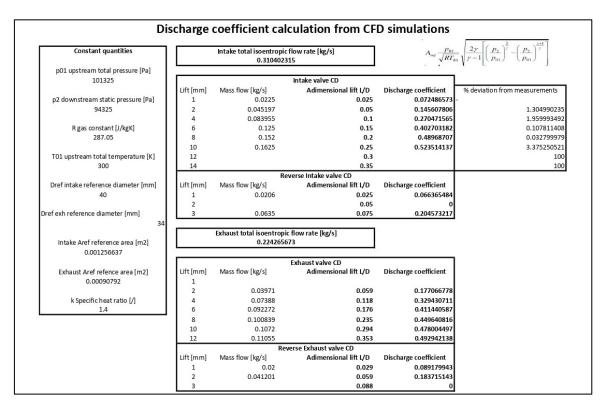


Figura 46 Foglio di calcolo costruito per l'analisi dei risultati delle simulazioni ed il confronto con i dati disponibili

L'andamento dei coefficienti di efflusso definitivi (misurati per l'aspirazione e calcolati per lo scarico) assume un andamento congruo con i risultati in letteratura [1] [3] [5], come si nota dalle figure sequenti.

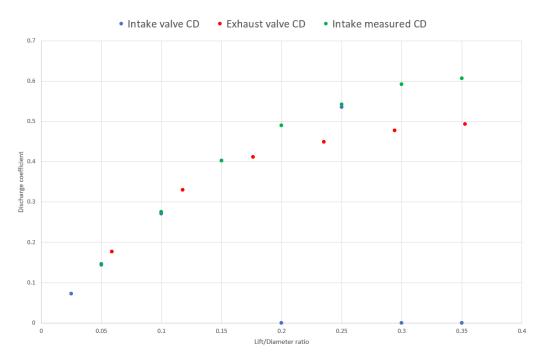


Figura 47 Grafico dei coefficienti di efflusso calcolati e misurati (intake=aspirazione, exhaust=scarico)

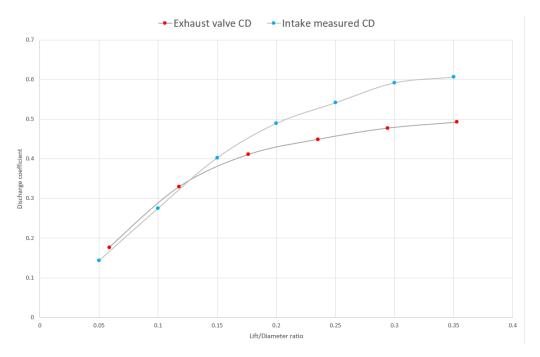


Figura 48 Curve dei coefficienti di efflusso definitive

A seguire invece vi sono alcune immagini con il post-processing grafico del campo di velocità attraverso le valvole, nei casi a 2, 8 e 10mm in aspirazione, 2, 4, 6, 8 e 10mm allo scarico.

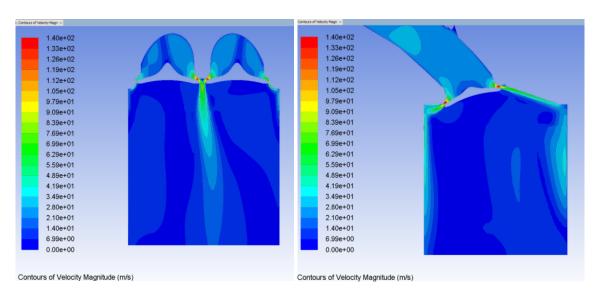


Figura 49 Campo di velocità calcolato nella simulazione con alzata 2mm in aspirazione, rappresentato in vista trasversale (sinistra) e longitudinale (destra)

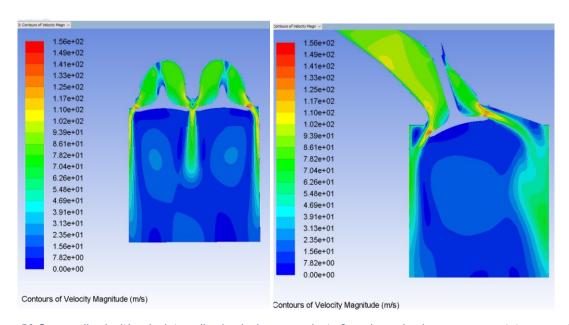


Figura 50 Campo di velocità calcolato nella simulazione con alzata 8mm in aspirazione, rappresentato su un piano trasversale (sinistra) e longitudinale (destra)

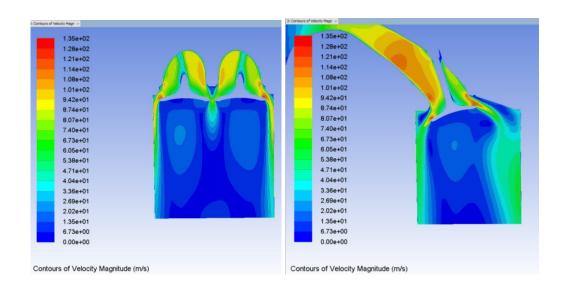


Figura 51 Campo di velocità calcolato nella simulazione con alzata 10mm in aspirazione, rappresentato su un piano trasversale (sinistra) e longitudinale (destra)

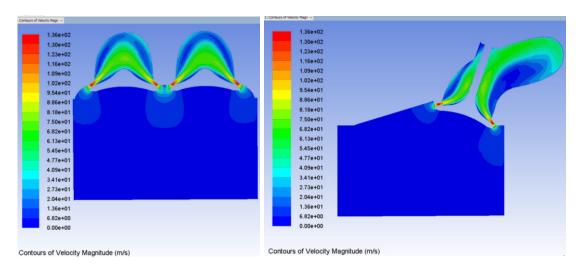


Figura 52 Campo di velocità calcolato nella simulazione con alzata 2mm in scarico, rappresentato su un piano trasversale (sinistra) e longitudinale (destra)

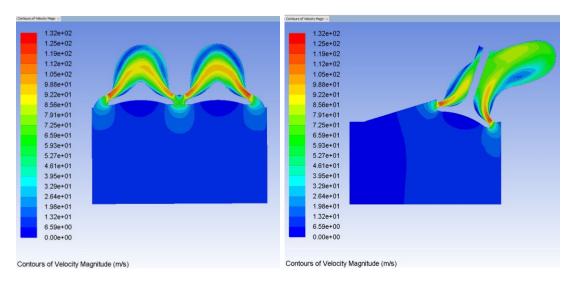


Figura 53 Campo di velocità calcolato nella simulazione con alzata 4mm in scarico, rappresentato su un piano trasversale (sinistra) e longitudinale (destra)

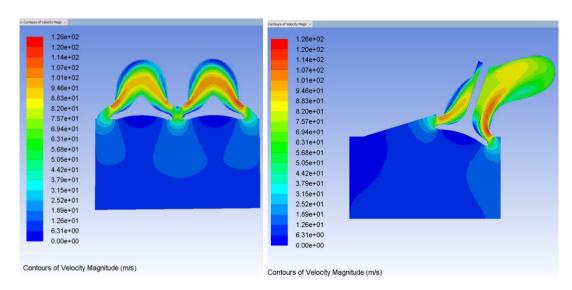


Figura 54 Campo di velocità calcolato nella simulazione con alzata 6mm in scarico, rappresentato su un piano trasversale (sinistra) e longitudinale (destra)

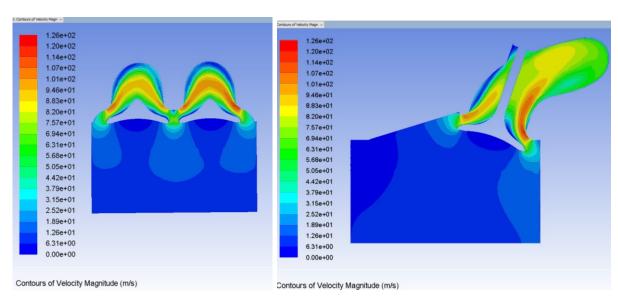


Figura 55 Campo di velocità calcolato nella simulazione con alzata 8mm in scarico, rappresentato su un piano trasversale (sinistra) e longitudinale (destra)

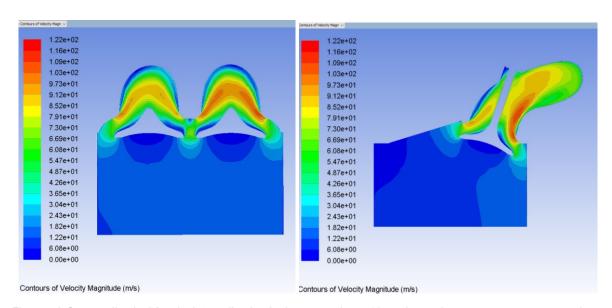


Figura 56 Campo di velocità calcolato nella simulazione con alzata 10mm in scarico, rappresentato su un piano trasversale (sinistra) e longitudinale (destra)

4. Ottimizzazione della fasatura

4.1. Descrizione del processo di ottimizzazione

Ottenuti i coefficienti di efflusso, e dopo aver costruito e calibrato il modello fluidodinamico 1D, ora si procede ad usare quest'ultimo per l'ottimizzazione. Si tratta di determinare delle nuove leggi di alzata per cui il guadagno prestazionale sia massimo, ma per farlo le si deve innanzitutto parametrizzare.

Questo passaggio è stato compiuto variando la descrizione per punti dell'alzata in maniera tale da estendere o contrarre il profilo in maniera uniforme in funzione del valore di traslazione richiesto dell'apertura o chiusura della valvola, a sua volta indicato come parametro variabile nel Case Setup. Questi parametri così introdotti, si definiscono variabili indipendenti e saranno quelli che l'algoritmo di ottimizzazione userà come input.

Di seguito si riporta il caso dell'aspirazione, con l'uso dei parametri [IVOdelta] e [IVCdelta], rispettivamente traslazione dell'apertura e traslazione della chiusura rispetto al profilo originale, ma in maniera analoga si è fatto con lo scarico con [EVOdelta] e [EVCdelta].

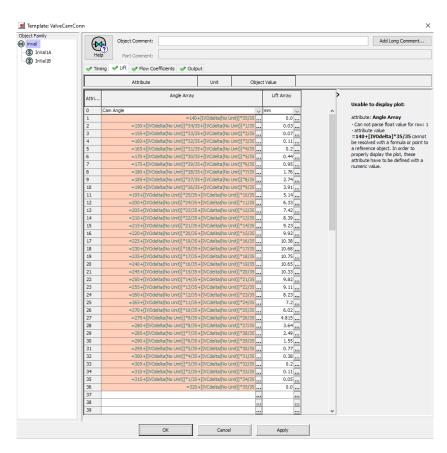


Figura 57 Parametrizzazione della legge di alzata per l'aspirazione

D'altro canto, è anche necessario definire matematicamente il punto di ottimo. Ora, siccome in termini prestazionali è importante non solo il valore di coppia massima ma soprattutto l'andamento della curva di coppia e di potenza, si farà in modo che ciascuna iterazione del processo di ottimizzazione terrà conto di 4 punti operativi: pieno carico e giri motore a 4500, 5500, 6500, 7500rpm.

A questo punto si introduce una funzione definita come la media pesata della coppia al pignone ai ai vari regimi:

$$f = \frac{\sum_i w_i(Coppia\ al\ pignone)_i}{w_i}$$

$$con w_i$$
: $w_{4500} = 0.7$; $w_{5500} = 0.8$; $w_{6500} = 0.9$; $w_{7500} = 1$

Questa funzione restituirà un valore scalare, e consentirà dunque all'algoritmo di ottimizzazione di identificare le combinazioni migliori dei parametri di variazione, permettendo quindi di procedere nella direzione della massimizzazione del valore di f. Essa è definita variabile dipendente, e sarà l'output delle simulazioni svolte per l'ottimizzazione.

Da notare che il peso assegnato ai vari regimi è stato scelto in accordo alle esigenze del team, e motivato dal desiderio di non incrementare troppo la coppia ai bassi regimi, già elevata, ma di massimizzare soprattutto il picco di potenza.

4.2. Analisi dei vari algoritmi

Il software prevede diversi algoritmi integrati per l'ottimizzazione:

• Discrete grid method.

Si tratta di un algoritmo di tipo a bisezione. Esso funziona calcolando f ai vertici di uno spazio del dominio di ottimizzazione, facendo poi in modo che questo spazio (inizialmente pari al dominio totale) si dimezzi a ciascuna iterazione e sia direzionato sempre dal lato in cui f è massimizzata. La simulazione va dunque impostata definendo i confini del dominio di integrazione e lo spazio minimo oltre il quale l'algoritmo deve fermarsi e consegnare il valore massimo calcolato.

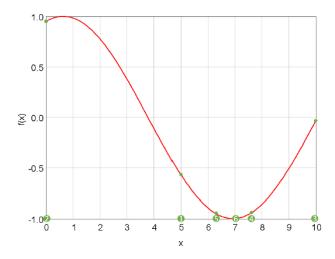


Figura 58 Esempio di ottimizzazione a bisezione in un dominio a una variabile indipendente (x) e una variabile dipendente (f(x)). I numeri indicano la successione di punti per trovare l'ottimo. [13]

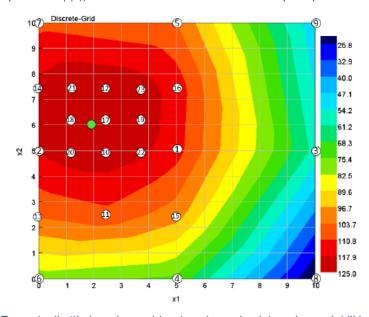


Figura 59 Esempio di ottimizzazione a bisezione in un dominio a due variabili indipendenti (x1, x2) ed una variabile dipendente (f). I numeri indicano la successione di punti calcolati per trovare l'ottimo. [13]

Il limite di questo algoritmo è che in presenza di più di un punto di massimo, potrebbe restituire risultati incorretti. Per questo motivo è stato scartato nell'analisi in oggetto, trattandosi di un caso complesso a 4 variabili per cui non sono note a priori le interazioni reciproche.

Brent Method

È un metodo che combina il metodo di bisezione con l'uso di un'interpolazione inversa quadratica. In pratica a partire da ciascun punto, viene calcolata f in un punto ad una distanza prefissata dal primo. Se f va nella direzione desiderata, si procede con il calcolo di un altro punto nella stessa direzione e alla stessa distanza dal secondo punto, altrimenti se f va in direzione opposta, il terzo punto è calcolato in direzione opposta. Ottenuti questi tre punti, l'algoritmo calcola una curva quadratica che vi sia passante, ed il punto successivo di partenza sarà nel minimo di questa curva stimata. Procedendo iterativamente si fa qualcosa di simile al Discrete grid method, ma risulta più veloce per l'arrivo a convergenza. Tuttavia, ne condivide i limiti legati alla presenza di eventuali massimi locali, dunque anche questo sarà scartato per l'analisi in esame.

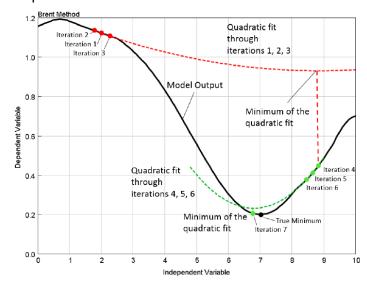


Figura 60 Rappresentazione-esempio per l'ottimizzazione di una sola variabile dipendente al variare di una sola variabile indipendente con metodo di Brent [13]

- Genetic Algorithm, NSGA-III
 Appartiene alla famiglia degli algoritmi di ottimizzazione di tipo genetico, il cui funzionamento prende spunto dal processo evolutivo biologico.

 Si definiscono innanzitutto alcuni termini:
 - L' "individuo", ovvero la simulazione corrispondente ad una combinazione nota delle variabili indipendenti e caratterizzata da una valore della variabile dipendente
 - la "popolazione", ovvero l'insieme di iterazioni diverse da compiere e le cui variabili indipendenti sono inizialmente casuali, successivamente dipendenti dalle popolazioni precedenti
 - o le "generazioni", ovvero il numero di volte che si ricalcola una intera popolazione

Al termine di ciascuna generazione, si seleziona un numero pari a metà popolazione delle combinazioni migliori, ovvero che massimizzano la variabile dipendente, e su di esse vengono applicate due operazioni:

- Crossover: il valore delle variabili indipendenti viene incrociato al fine di ottenere nuove combinazioni
- Mutation: si introducono altrettante combinazioni operando una mutazione (in termini percentuali) di uno o più variabili indipendenti.

Proprio come nel processo evolutivo, questo algoritmo procede mutando gli "individui" su base randomica e selezionando man mano i migliori, per un numero di generazioni preimpostato.

In questo caso la simulazione non dispone di criteri di arresto, ma si è deciso di impostare un numero prestabilito di generazioni e selezionarne il massimo assoluto.

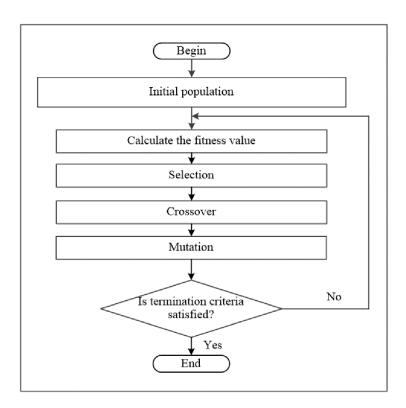


Figura 61 Logica dell'algoritmo di ottimizzazione genetica

4.3. Implementazione dell'algoritmo genetico NSGA-III

Per motivi legati alla complessità del problema si è scelto di adottare l'algoritmo SVGA-III.

I parametri da impostare sono:

- · Population size.
 - Il numero di "individui" appartenenti a ciascuna generazione, come anticipato
- Number of generations.
 - Il numero di generazioni dopo le quali arrestare il processo
- Crossover rate.
 - La probabilità che avvenga lo scambio delle variabili indipendenti nel singolo individuo
- Crossover rate distribution index Indice che introduce una variabilità randomizzata del crossover attorno al valore precedente (una sorta di deviazione standard)
- Mutation rate.
 - La probabilità che avvenga una mutazione delle variabili indipendenti nel singolo individuo
- Mutation rate distribution index.
 Indice che introduce una variabilità randomizzata della mutazione attorno al valore precedente (una sorta di deviazione standard)

Trattandosi di una prima analisi, questi parametri sono stati desunti dai valori consigliati nel manuale di Ottimizzazione [13], e se ne riporta di seguito la finestra di setup impostata. Una loro ottimizzazione può essere utile quando si devono effettuare più ottimizzazioni simili.

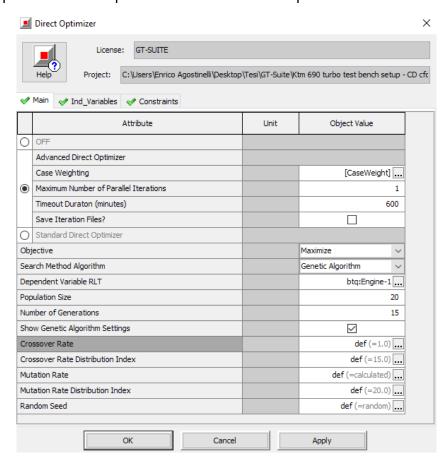


Figura 62 Finestra di setup per l'algoritmo di ottimizzazione NSGA-III

Quindi vanno definiti gli estremi dei domini di applicabilità delle variabili indipendenti. Innanzitutto, sono definiti di tipologia "Sweep", dunque tali da rimanere costanti in ciascun "Case" – ovvero a ciascun regime di giri.

Essi sono riportati nella figura seguente, e sono stati scelti sulla base di valori realistici ma al contempo non eccessivi per velocizzare l'arrivo a convergenza.

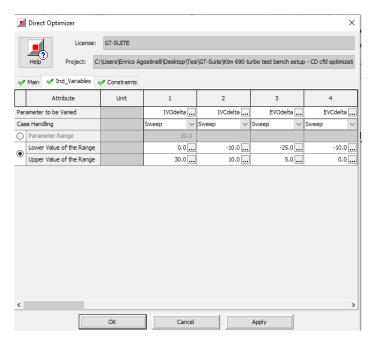


Figura 63 Impostazione degli intervalli di ottimizzazione per le variabili indipendenti

Come si può notare, si è anche tenuto conto del limite cinematico di interferenza con il pistone con la scelta di non avanzare la chiusura della valvola di scarico o anticipare l'apertura della valvola di aspirazione.

4.4. Risultati

Al termine dell'ottimizzazione, si sono ottenuti i seguenti valori delle variabili indipendenti:

FUNZIONE F 86.1 NM

IVO DELTA	+15° cam angle
IVC DELTA	-5° cam angle
EVO DELTA	-13° cam angle
EVC DELTA	+0° cam angle

È interessante inoltre notare il progresso della funzione f e dei vari parametri indipendenti verso il punto di massimo in funzione del numero di iterazioni (ogni 20 iterazioni avviene il cambio di generazione).

Si nota chiaramente come l'algoritmo consenta di analizzare grossomodo tutto il dominio delle variabili indipendenti, e come con l'avanzare delle iterazioni esso si concentri attorno ai punti di ottimo. L'ultima iterazione è una ripetizione del caso identificato come massimo al fine di salvarne i risultati dettagliati.

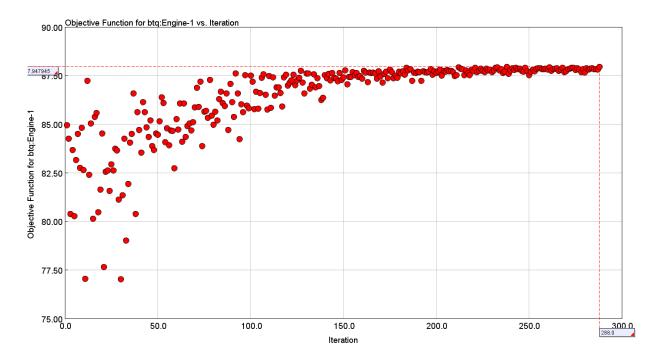


Figura 64 Andamento della funzione f in funzione del numero di iterazioni

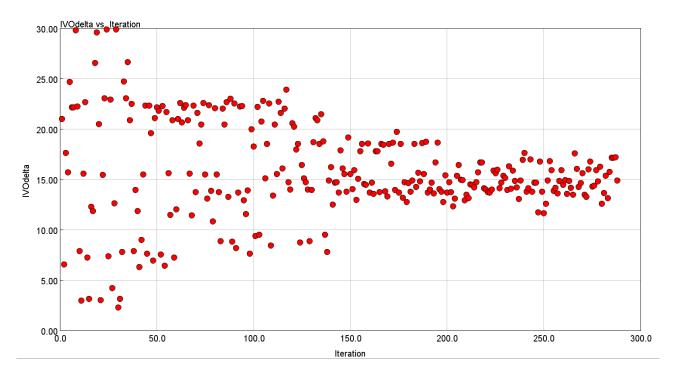


Figura 65 Andamento della variabile indipendente IVOdelta in funzione del numero di iterazioni

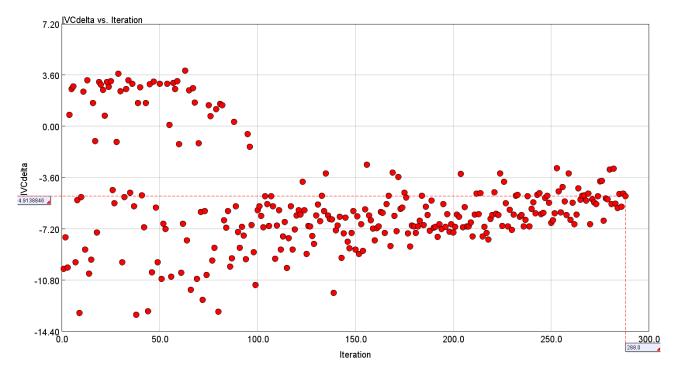


Figura 66 Andamento della variabile indipendente IVCdelta in funzione del numero di iterazioni

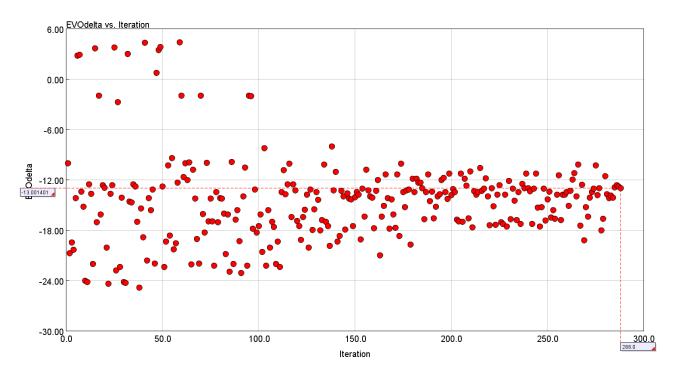


Figura 67 Andamento della variabile indipendente EVOdelta in funzione del numero di iterazion

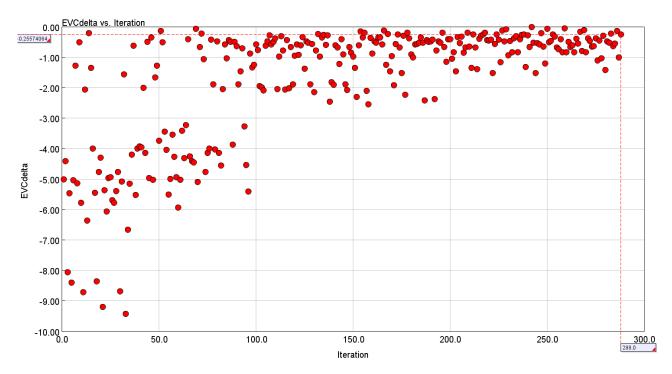


Figura 68 Andamento della variabile indipendente EVCdelta in funzione del numero di iterazioni

5. Analisi dei risultati in GT-Post

4.5. Variazione dei valori medi

Per effettuare una prima analisi dei risultati si procederà a confrontare le grandezze mediate per l'intero ciclo, che sono quelle di interesse per gli obiettivi prestazionali.

Potenza e coppia

Il processo ha portato ad un incremento di potenza circa linearmente crescente su tutti i regimi, fino a 6500rpm con +7,16 hp (+5,3kW) che in termini relativi corrisponde ad un +9,1% sulla potenza massima. Oltre questo regime vi è un calo di potenza che verrà analizzato con le successive grandezze medie: portata massica e rendimenti indicato e volumetrico.

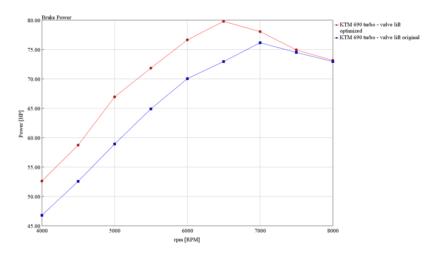


Figura 69 Confronto tra le curve di potenza nei casi ottimizzato e non ottimizzato

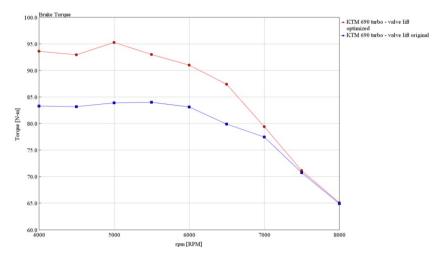


Figura 70 Confronto tra le curve di coppia nei casi ottimizzato e non ottimizzato

Portata massica, rendimento volumetrico e rendimento indicato

È interessante osservare il primo di questi tre parametri perché viene limitato dal restrittore posto per regolamento in aspirazione. Esso causa una perdita di carico sempre crescente man mano che ci si avvicina al limite isoentropico, che per un ugello ideale da 20mm corrisponde a circa 76g/s secondo la relazione vista nel capitolo sui coefficienti di efflusso. Tenendo conto delle non idealità e del fatto che la pressione è molto pulsata (a causa della natura del motore), il limite si assesta attorno ai 65g/s (234kg/h), con un coefficiente di efflusso del restrittore pari a 0.9.

Questo è il motivo per cui le potenze si allineano oltre un certo regime, e spiega anche il calo di potenza verificatosi oltre i 7000rpm al banco prova.

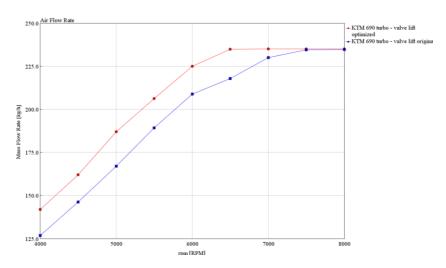


Figura 71 Andamento delle portate massiche per il caso ottimizzato e originale in funzione del regime motore

Nonostante la portata sia identica agli alti regimi, il calo di potenza è motivato dalle perdite meccaniche (proporzionali agli rpm). Questo di conseguenza porta ad un calo del rendimento totale del sistema, come riportato nella figura seguente.

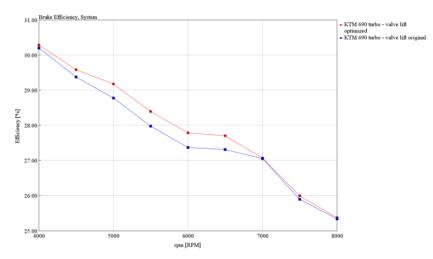


Figura 72 Andamento del rendimento indicato per i casi ottimizzato e originale in funzione del regime motore

Si può inoltre notare che il caso ottimizzato presenta un maggior rendimento indicato, che può essere legato ad una variazione del punto di funzionamento delle turbomacchine (analizzati più

avanti) ma anche in virtù delle minori perdite per pompaggio, che con la soluzione originale erano incrementate dal fatto che parte dei gas di scarico venivano espulsi e poi riaspirati nel cilindro.

Infine, il riempimento volumetrico sale fino ad 1.55, (avvicinandosi ad un valore ideale di 1.58 considerando pressione di sovralimentazione 0.8, temperatura aria 60°C, con riferimento alle condizioni ambientali) nel range di giri 5000-6000rpm, ovvero attorno al regime ottimizzato in fase di sviluppo dei sistemi di aspirazione e scarico[10]. Ad alti regimi poi quest'ultimo scende chiaramente a causa del restrittore.

$$(\lambda_v)_{ideale} = \frac{m_{asp_ideale}}{\rho_0 \cdot V} = \frac{\rho_s \cdot V}{\rho_0 \cdot V} = \frac{\rho_s}{\rho_0} = 1.577$$

Dove λ_v è il riempimento volumetrico, m_{asp} la massa aspirata, ρ_0 è la densità ambientale, ρ_s è la densità nelle condizioni di sovralimentazione.

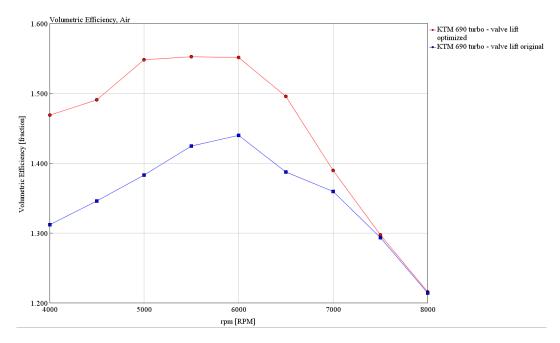


Figura 73 Andamento del riempimento volumetrico (riferito alle condizioni standard) in funzione del regime motore per i casi ottimizzato e originale.

Gas combusti residui e temperatura iniziale

L'ottimizzazione comporta anche il beneficio di ridurre le temperature all'inizio della fase di compressione, consentendo maggior riempimento volumetrico per l'aumento di densità dell'aria immessa, oltre che per lo spazio lasciato libero dai gas esausti.

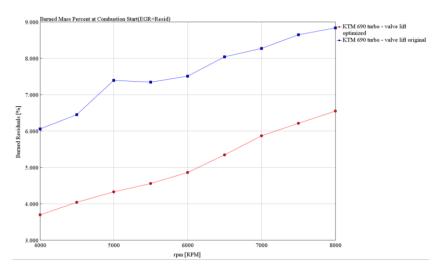


Figura 74 Andamento della percentuale di gas combusti presenti a inizio del ciclo (a metà della fase di compressione) in funzione del regime motore

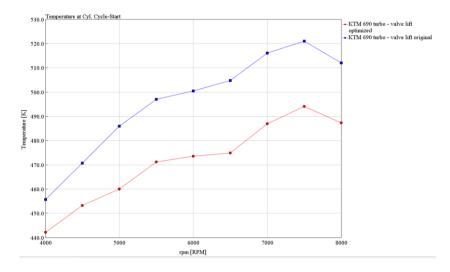


Figura 75 Andamento della temperatura a inizio del ciclo (metà della fase di compressione) in funzione del regime motore

In aggiunta, si verifica anche la riduzione dello scambio termico verso le pareti della camera di combustione proprio in virtù della temperatura media interna più bassa. Il guadagno è di circa 1kW soprattutto agli alti regimi.

4.6. Analisi del ciclo di pompaggio

L'ottimizzazione ha comportato una riduzione della portata di riflusso in tutti i regimi, tuttavia essa non è stata annullata. Il motivo è probabilmente legato alla presenza del restrittore, per cui andrebbe evitato un riflusso dei gas freschi allo scarico essendo la portata d'aria già di per sé limitata. L'algoritmo ottimizzazione è quindi stato capace di scartare i casi a riflusso positivo (in virtù del fatto che essi avranno portato a performances inferiori) favorendo questa soluzione finale in cui il riflusso negativo è presente ma minimizzato.

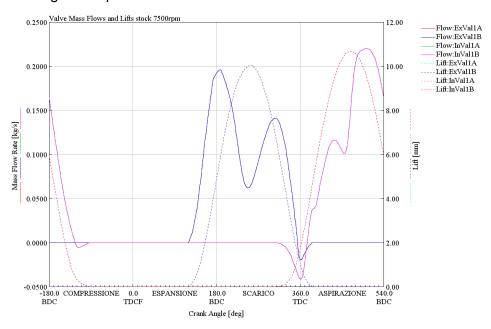


Figura 76 Andamento delle portate attraverso le valvole durante il ciclo motore per il caso originale a 7500rpm.

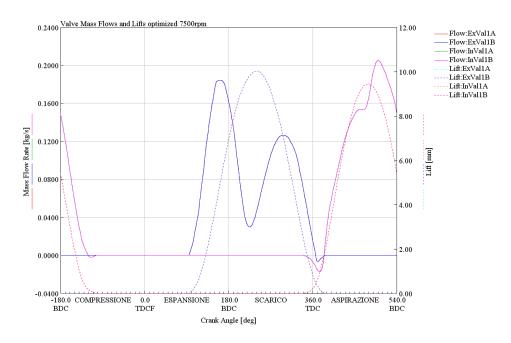


Figura 77 Andamento delle portate attraverso le valvole durante il ciclo motore per il caso ottimizzato a 7500rpm.

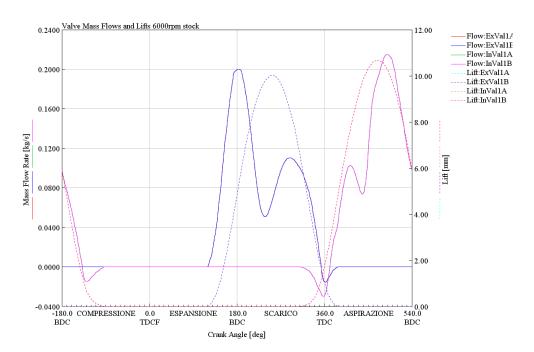


Figura 78 Andamento delle portate attraverso le valvole durante il ciclo motore per il caso originale a 6000rpm.

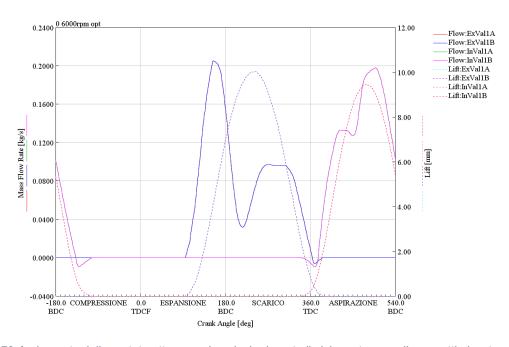


Figura 79 Andamento delle portate attraverso le valvole durante il ciclo motore per il caso ottimizzato a 6000rpm.

4.7. Analisi del turbocompressore

Per quanto riguarda il turbocompressore si vogliono analizzare due aspetti potenzialmente problematici:

- · L'incremento di velocità angolare ai vari regimi.
- Il grado di apertura della wastegate

E due aspetti prestazionali:

- L'efficienza della turbina
- L'efficienza del compressore

Velocità del turbogruppo

Arrivando come già visto ad elaborare portate massiche maggiori, ci si aspetta una velocità superiore necessaria al compressore per sopperire questa esigenza.

Effettivamente ciò accade ma in modo non eccessivo, e comunque entro il limite di massimi RPM dello stesso (270 000 rpm)

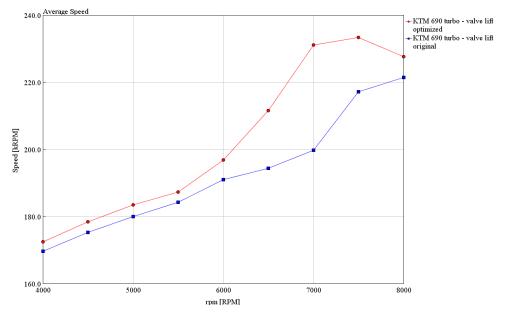


Figura 80 Andamento della velocità angolare del turbocompressore al variare dei regimi del motore per i casi con alzata originale e ottimizzata

Grado di apertura della wastegate

Si tratta di un parametro importante per consentire la gestione ottimale della pressione di sovralimentazione: se l'apertura della wastegate non fosse sufficiente si avrebbe il rischio di sovralimentare più del previsto.

Il modello fluidodinamico considera questo bypass come un'apertura a diametro variabile la cui portata è calcolata in modo isoentropico. Per questo motivo il diametro calcolato per la wastegate è un parametro indicativo della frazione di portata con cui opera la turbina rispetto al compressore. Dunque, procedendo a confrontare questo parametro per i due casi si rivela che la curva è traslata e ridotta rispetto al caso non ottimizzato. Significa dunque che non si prevedrebbero problemi per questo aspetto.

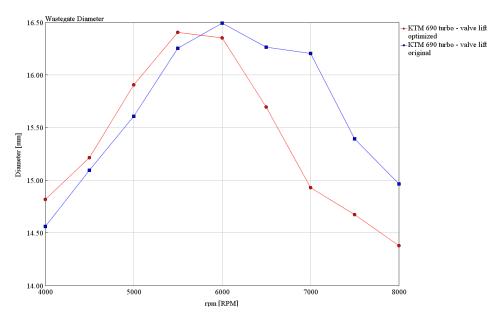


Figura 81 Andamento del diametro di apertura della wastegate al variare dei regimi del motore per i casi con alzata originale e ottimizzata

Efficienza delle turbomacchine

Con la variazione della velocità angolare e della portata di entrambe le turbomacchine, si avrà necessariamente una variazione del punto di funzionamento e di conseguenza dell'efficienza fluidodinamica.

Confrontando ad esempio i punti di funzionamento sul compressore, si nota che seguono all'incirca uno stesso andamento ma non vi è corrispondenza tra i vari regimi motore: il caso ottimizzato condivide lo stesso punto di funzionamento del caso originale per regimi motore superiori (ed ha senso considerando l'incremento di portata su tutta la curva).

L'eccezione a questa proprietà si ha ad alti regimi, in cui l'intervento del restrittore in termini di perdita di carico produce una deviazione dall'andamento originale.

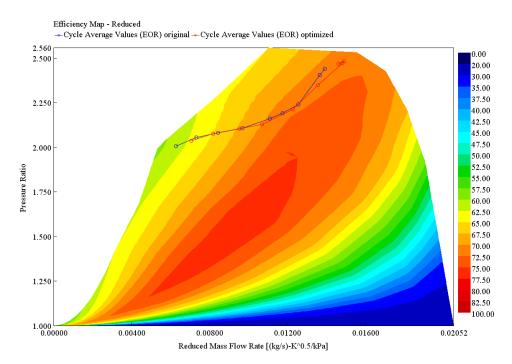


Figura 82 Andamento dei punti di funzionamento del compressore sulla mappa caratteristica dello stesso per i due casi analizzati. Gli indicatori indicano regimi motore da 4000 a 8000 rpm con intervallo di 500rpm.

Questo, almeno per il compressore, significa maggior efficienza nella parte di tratto condivisa, mentre circa la stessa ad alti regimi. Questo lo si evidenzia plottando le curve di efficienza come con i dati analizzati in precedenza:

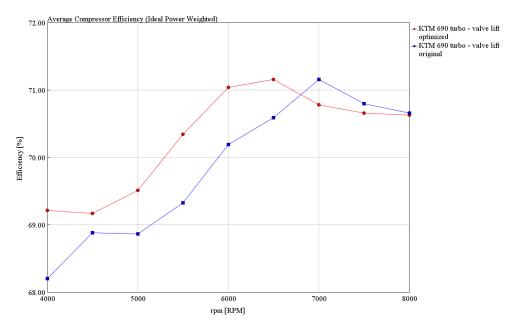


Figura 83 Andamento dell'efficienza del compressore in funzione dei regimi motore per i casi originale e ottimizzato

Anche per quanto riguarda la turbina vi è un incremento dell'efficienza complessiva, giustificando ulteriormente l'incremento di efficienza del powertrain complessivo vista in precedenza.

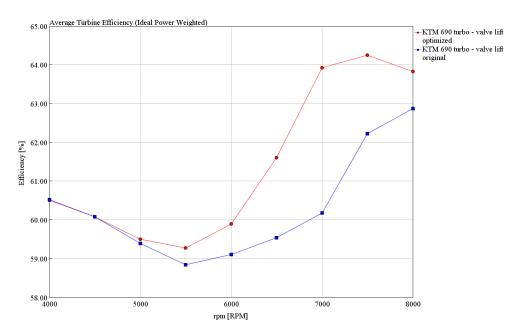


Figura 84 Andamento dell'efficienza della turbina in funzione dei regimi motore per i casi originale e ottimizzato

6. Verifica meccanica

L'intento di questa fase finale è di ottenere una misura % dell'eventuale incremento di usura dovuta ai vari fenomeni tribologici di una distribuzione tramite bilancieri come quella in esame.

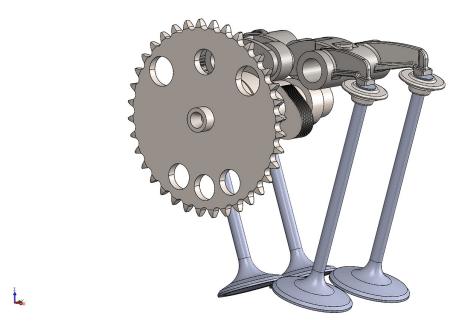


Figura 85 Modello CAD del meccanismo da analizzare

A tal fine si procederà prima con un'analisi cinematica per ottenere le geometrie del sistema, e successivamente con un'analisi dinamica per ricavare gli stress in gioco.

Ovviamente è impensabile ottenere un grado di accuratezza assoluto non essendo note grandezze come le tolleranze dei cuscinetti radenti, le caratteristiche di lubrificazione e l'esatta composizione dei materiali per desumerne i coefficienti di attrito.

Sicuramente sarà possibile stimare il rischio di distacco della valvola analizzando le forze inerziali della stessa e la forza esercitata dalla molla.

Si procederà poi a valutare l'incremento relativo nelle grandezze tribologiche principali legate all'usura del rullo a contatto con la camma e fissato sul bilanciere:

- Stress normale massimo (Hertz Stress), importante per l'usura superficiale
- Forza normale massima (Normal Load), importante per la resistenza dei rullini volventi che consentono la rotazione del rullo sul bilanciere

Entrambe le fasi verranno affrontate con il modulo GT-VVT presente nel pacchetto GT-Suite.

6.1. Analisi cinematica dei profili di alzata

Il primo step dal punto di vista meccanico è consistito nella ricostruzione matematica dei profili di alzata di entrambe le camme. Questo significa riprodurre l'andamento dell'alzata e delle varie derivate di essa introducendo una serie di curve polinomiali raccordate, a loro volta "guidate" attraverso l'imposizione dei valori cinematici ai loro estremi.

Infatti, la progettazione del corretto profilo di alzata prevede un andamento più continuo e pulito possibile per la velocità, l'accelerazione e la derivata terza dell'alzata - il jerk [14].

Per questo, con un dispositivo di centraggio apposito realizzato in stampa 3D, si è proceduto innanzitutto ad una misura precisa del profilo delle camme attraverso un comparatore, a partire dai quali è stato possibile calcolare le varie derivate come illustrato di seguito con l'esempio della camma di scarico.

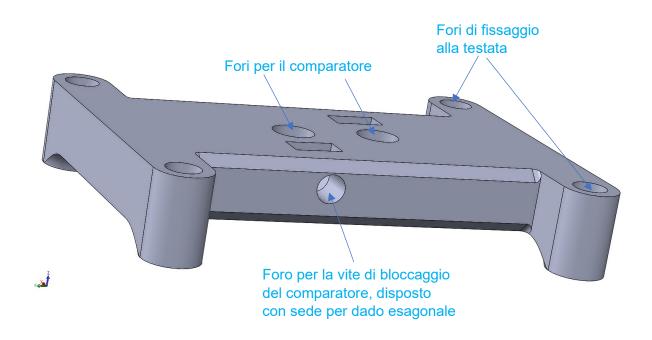


Figura 86 Supporto per il comparatore per la misura dei profili effettivi delle camme

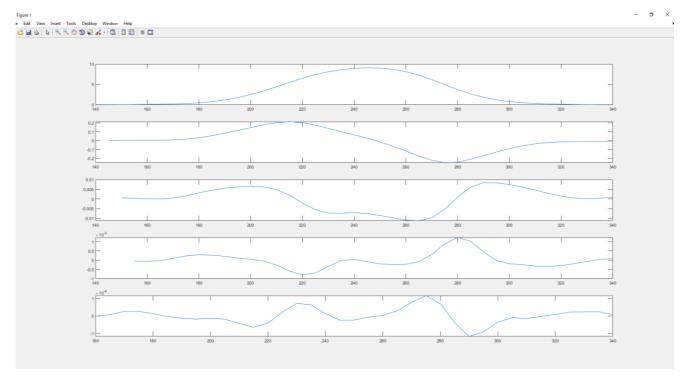


Figura 87 Interfaccia Matlab®. Dall'alto verso il basso: il profilo di alzata della camma di scarico, la velocità, la accelerazione, il jerk (derivata 3°) e lo snap (derivata 4°).

Tuttavia, è risultato conveniente utilizzare il pacchetto GT-Valvetrain per questa trattazione. Infatti esso, dopo aver importato un profilo qualsiasi (camma o valvola), contiene un'interfaccia apposita sia per l'analisi cinematica, e quindi per convertire ad esempio il profilo radiale della camma in un profilo di alzata lineare per la valvola, sia per ricavare la matematica del profilo, ovvero ottenere i vincoli cinematici da imporre come già accennato.

Si riportano dunque di seguito le interfacce offerte da GT-VVT in modalità "Cam Design" per entrambe le camme. Il profilo tratteggiato è quello originario importato e "lisciato" (smoothing in inglese), mentre la linea continua è la descrizione matematica ottenuta imponendo vari vincoli e intervalli.

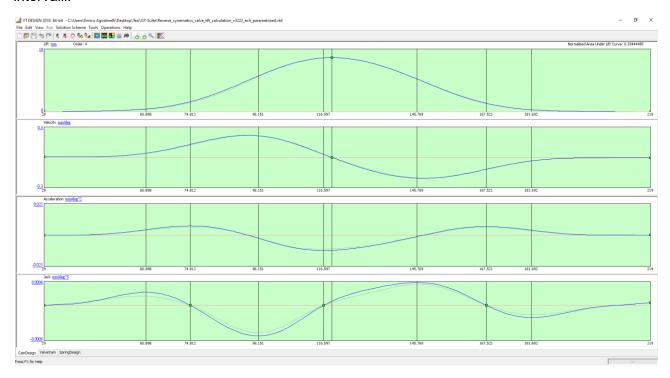


Figura 88 Interfaccia GT-VVT®. Dall'alto verso il basso: il profilo di alzata della camma di scarico originale, poi la velocità, l'accelerazione, il jerk (derivata 4°)

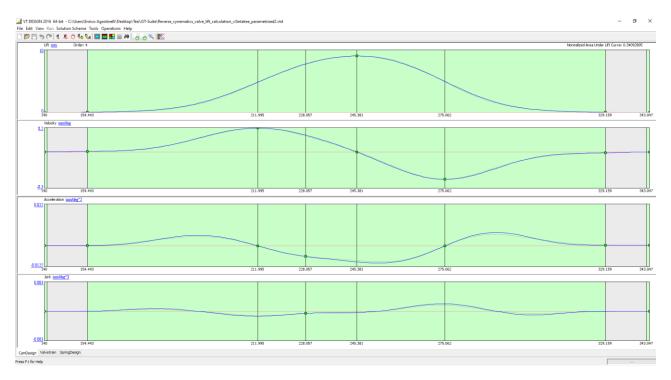


Figura 89 Interfaccia GT-VVT®. Dall'alto verso il basso: il profilo di alzata della camma di aspirazione originale, poi la velocità, l'accelerazione, il jerk (derivata 4°)

Si possono notare appunto i valori fissati (quadrati verdi) e gli intervalli tra una spline e la successiva (linee verticali), oppure le aree di dwell usate nel solo profilo di aspirazione, per vincolare la velocità a rimanere costante agli estremi del profilo. Tutti questi sono caratteristici del metodo di modellazione consigliato: H-Spline.

Quello che si verifica è una leggera deviazione nella curva di jerk, tuttavia assolutamente tollerabile tenendo conto di possibili errori di misura e dell'affidabilità già elevata della soluzione originale.

Infatti ora, disponendo dei dati del processo di ottimizzazione, si procederà ad usare un tool integrato nel programma per scalare opportunamente il profilo in funzione del nuovo intervallo di apertura desiderato, mantenendo gli stessi vincoli (tra cui l'alzata massima). Si riportano di seguito il risultato per entrambe le camme di aspirazione e scarico.

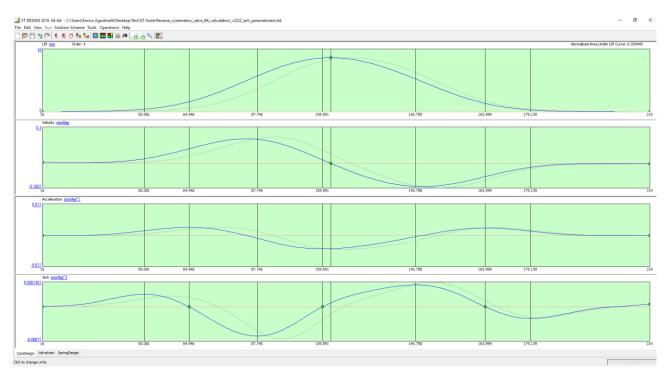


Figura 90 Interfaccia GT-VVT®. Dall'alto verso il basso: il profilo di alzata della camma di scarico ottimizzata, poi la velocità, l'accelerazione, il jerk (derivata 4°). Tratteggiato il profilo originale.

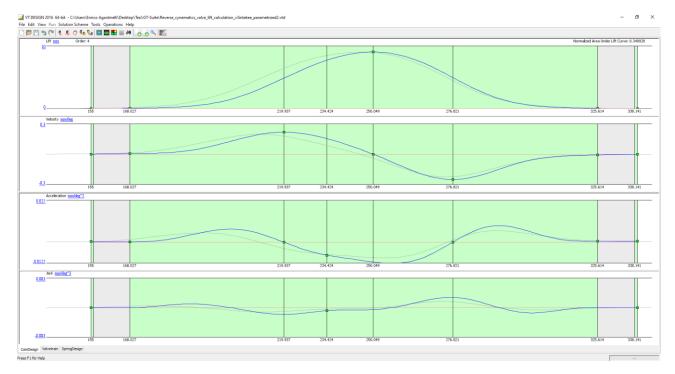


Figura 91 Interfaccia GT-VVT®. Dall'alto verso il basso: il profilo di alzata della camma di aspirazione ottimizzata, poi la velocità, l'accelerazione, il jerk (derivata 4°). Tratteggiato il profilo originale.

Si può notare come ci sia un aumento dei picchi nel solo caso dell'aspirazione, che infatti subisce un restringimento dell'intervallo mantenendo la stessa alzata. Invece lato scarico, originariamente il lato più soggetto a rotture nei veicoli di serie, si riscontra una diminuzione delle accelerazioni e del jerk.

A questo punto l'ultimo step dell'analisi cinematica è consistito nella costruzione del modello cinematico del meccanismo di distribuzione originario, usandolo poi per calcolare il profilo di alzata valvola e confrontarlo con il profilo misurato.

Costruendo uno schizzo 2D in ambiente CAD a partire dalle misurazioni effettuabili sulla testata, si sono ottenute le grandezze necessarie per la costruzione del modello cinematico in GT-VVT, entrambi riportati nelle figure seguenti.

Il confronto tra i profili valvola calcolati tramite cinematica inversa e quelli misurati è stato effettuato tenendo conto del gioco presente tra bilanciere e valvola, 0.1mm, e così si è riscontrata una buona correlazione, con una minima differenza soprattutto per lo scarico nella zona prossima al valore di massima alzata. Questa è probabilmente legata ad errori di misura nella cinematica ma non risulterà determinante in termini di effetti fluidodinamici.

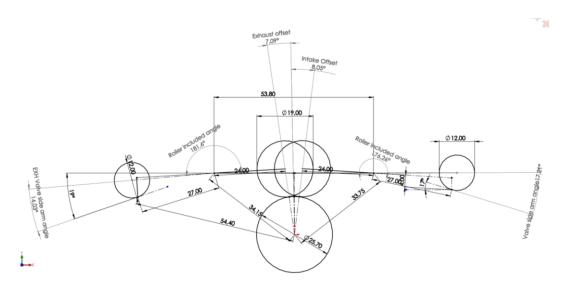


Figura 92 Schizzo 2D (in vista perpendicolare all'asse a camme) della cinematica del meccanismo di distribuzione

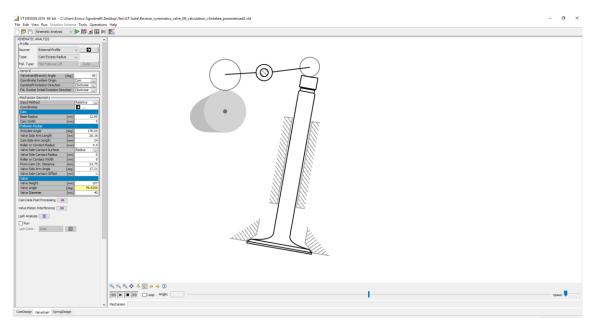


Figura 93 Interfaccia GT-VVT nella modalità "Valvetrain" per la modellazione cinematica del sistema

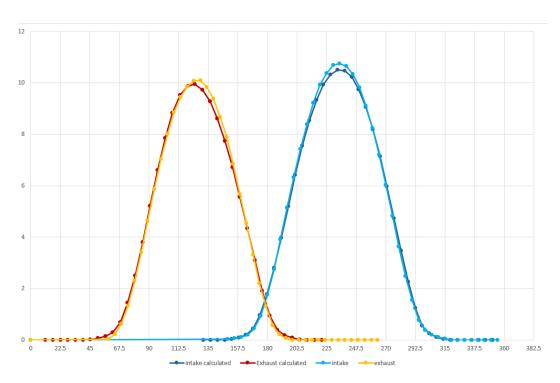


Figura 94 Deviazione del profilo di alzata originale di entrambe le valvole tra la misura diretta ed il calcolo a partire dalla misura del profilo della camma.

6.2. Impostazione dell'analisi dinamica

Per questa fase si farà affidamento sempre al pacchetto GT-VVT con la costruzione di un modello semplificato meccanico a partire dai dati cinematici già inseriti.

A tal fine sono necessarie altre grandezze di input, alcune delle quali non misurabili direttamente. Per questo si è dovuta utilizzare la modellazione CAD e la simulazione FEM al fine di ricavare alcune caratteristiche del bilanciere necessarie per tener conto anche delle deformazioni:

- Momento d'inerzia dei bilanciere
- Rigidezza flessionale dei bilanciere
- Rigidezza della molla

Calcolo delle grandezze mancanti

Per il primo punto, si è trattato di ricostruire fedelmente il componente su CAD, ed utilizzare i sistemi integrati di analisi per valutarne il momento di inerzia.

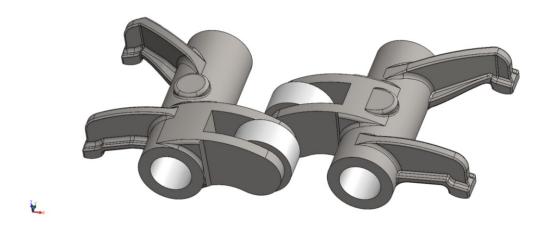


Figura 95 Modelli CAD dei due bilanciere: a sinistra quello delle valvole di scarico, a destra di aspirazione

Invece per il secondo punto, è stato necessario usare la simulazione FEM strutturale.

La simulazione è stata impostata seguendo le indicazioni nel manuale GT-VVT: vincolando con una cerniera l'asse di rotazione del bilanciere e bloccando il rullo della camma, per poi applicare una forza sui punti di contatto della valvola in direzione tale da generare un momento sull'asse del bilanciere. Inoltre, si sono previsti dei vincoli planari nella zona di contatto con la valvola per assicurare la planarità del punto di applicazione della forza.

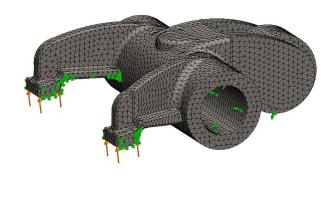


Figura 96 Mesh solida del bilanciere di aspirazione con rappresentati i vincoli e le forze applicate.

Dal risultato della simulazione si è ottenuta quindi la deformazione ed è stato possibile calcolare la rigidezza espressa in N/m riferita al braccio con la massima deformazione. I risultati sono riportati nella tabella seguente.

Carico torsionale applicato	8,1 Nm
Braccio bilanciere aspirazione	27mm
Braccio bilanciere scarico	27mm
Rigidezza minima bilanciere aspirazione	11 900 000 N/m
Rigidezza minima bilanciere scarico	7 800 000 N/m

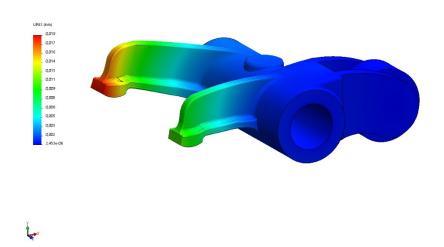


Figura 97 Risultato della simulazione per il bilanciere di scarico con indicato lo spostamento assoluto.

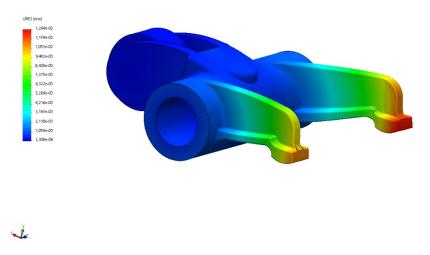


Figura 98 Risultato della simulazione per il bilanciere di aspirazione con indicato lo spostamento assoluto.

Infine, per quanto riguarda la molla è disponibile una relazione basata su quantità misurabili per il calcolo della rigidezza (in quanto molla conica) [15]:

$$k = \frac{F}{f} = \frac{d^4G}{16n(r_1 + r_0)(r_1^2 + r_0^2)}$$

Da questa relazione risulta k=50.9 N/mm, dove:

- d è il diametro del filo della molla [m],
- r₁ è il raggio maggiore della molla [m],
- r0 è il raggio minore della molla [m],
- n è il numero di spire attive,
- G è il modulo elastico tangenziale, assunto considerando come materiale un acciaio al carbonio [Pa].

Tuttavia, si è voluto anche utilizzare la simulazione FEM per validare questo risultato. Si è proceduto dunque a simulare la forza di reazione generata con una compressione della molla di 4 e 10mm, ottenendo rispettivamente 200N e 511N come riportato nelle immagini seguenti. Questi valori sono infatti totalmente compatibili con il valore calcolato più sopra.

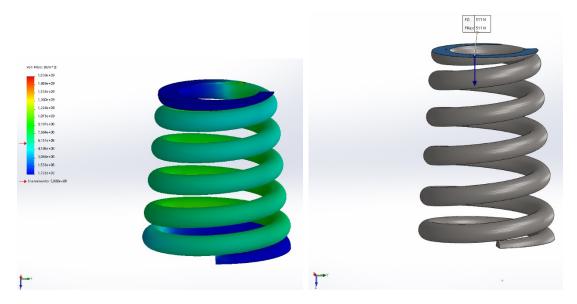


Figura 99 Simulazione della molla con 10mm di compressione. A sinistra rappresentazione deformata con i valori di stress meccanico della molla, a destra valore della forza risultante.

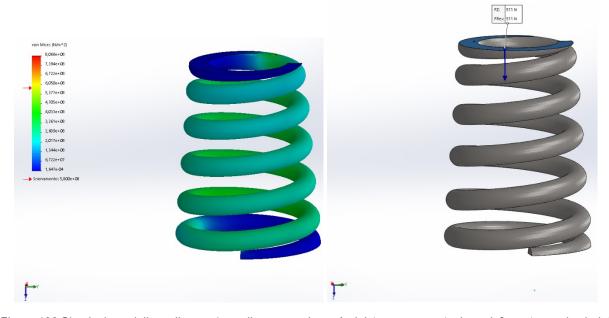


Figura 100 Simulazione della molla con 4mm di compressione. A sinistra rappresentazione deformata con i valori di stress meccanico della molla, a destra valore della forza risultante.

Caratteristiche del modello meccanico

Il modello è stato costruito in ambiente GT-ISE tenendo conto delle caratteristiche geometriche già analizzate nel caso cinematico, ma anche di ulteriori misure come quelle relative all'albero a camme o ai bilanciere come illustrato poc'anzi.

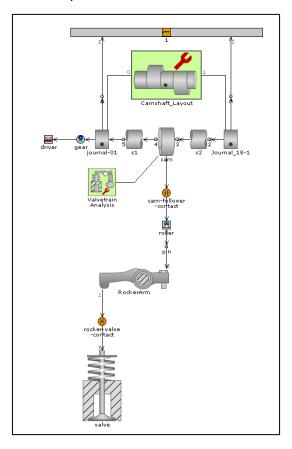


Figura 101 Illustrazione del modello meccanico in ambiente GT-ISE

Esso è semplificato in quanto le componenti sono descritte tramite le principali grandezze inerziali (massa o momenti d'inerzia), dinamiche (rigidezze, coefficienti di attrito, caratteristiche di lubrificazione), e geometriche. Questo rende infattibile un'analisi dinamica completa, che dovrebbe tener conto anche della risposta modale delle varie geometrie tridimensionali, ma che sarebbe anche eccessiva per l'analisi in questione.

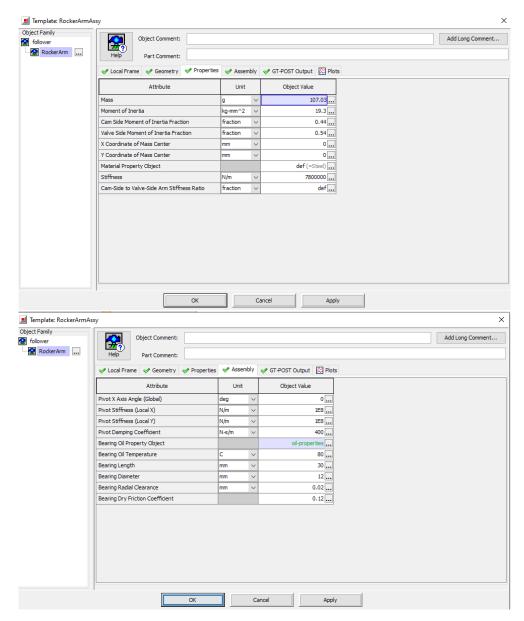


Figura 102 Esempio della finestra di setup delle impostazioni dinamiche del bilanciere: sopra le caratteristiche proprie, con rigidezza, momento d'inerzia, massa, ecc. Sotto invece le rigidezze del "telaio" e le caratteristiche del cuscinetto radente lubrificato.

Infine, la simulazione è stata impostata di tipo dinamico ed è stata effettuata per intervalli di 1000 rpm fino ai 9000. Il post processing e analisi dei risultati sarà di tipo quasi-dinamico proprio in virtù della modellazione semplificata dei vari componenti.

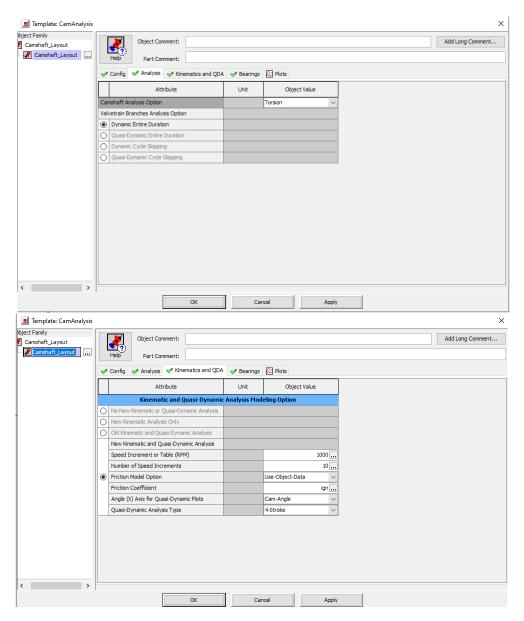


Figura 103 Schermata di impostazione dell'analisi di tipo dinamico e post processing quasi-dinamico con i relativi regimi studiati

6.3. Analisi dei risultati

Considerando che solo il profilo di aspirazione viene ristretto, mentre quello di scarico viene allargato, la verifica si concentrerà sul primo caso in quanto come già visto nell'analisi cinematica è l'unico a presentare un incremento delle accelerazioni e quindi delle forze in gioco. Infatti, l'analisi del profilo di scarico, seppur sia stata effettuata, non ha riportato criticità degne di nota, in accordo alle aspettative.

L'analisi consisterà in un confronto tra i casi originale e ottimizzato su tre regimi di rotazione costanti (3000,6000 e 9000rpm), prendendo in esame due aspetti:

- Lo Spring Margin.
 Parametro indicativo del fenomeno di separazione della valvola dal bilanciere,
- La resistenza della rotella del bilanciere.
 La cui rottura dipende dall'usura superficiale e dalla vita del cuscinetto della rotella sul bilanciere.

Analisi dello "Spring Margin"

Dalle simulazioni per il caso ottimizzato risulta che non vi siano problemi di distacco. Tuttavia è utile valutare quale sia l'entità della forza residua al contatto tra valvola e bilanciere per quantificare il rischio che la separazione avvenga in situazioni di transitorio (quindi a regime non costante, ad esempio arrivando improvvisamente a limitatore).

Lo spring margin è un parametro adimensionale utile a valutare il rischio di distacco della valvola. Esso è definito nel seguente modo [16]:

$$Spring\ Margin = \frac{(Forza\ della\ molla) - (Forze\ inerziali)}{(Forza\ della\ molla)}$$

In pratica, al raggiungimento dello Spring Margin = 0 si ha il distacco della valvola in condizioni stazionarie, in quanto le forze inerziali prevalgono su quelle della molla che non riesce più a garantire il contatto con il bilanciere. Quanto più è distante dallo zero, tanto più c'è sicurezza anche in condizioni transitorie.

Calcolandolo al solo regime di 9000 rpm, essendo quello critico del motore originale, si verifica una differenza importante che quindi suggerirebbe una buona probabilità di separazione. Se ne riportano di seguito i risultati numerici e grafici.

Spring margin minimo originale 9000rpm	0.52
Spring margin minimo ottimizzazione 9000rpm	0.29 → -44%

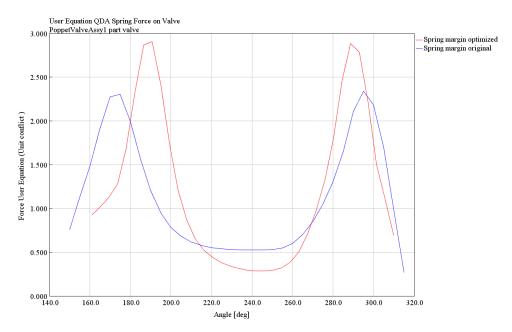


Figura 104 Andamento dello spring margin a 9000 rpm nei due casi originale e ottimizzato

Tuttavia va considerato che il motore sovralimentato è limitato a 8000rpm, e tenendo conto di questa caratteristica si ha una riduzione dello spring margin del 15%, che è sicuramente tollerabile (infatti la separazione della valvola è un fenomeno addirittura desiderato in alcuni motori ad altissime prestazioni [3]). Per questo motivo, si procede a confrontare il caso critico per entrambe le configurazioni: 9000 rpm per l'aspirato e 8000rpm per il sovralimentato ottimizzato. Si ottiene:

Spring margin minimo originale 9000rpm	0.52
Spring margin minimo ottimizzazione 8000rpm	0.44 → -15%

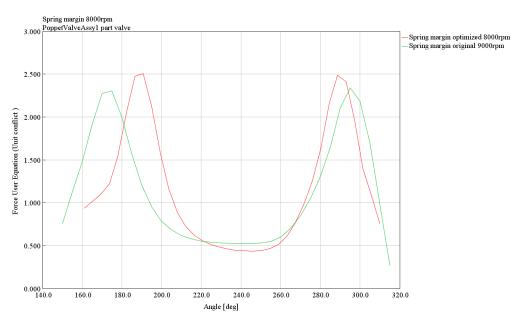


Figura 105 Andamento dello spring margin a 9000 rpm nei due casi originale e ottimizzato

Analisi della forza normale sul rullo del bilanciere

Questo è probabilmente l'aspetto più importante, in quanto il motore soffre già da originale di usura prematura del rullo a contatto con la camma, che è calettato sul bilanciere attraverso un cuscinetto a rulli.

Il guasto può avvenire sia per rottura degli elementi volventi interni al rullo, che per usura superficiale della superficie di contatto. Dunque i parametri analizzati saranno:

Forza normale

Si procederà a calcolare in maniera semplificata la riduzione della vita della rotella del bilanciere rispetto al caso originale tenendo conto della variazione del carico normale.

La vita di un cuscinetto volvente sottoposto a carichi dinamici costanti è descritta dall'equazione seguente [17]:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \; ; \; p = \frac{10}{3}$$

Dove L_{10} è la durata in milioni di rivoluzioni, C è il carico dinamico [kN] caratteristico del cuscinetto, P è il carico dinamico equivalente [kN] dipendente dall'applicazione, e p è un coefficiente caratteristico per la tipologia di cuscinetto. In questo caso, per cuscinetti a rulli, si ha p=(10/3).

La riduzione relativa di vita del cuscinetto sarà data da:

$$Frazione \ della \ durata = \frac{L_{10(ottimizzato)}}{L_{10(originale)}} = \frac{\left(\frac{C}{P}\right)^p_{\ ottimizzato}}{\left(\frac{C}{P}\right)^p_{\ originale}} = \left(\frac{P_{originale}}{P_{ottimizzato}}\right)^p$$

Dove P, il carico dinamico equivalente, per i cuscinetti radiali a rulli corrisponde al carico radiale. Quindi, si procederà ad effettuare il calcolo tenendo conto del rapporto tra i massimi carichi statici calcolati. Questo introduce di per se un coefficiente di sicurezza, in quanto andrebbe tenuto conto di un carico medio rispetto alla curva di carico ciclica che nel caso ottimizzato presenta un andamento più ristretto.

Prendendo in esame il carico massimo a 6000rpm come regime intermedio di funzionamento, si ottiene:

Frazione della durata =
$$\left(\frac{7050 \, N}{10422 \, N}\right)^{\frac{10}{3}} = 0.28$$

Dunque, tenendo dell'intervallo di controllo del gioco valvole consigliato dalla casa madre [18] di 10.000km, si ottiene, con un ampio coefficiente di sicurezza, un intervallo consigliato per la sostituzione di 2800km, che è un valore indubbiamente superiore a quello di un'intera stagione sportiva per queste vetture. Quindi non dovrebbe rappresentare un limite.

Stress superficiale (Hertz pressure)

Il solutore calcola anche questo parametro calcolando la superficie di contatto con le relazioni previste dalla teoria di Hertz per il contatto superficiale [19]. Essa introduce delle relazioni per il calcolo della superficie di contatto e da essa ne determina una pressione. Quest'ultima è un parametro indicativo dell'usura superficiale delle superfici coniugate, e ne sono presenti i limiti in valore assoluto in letteratura.

Tuttavia per quest'analisi si procederà come con la forza normale, calcolando la variazione percentuale in funzione di una relazione tra lo stress meccanico e la durata. Per questo obiettivo, si è considerato un valore di durezza compreso tra 58 e 65 HRC come riportato dal più noto produttore di cuscinetti a rulli [20]. La curva caratteristica del numero di cicli in funzione del massimo stress superficiale è di tipo esponenziale negativo ed è stata identificata a partire dai seguenti dati trovati in letteratura [21]:

TABLE 2			
	ΣHLIM (@ 5×10 ⁷ CYCLES)	ΣHLIM (@ 10⁵ CYCLES)	ΣHLIM (@ 10 ³ CYCLES)
ALLOYED CASE HARDENED STEELS (SURFACE HARDNESS 58- 63 HRC):			
- OF SPECIALLY APPROVED HIGH GRADE:	1650	2500	3100
- OF NORMAL GRADE:	1500	2400	3100
NITRIDED STEEL, GAS NITRIDED - SURFACE HARDNESS 700- 800 HV	1250	$1.3 \times \sigma_{HLim}$	1.3 × σ _{HLim}
ALLOYED QUENCHED AND TEMPERED STEEL, BATH OR GAS NITRIDED -SURFACE HARDNESS 500-700HV	1000	$1.3 \times \sigma_{HLim}$	1.3 × σ _{HLim}
ALLOYED FLAME OR INDUCTION HARDENED STEEL - SURFACE HARDNESS 500 - 650 HV	0.75×HV + 750	1.6 × σ _{HLim}	4.5 × HV
ALLOYED QUENCHED AND TEMPERED STEEL:	1.4×HV + 350	1.6 × σ _{HLim}	4.5 × HV
CARBON STEEL:	1.5×HV + 250	1.6 × σ _{HLim}	1.6 × σ _{HLim}
These values refer to wrought steels :hot rolled or forged. For cast steel the values for σ_{HLim} are to be reduced by 15%.			

Figura 106 Dati di resistenza sueprficiale reperiti in letteratura [21]

A questo punto si è proceduto al calcolo delle ore di funzionamento corrispondenti alla situazione originale e ottimizzata, tenendo conto che dalla simulazione la rotella compie 1,37 rivoluzioni per ogni ciclo motore.

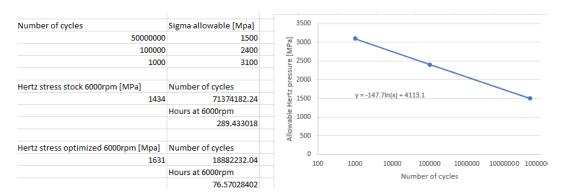


Figura 107 Foglio di calcolo per la previsione di ore di funzionamento

I risultati sono riportati di seguito:

Ore di funzionamento calcolate originale	289.4
Ore di funzionamento calcolate modificato	76.6 → -73%

Nonostante la variazione percentuale sia considerevole, va tenuto conto che il numero di ore di funzionamento a regime costante di 6000rpm originale era sicuramente elevato e praticamente irraggiungibile. Per questo motivo anche questo parametro risulta non problematico visto il contesto racing, tenendo anche conto che il rapporto tra le durate corrisponde al 27% e rientra dunque nel valore calcolato per la forza normale della rotella.

In definitiva, in base ai risultati ottenuti si avrà un ottimo margine di sicurezza considerando l'uso di componenti nuovi (come minimo i bilancieri, possibilmente anche valvole, molle, piattelli ed asse a camme) ad ogni stagione sportiva.

7. Conclusioni

Questo progetto di tesi, mirato alla progettazione di un nuovo asse a camme per una vettura da competizione, si è articolato in due fasi: prima una progettazione prestazionale, e quindi in termini fluidodinamici, e successivamente una verifica meccanica.

L'ottimizzazione fluidodinamica è passata attraverso l'uso della simulazione 3D RANS per determinare i coefficienti di efflusso allo scarico, la creazione di un modello 1D, l'introduzione nello stesso degli opportuni coefficienti caratteristici e di calibrazione, e infine l'implementazione di un algoritmo di ottimizzazione genetico, il NSGA-III. Da questo processo si sono ottenuti i nuovi profili di alzata pensati per massimizzare le performances.

Questa ottimizzazione ha portato ad un incremento importante della coppia e potenza a medi e bassi regimi, tuttavia la potenza agli alti regimi rimane limitata dalla presenza del restrittore. Il regime di massima potenza si è spostato da 7000 a 6500rpm, regime in cui si è ottenuto un incremento di 7 cv. Il picco di potenza calcolato è di 79cv al pignone, 90cv all'albero; mentre la coppia massima sale di circa 10Nm con 95Nm di picco al pignone e 105Nm all'albero. Con questa nuova configurazione si è ridotto quasi completamente il riflusso dei gas di scarico verso il collettore di aspirazione (presente a causa del differenziale negativo di pressione legato alla turbosovralimentazione), ed il coefficiente di riempimento è arrivato vicino al valore ideale considerando le condizioni di sovralimentazione.

La verifica meccanica si è concentrata sul profilo di aspirazione, essendo quello che ha subito un restringimento della durata e dunque un incremento nelle accelerazioni cinematiche. L'approccio per la verifica è stato di tipo quasi-dinamico, andando dunque a trascurare i fenomeni di risonanza modale. Questo approccio è giustificato dal fatto che si sta ottimizzando un profilo preesistente già perfettamente funzionante, e che il profilo finale sarà ottenuto a somiglianza di quest'ultimo (copiandone ad esempio le parti iniziale e finale in cui avviene il contatto ed il distacco della valvola dal rocker). Questo garantisce una certa somiglianza in termini di vibrazioni considerando che i principali fattori modali rimangono gli stessi (masse, regimi, urti dovuti al gioco valvola). L'analisi quasi-dinamica ha dunque tenuto in considerazione due aspetti importanti per l'affidabilità del sistema: lo Spring Margin ed il carico radiale sulla rotella del rocker. Per quanto riguarda il primo, è un indice che definisce se il potenziale elastico della molla è sufficiente a garantire il contatto nella fase di decelerazione della valvola. Dalle analisi esso è sceso considerevolmente a parità di regime di utilizzo, ma considerando il regime ridotto adottato sulla vettura sovralimentata la differenza è di solo un -15%.

Il carico sulla rotella del rocker è invece incrementato abbastanza da comportare una riduzione dell'affidabilità del -73%. Nonostante si tratti di un valore importante, va tenuto conto che la motocicletta di origine ha intervalli di manutenzione molto ampi e che si tratta di una versione aggiornata rispetto alle precedenti, più problematiche. Considerando gli intervalli di "fabbrica" e questa riduzione percentuale, si è ottenuta comunque una durata in ore ampiamente superiore ad una stagione sportiva, dunque in sicurezza.

Infine, considerando i risultati delle simulazioni, si nota come possa essere vantaggioso prestare attenzione all'ottimizzazione del restrittore per guadagnare considerevolmente potenza ad alti regimi. Questa può essere affrontata in via computazionale, tuttavia richiede anche una verifica sperimentale per certificare l'incremento di efflusso sulla soluzione attuale.

In definitiva, si riporta di seguito il profilo delle camme calcolato ed il confronto con il profilo originale.

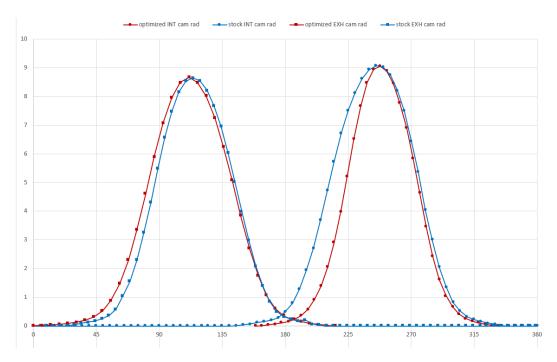


Figura 108 Confronto tra i profili delle camme di aspirazione (●) e scarico (■) per le versioni originale (blu) e ottimizzata (rosso). Rispetto al profilo originale, la variazione relativa alla durata totale di apertura è stata: apertura aspirazione +10.71%, chiusura aspirazione -3.67%, apertura scarico -7.85%, chiusura scarico 0%.

Dati del profilo delle camme ottimizzate (angolo rispetto al punto morto superiore) :

Aspir	azione	Sca	rico
gradi	mm	gradi	mm
158.6128	0	-18.4069	0
163.308	0.016046	-12.2383	0.001994
168.0031	0.042652	-6.06967	0.00759
172.6982	0.075718	0.098935	0.013296
177.3933	0.112748	6.267536	0.019511
182.0885	0.158689	12.43614	0.031969
186.7836	0.231063	18.60474	0.055538
191.4787	0.359126	24.77334	0.089795
196.1739	0.576952	30.94194	0.133349
200.869	0.916441	37.11054	0.196057
205.5641	1.404829	43.27914	0.30886
210.2593	2.066264	49.44775	0.522266
214.9544	2.923409	55.61635	0.894495
219.6495	3.987544	61.78495	1.477777
224.3447	5.223063	67.95355	2.305597
229.0398	6.507522	74.12215	3.37348
233.7349	7.649224	80.29075	4.616534
238.43	8.480298	86.45936	5.903003
243.1252	8.937939	92.62796	7.064953
247.8203	9.052392	98.79656	7.954513
252.5154	8.877093	104.9652	8.489613
257.2105	8.447795	111.1338	8.657969
261.9057	7.783905	117.3024	8.486478
266.6008	6.900874	123.471	8.006785
271.2959	5.828911	129.6396	7.245706
275.9911	4.642301	135.8082	6.242913
280.6862	3.466678	141.9768	5.074151
285.3814	2.435674	148.1454	3.854771

290.0765	1.62913	154.314	2.715647
294.7716	1.052058	160.4826	1.766625
299.4667	0.664019	166.6512	1.066376
304.1619	0.4157	172.8198	0.612801
308.857	0.263657	178.9884	0.35513
313.5521	0.170855	185.157	0.221581
318.2473	0.109003	191.3256	0.14824
322.9424	0.062152	197.4942	0.096455
327.6375	0.025842	203.6628	0.053042
332.3326	0	209.8314	0.019341
		216	-8.97E-05

Dati del profilo delle camme originali

Aspirazione		Scarico	
gradi	mm	gradi	mm
0	0	9	0
5	0	14	0
10	0	19	0
15	0	24	0.005
20	0	29	0.035
25	0	34	0.085
30	0	39	0.135
35	0	44	0.175
40	0	49	0.245
45	0	54	0.365
50	0	59	0.585
55	0	64	1.055
60	0	69	1.555
65	0	74	2.305
70	0	79	3.265
75	0	84	4.305
80	0	89	5.485
85	0	94	6.575
90	0	99	7.475
95	0	104	8.155
100	0	109	8.525
105	0	114	8.645
110	0	119	8.535
115	0	124	8.215
120	0	129	7.665

125	0	134	6.955
130	0	139	6.035
135	0	144	5.015
140	0	149	3.985
145	0.01	154	2.975
150	0.04	159	2.085
155	0.07	164	1.405
160	0.12	169	0.855
165	0.16	174	0.515
170	0.2	179	0.325
175	0.29	184	0.23
180	0.5	189	0.175
185	0.79	194	0.215
190	1.29	199	0.08
195	1.95	204	0.03
200	2.71	209	0
205	3.68	214	0
210	4.71	219	0
215	5.74	224	0
220	6.71	229	0
225	7.51	234	0
230	8.13	239	0
235	8.61	244	0
240	8.93	249	0
245	9.07	254	0
250	9.01	259	0
255	8.74	264	0
260	8.22	269	0
265	7.49	274	0
270	6.45	279	0
275	5.37	284	0
280	4.05	289	0
285	3	294	0
290	2.06	299	0
295	1.36	304	0
300	0.82	309	0
305	0.52	314	0
310	0.31	319	0
315	0.22	324	0
320	0.15	329	0
325	0.1	334	0
330	0.055	339	0
335	0.01	344	0
340	0	349	0
345	0	354	0

350	0	359	0
355	0	364	0
360	0	369	0

Indice delle figure

Figura 1 Vettura P4M durante una competizione nella stagione 2019	4
Figura 2 Tabella utilizzata nel 2018 per confrontare le varie architetture del propulsore	5
Figura 3 Rendering del motore montato nel 2019 sulla vettura P4M	5
Figura 4 Fasi del motore a ciclo otto [1]	7
Figura 5 Confronto tra ciclo indicato e ciclo teorico nel diagramma Pressione-Volume [2]	8
Figura 6 Schema e trasformazioni del ciclo Otto [4]	11
Figura 7 Andamento del riempimento volumetrico rispetto alla velocità media del pistone [1]	12
Figura 8 (a) andamento dell'efficienza volumetrica a diversi valori di fasatura valvole (nel riquadro dall'alto vers	o il
basso e da sinistra verso destra: anticipo apertura aspirazione rispetto al PMS, ritardo chiusura scarico rispetto	al PMS,
ritardo chiusura aspirazione rispetto al PMI, anticipo apertura scarico rispetto al PMS) (b) andamento dell'effici	enza a
diversi valori di alzata massima	13
Figura 9 Andamento delle pressioni nei condotti per il motore KTM 690 aspirato a 6500rpm e 100% del carico	14
Figura 10 Andamento delle portate attraverso le valvole di aspirazione e scarico del motore KTM 690 aspirato a	
6500rpm e 100% del carico	15
Figura 11 Rappresentazione grafica della mappa caratteristica del compressore scelto - Mitsubishi serie TD025N	л, 06Т4
	16
Figura 12 Rappresentazione grafica della mappa caratteristica della turbina scelta, Mitsubishi serie TD025M, F2	
Figura 13 Andamento delle pressioni per il caso sovralimentato a 5000rpm e 100% del carico	17
Figura 14 Andamento delle portate per il caso sovralimentato a 5000rpm e 100% del carico	18
Figura 15 Rendering CAD del powertrain P4M	22
Figura 16 Powertrain assemblato fuori dalla vettura prima del montaggio – 2019 (immagine distorta a causa d	el
grandangolo della fotocamera)	22
Figura 17 Rappresentazione a blocchi del modello 1D fluidodinamico	26
Figura 18 Plot di alcuni dei dati acquisiti, con frequenza di campionamento 1Hz, durante la fase di calibrazione.	
Legenda in alto, sull'asse principale vi sono le pressioni, sull'asse secondario il regime motore.	27
Figura 19 Ricostruzione grafica delle pressioni statiche assolute in tutti i componenti del motore, con indicati ne	lle
caselle i valori in ingresso e in uscita	28
Figura 20 Dati acquisiti al banco prova delle pressioni medie relative, a 7000rpm e 100% del carico	28
Figura 21 Confronto tra le curve di potenza misurata e simulata	29
Figura 22 Mappa degli anticipi del motore, su ECU Motec M800. Dettaglio sui valori più conservativi legati al bu	co di
coppia a bassi giri	30
Figura 23 Andamento del numero di Mach nel restrittore a 7500rpm	31
Figura 24 Andamento del numero di Mach nel restrittore a 6500rpm	31
Figura 25 CAD dell'assieme completo	32
Figura 26 Dettaglio della camera di combustione	32
Figura 27 Sezione longitudinale dell'assieme testata	
Figura 28 Dominio fluidodinamico della testata	
Figura 29 Dettaglio della distribuzione	34
Figura 30 Dettaglio dell'asse a camme	34
Figura 31 Andamento dei coefficienti di efflusso di due sistemi diversi, e sopra ad essi la curva descrittiva della f	
di area scoperta rispetto alla sezione minima del condotto. [5]	
Figura 32 Disegno di una valvola a stantuffo con le principali grandezze caratteristiche [5]	
Figura 33 Coefficiente di efflusso di una singola apertura rettangolare di scarico (7.6mmx12.7mm) nella parete	
cilindro due tempi di alesaggio 51mm, in funzione della posizione del pistone e del rapporto di pressione cilindro	
(c)/scarico (e). Test stazionari a 21°C [1].	
Figura 34 Finestra per il setup della simulazione con collegamento ai vari tool	
Figura 35 Modello solido importato nel software, a sinistra intero e a destra sezionato nella zona valvole	
Figura 36 Impostazioni mesh	47
Figura 37 Dettagli di impostazione per l'Inflation per la mesh della parte inferiore	
Figura 38 Dettaali di impostazione per il MultiZone per la mesh della parte inferiore	48

Figura 39 Dettagli di impostazione per il "Face Meshing" per la mesh della parte inferiore	_ 49
Figura 40 Riassunto statistiche della mesh completa	_49
Figura 41 Valori medi dei parametri di Skewness e Orthogonal Quality consigliati dal software	_49
Figura 42 Rappresentazione della mesh completa per la simulazione con alzata 6mm in aspirazione	_50
Figura 43 Dettaglio della mesh nella zona valvole. Si nota l'infittimento nelle zone di efflusso ottenuto con l'algoritm	0
"Proximity", e l'infittimento in prossimità dello stelo valvola ottenuto con l'algoritmo "Curvature", ma anche lo strat	o di
inflation presente su tutte le superfici	50
Figura 44 Dettaglio di entrambe le mesh sezionate con un piano longitudinale passante per una valvola. L'irregolaria	tà
della mesh inferiore è dovuta al piano di taglio non perfettamente parallelo alle facce dei volumi fluidi.	
Figura 45 Esempio di plot dei parametri di convergenza (simulazione 10mm di alzata in aspirazione). Dall'alto verso	_
basso: residuals, portata massica in uscita, portata massica in ingresso + in uscita	52
Figura 46 Foglio di calcolo costruito per l'analisi dei risultati delle simulazioni ed il confronto con i dati disponibili	- 54
Figura 47 Grafico dei coefficienti di efflusso calcolati e misurati (intake=aspirazione, exhaust=scarico)	- 55
Figura 48 Curve dei coefficienti di efflusso definitive	- 55
Figura 49 Campo di velocità calcolato nella simulazione con alzata 2mm in aspirazione, rappresentato in vista	-
trasversale (sinistra) e longitudinale (destra)	56
Figura 50 Campo di velocità calcolato nella simulazione con alzata 8mm in aspirazione, rappresentato su un piano	•
trasversale (sinistra) e longitudinale (destra)	56
Figura 51 Campo di velocità calcolato nella simulazione con alzata 10mm in aspirazione, rappresentato su un piano	•
trasversale (sinistra) e longitudinale (destra)	57
Figura 52 Campo di velocità calcolato nella simulazione con alzata 2mm in scarico, rappresentato su un piano	
trasversale (sinistra) e longitudinale (destra)	57
Figura 53 Campo di velocità calcolato nella simulazione con alzata 4mm in scarico, rappresentato su un piano	. • .
trasversale (sinistra) e longitudinale (destra)	58
Figura 54 Campo di velocità calcolato nella simulazione con alzata 6mm in scarico, rappresentato su un piano	_ 50
trasversale (sinistra) e longitudinale (destra)	58
Figura 55 Campo di velocità calcolato nella simulazione con alzata 8mm in scarico, rappresentato su un piano	
trasversale (sinistra) e longitudinale (destra)	59
Figura 56 Campo di velocità calcolato nella simulazione con alzata 10mm in scarico, rappresentato su un piano	_ 00
trasversale (sinistra) e longitudinale (destra)	59
Figura 57 Parametrizzazione della legge di alzata per l'aspirazione	- 60
Figura 58 Esempio di ottimizzazione a bisezione in un dominio a una variabile indipendente (x) e una variabile	_ 00
dipendente $(f(x))$. I numeri indicano la successione di punti per trovare l'ottimo. [13]	62
Figura 59 Esempio di ottimizzazione a bisezione in un dominio a due variabili indipendenti (x1, x2) ed una variabile	- 02
dipendente (f). I numeri indicano la successione di punti calcolati per trovare l'ottimo. [13]	62
Figura 60 Rappresentazione-esempio per l'ottimizzazione di una sola variabile dipendente al variare di una sola	_ 02
variabile indipendente con metodo di Brent [13]	63
Figura 61 Logica dell'algoritmo di ottimizzazione genetica	- 63 64
Figura 62 Finestra di setup per l'algoritmo di ottimizzazione NSGA-III	- 65
Figura 63 Impostazione degli intervalli di ottimizzazione per le variabili indipendenti	- 66
	-
Figura 64 Andamento della funzione f in funzione del numero di iterazioni	
Figura 65 Andamento della variabile indipendente IVOdelta in funzione del numero di iterazioni	
Figura 66 Andamento della variabile indipendente IVCdelta in funzione del numero di iterazioni	
Figura 67 Andamento della variabile indipendente EVOdelta in funzione del numero di iterazion	
Figura 68 Andamento della variabile indipendente EVCdelta in funzione del numero di iterazioni	
Figura 69 Confronto tra le curve di potenza nei casi ottimizzato e non ottimizzato	
Figura 70 Confronto tra le curve di coppia nei casi ottimizzato e non ottimizzato	
Figura 71 Andamento delle portate massiche per il caso ottimizzato e originale in funzione del regime motore	_
Figura 72 Andamento del rendimento indicato per i casi ottimizzato e originale in funzione del regime motore	_
Figura 73 Andamento del riempimento volumetrico (riferito alle condizioni standard) in funzione del regime motore	-
i casi ottimizzato e originale.	_ 72
Figura 74 Andamento della percentuale di gas combusti presenti a inizio del ciclo (a metà della fase di compressione	
funzione del regime motore	_ 73

Figura 75 Andamento della temperatura a inizio del ciclo (metà della fase di compressione) in funzione del regime	
motore	73
Figura 76 Andamento delle portate attraverso le valvole durante il ciclo motore per il caso originale a 7500rpm	74
Figura 77 Andamento delle portate attraverso le valvole durante il ciclo motore per il caso ottimizzato a 7500rpm.	74
Figura 78 Andamento delle portate attraverso le valvole durante il ciclo motore per il caso originale a 6000rpm	75
Figura 79 Andamento delle portate attraverso le valvole durante il ciclo motore per il caso ottimizzato a 6000rpm.	75
Figura 80 Andamento della velocità angolare del turbocompressore al variare dei regimi del motore per i casi con	
alzata originale e ottimizzata	76
Figura 81 Andamento del diametro di apertura della wastegate al variare dei regimi del motore per i casi con alzata	
originale e ottimizzata	77
Figura 82 Andamento dei punti di funzionamento del compressore sulla mappa caratteristica dello stesso per i due c	asi
analizzati. Gli indicatori indicano regimi motore da 4000 a 8000 rpm con intervallo di 500rpm.	78
Figura 83 Andamento dell'efficienza del compressore in funzione dei regimi motore per i casi originale e ottimizzato	79
Figura 84 Andamento dell'efficienza della turbina in funzione dei regimi motore per i casi originale e ottimizzato	79
Figura 85 Modello CAD del meccanismo da analizzare	80
Figura 86 Supporto per il comparatore per la misura dei profili effettivi delle camme	81
Figura 87 Interfaccia Matlab®. Dall'alto verso il basso: il profilo di alzata della camma di scarico, la velocità, la	
accelerazione, il jerk (derivata 3°) e lo snap (derivata 4°)	82
Figura 88 Interfaccia GT-VVT®. Dall'alto verso il basso: il profilo di alzata della camma di scarico originale, poi la	
velocità, l'accelerazione, il jerk (derivata 4°)	83
Figura 89 Interfaccia GT-VVT®. Dall'alto verso il basso: il profilo di alzata della camma di aspirazione originale, poi la	!
velocità, l'accelerazione, il jerk (derivata 4°)	83
Figura 90 Interfaccia GT-VVT®. Dall'alto verso il basso: il profilo di alzata della camma di scarico ottimizzata, poi la	
velocità, l'accelerazione, il jerk (derivata 4°). Tratteggiato il profilo originale.	84
Figura 91 Interfaccia GT-VVT®. Dall'alto verso il basso: il profilo di alzata della camma di aspirazione ottimizzata, po	i la
velocità, l'accelerazione, il jerk (derivata 4°). Tratteggiato il profilo originale.	85
Figura 92 Schizzo 2D (in vista perpendicolare all'asse a camme) della cinematica del meccanismo di distribuzione	86
Figura 93 Interfaccia GT-VVT nella modalità "Valvetrain" per la modellazione cinematica del sistema	86
Figura 94 Deviazione del profilo di alzata originale di entrambe le valvole tra la misura diretta ed il calcolo a partire	
dalla misura del profilo della camma.	87
Figura 95 Modelli CAD dei due bilanciere: a sinistra quello delle valvole di scarico, a destra di aspirazione	. 88
Figura 96 Mesh solida del bilanciere di aspirazione con rappresentati i vincoli e le forze applicate	. 89
Figura 97 Risultato della simulazione per il bilanciere di scarico con indicato lo spostamento assoluto.	. 89
Figura 98 Risultato della simulazione per il bilanciere di aspirazione con indicato lo spostamento assoluto.	90
Figura 99 Simulazione della molla con 10mm di compressione. A sinistra rappresentazione deformata con i valori di	
stress meccanico della molla, a destra valore della forza risultante	91
Figura 100 Simulazione della molla con 4mm di compressione. A sinistra rappresentazione deformata con i valori di	
stress meccanico della molla, a destra valore della forza risultante	91
Figura 101 Illustrazione del modello meccanico in ambiente GT-ISE	92
Figura 102 Esempio della finestra di setup delle impostazioni dinamiche del bilanciere: sopra le caratteristiche propr	e,
con rigidezza, momento d'inerzia, massa, ecc. Sotto invece le rigidezze del "telaio" e le caratteristiche del cuscinetto radente lubrificato.	93
Figura 103 Schermata di impostazione dell'analisi di tipo dinamico e post processing quasi-dinamico con i relativi	
regimi studiati	94
Figura 104 Andamento dello spring margin a 9000 rpm nei due casi originale e ottimizzato	-
Figura 105 Andamento dello spring margin a 9000 rpm nei due casi originale e ottimizzato	
Figura 106 Dati di resistenza sueprficiale reperiti in letteratura [21]	98
Figura 107 Foglio di calcolo per la previsione di ore di funzionamento	99
Figura 108 Confronto tra i profili delle camme di aspirazione (●) e scarico (■) per le versioni originale (blu) e	, , ,
ottimizzata (rosso). Rispetto al profilo originale, la variazione relativa alla durata totale di apertura è stata: apertura	1
	101

Bibliografia

- [1] J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, 1998.
- [2] D. Giacosa, Motori endotermici, Hoepli, 2000.
- [3] G. A. Pignone e U. R. Vercelli, Motori ad alta potenza specifica, Giorgio Nada Editore, 2016.
- [4] D. A. Crolla, Automotive Engineering Powertrain, chassis system and vehicle body, Elsevier, 2009.
- [5] G. Ferrari, «Motori a combustione interna,» EdiText, 2000.
- [6] T. Serghides, «Estimate friction factor accurately,» Chemical Engineering, 1984.
- [7] D. Miller, «Internal Flow Systems,» BHR Group Limited, 1990.
- [8] C. Colebrook, «Turbulent flow in pipes, with particular reference to the transition region between smooth and rough pipe laws,» Jour. Ist. Civil Engrs., 1939.
- [9] Gamma Technologies, «Flow Theory Manual,» 2020.
- [10] E. Agostinelli, «Turbo-sovralimentazione di un motore per competizioni Formula SAE,» Università Politecnica delle Marche, 2018.
- [11] ANSYS, Inc, «Internal Combustion Engines Tutorial Guide,» 2015.
- [12] T. Gård, «topplocksverkstan,» [Online]. Available: http://www.topplocksverkstan.se/KTM690.html.
- [13] Gamma Technologies, «Optimization Manual,» 2016.
- [14] I. Cameron e B. Minaker, «Valve lift profile development and optimization using Matlab,» SAE International, 2013.
- [15] www.tribology-abc.com, «Calculator for cone compression springs,» [Online]. Available: https://www.tribology-abc.com/calculators/t14 3.htm.
- [16] Gamma Technologies, «Valvetrain manual».
- [17] I. 281:2007, «Rolling bearings -- Dynamic load ratings and rating life». 2019.
- [18] KTM, «Manuale di riparazione 2013 KTM 690 Duke R EU».
- [19] Shaeffler, «Technical Pocket Guide».
- [20] SKF, «Componenti di cuscinetti a rullini,» [Online]. Available: https://www.skf.com/it/products/rolling-bearings/roller-bearings/needle-roller-bearings/needle-roller-bearing-components.
- [21] mechdesigner-support, «Contact stress: allowable, permissible, nominal, calculated,» [Online]. Available: http://mechdesigner.support/contact-fatigue-cams-cam-followers.htm.

- [22] AGAP, «AGAP Camshaft for KTM 690,» [Online]. Available: http://www.agap.se/Foersaeljningsdokument-KTM-690_3-201304-2.pdf.
- [23] L. M. Shalgowski e T. A. Mahank, «CFR Formula SAE Intake Restrictor Design and Performance,» Saginaw Valley State University.